

Chemische Ingenieur-Technik

Unter Mitwirkung von

Dr.-Ing. R. Bemann-Darmstadt, Priv.-Dozent Dipl.-Ing. Dr. A. Chwala-Wien,
Dr. rer. nat. A. Ernst-Ludwigshafen a. Rh., Dr.-Ing. M. Gompertz-Berlin,
Dipl.-Ing. H. Haehndel-Berlin, Dr.-Ing. E. Hegelmann-Ludwigshafen a. Rh.,
Dr. phil. C. Hilburg-Ludwigshafen a. Rh., Dr.-Ing. H. Holdt-Darmstadt, Prof.
Dr. phil. E. Jänecke-Heidelberg, Dipl.-Ing. R. Kranz-Mannheim, Prof. Dr. phil.
H. Mark-Wien, C. Mittag-Magdeburg, Dipl.-Ing. E. Richter-Wuppertal-Elberfeld,
Obering. A. Römer-Hersfeld, Dr.-Ing. B. Schmitt-Ludwigshafen a. Rh.,
Dr.-Ing. H. Schranz-Magdeburg, Dr.-Ing. L. C. Simon-Ludwigshafen a. Rh.,
Dr.-Ing. W. Speidel-Halle a. S., Dr.-Ing. K. Thormann-Breslau, Prof. Dr.
A. Thum-Darmstadt, Prof. Dr. A. Walther-Darmstadt, Dr.-Ing. K. Winnacker-
Frankfurt a. M.-Höchst, Dipl.-Ing. E. Wisotzky-Berlin,

herausgegeben von

Ing.-Chem. Dr. phil. Ernst Berl

Professor am Carnegie Institute of Technology, Pittsburgh (USA.),
früher Professor der Technischen Chemie und Elektrochemie
an der Technischen Hochschule zu Darmstadt

Zweiter Band

Mit 699 Textabbildungen
und einer Tafel



Berlin
Verlag von Julius Springer
1935

ISBN-13:978-3-642-88987-5 e-ISBN-13:978-3-642-90842-2
DOI: 10.1007/978-3-642-90842-2

Alle Rechte, insbesondere das der Übersetzung
in fremde Sprachen, vorbehalten.

Copyright 1935 by Julius Springer, Berlin.

Softcover reprint of the hardcover 1st edition 1935

Inhaltsverzeichnis des zweiten Bandes.

Aufbau von Anlagen.

Von Dr.-Ing. K. Thormann VDI, Berlin.

	Seite
I. Anforderungen an den Ort	1
II. Größe der Anlage und ihrer Teile	2
III. Gesamtanordnung	5
Stofflehre 6. — Straßen 7. — Eisenbahnanschluß 7. — Hochbauten, Zentralisierung 8.	
IV. Bauten	9
Tragkonstruktionen, Fördervorrichtungen 10. — Baustoffe 10. — Gebäudegröße 11. — Fußböden 12. — Entlüftung 13. — Transmissionen 14.	
V. Verschiedenes	14
Gewerbeordnung 14.	

Energiewirtschaft.

Von Dr. W. Speidel VDI, Halle a. S. und Dipl.-Ing. K. Kranz VDI, Mannheim.

I. Allgemeine Gesichtspunkte.	15
A. Energiequellen	15
B. Verwendungsformen der Energien	15
II. Wärmekraftmaschinen	16
A. Kolbendampfmaschinen	16
B. Dampfturbinen	16
1. Wirkungsweise	16
2. Verwendungsformen	17
3. Bauarten	19
a) Turbinen mit Axialströmung 19. — α) Gleichdruckturbinen 19. — β) Überdruckturbinen 22. — b) Turbinen mit Radialströmung 27. — α) Radialturbinen mit feststehenden Leitschaufeln 27. — β) Radialturbinen mit gegenläufigen Lauf- und Leitschaufeln 28.	
4. Regelung	28
a) Arten der Regelung 28. — b) Anordnung der Regelung 29. — α) Steuerkolbenregelung 29. — β) Öldurchflußregelung 29.	
5. Richtlinien für die Bestimmung der wirtschaftlichsten Frischdampfverhältnisse	29
a) Kondensationsturbinen 29. — α) Wahl des Dampfdruckes in Abhängigkeit von der Leistung der Turbineneinheit 31. — β) Gütezahl 31. — γ) Frischdampftemperatur 32. — δ) Zwischenüberhitzung 33. — ϵ) Dampftrocknung durch Wasserableitung aus der Turbine 35. — ζ) Dampfenahme zwecks Vorwärmung des Speisewassers 35. — η) Wärmeverbrauch von Kondensationsturbinen 36. — θ) Drehzahl 36. — b) Hochdruckvorschaltturbinen 37. — α) Konstruktiver Aufbau 37. — β) Regelung 38. — γ) Wärmeverbrauch 38. — c) Gegendruck- und Entnahmeturbinen für Industrieanlagen 39. — d) Die wirtschaftliche Bedeutung der im Gegendruckbetrieb erzeugten Energie 40.	

	Seite
C. Verbrennungsmotoren	41
1. Allgemeine Wirkungsweise	41
2. Grundlegende Betriebswerte	42
a) Spezifischer Wärmeverbrauch 42. — b) Die abgegebene Leistung und die Arbeitsdrücke 42. — c) Wirkungsgrad der Energieumwandlung 43. — d) Der Ungleichförmigkeitsgrad 43. — e) Das Fundament 44.	
3. Eigenschaften von Brennstoffgemischen	44
4. Zündmotoren	44
5. Brennermotoren	45
D. Gasturbinen	46
1. Als Gleichdruckverbrennungsturbine	47
2. Als Verpuffungsturbine	47
III. Wärmekraftwerke	47
A. Dampfkraftwerke	47
1. Standort und Anordnung des Dampfkraftwerkes	47
2. Maschinen- und Kesseleinheiten	48
a) Maschineneinheit 48. — b) Kesseleinheit 48.	
3. Wärmespeicherung in Heißwasserspeichern	48
a) Gefällespeicher 48. — α) Anwendung im Kondensationsbetrieb 48. — β) Anwendung in Industriebetrieben mit Dampf- und Kraftbedarf 49. — γ) Pufferspeicher 49. — b) Gleichdruckspeicher 49. — α) Anwendung in Kraftwerkenanlagen mit Kondensationsbetrieb (Speisewasserspeicher) 49. — β) Anwendung in Industriebetrieben mit Dampf- und Kraftbedarf 51. — γ) Gebrauchswasserspeicher 52. — δ) Niederdruckspeicher 52.	
4. Elektrische Speicherung	52
5. Belastungsausgleich durch betriebliche Maßnahmen	52
6. Augenblicksreserve	53
7. Anlagekosten	54
8. Entstehungskosten und Energieverrechnung	55
9. Eigenerzeugung oder Fremdbezug von elektrischer und Wärmeenergie	57
10. Kupplung von Energieerzeugung mit Kohleveredlung	58
B. Kraftwerke mit Verbrennungskraftmaschinen	59
1. Anlagekosten	59
2. Flächen- und Raumbedarf	60
3. Wirtschaftlichkeit im Vergleich zu Dampfkraftanlagen	60
a) Wirtschaftlichkeit von Großgasmaschinen im Vergleich zu Dampfturbinen 60. — α) Wärmebilanz einer Gasmaschinenanlage 60. — β) Wärmebilanz einer Dampfkraftanlage für Hochdruckdampf einschließlich Eigenbedarf bei Vollast 60. — b) Wirtschaftlichkeit von Dieselanlagen gegenüber Dampfkraftanlagen 62.	
C. Kraftwerke mit Druckfeuerung von Dampferzeugern in Verbindung mit Gasturbinen (Velo x-Dampferzeuger)	62
1. Gleichdruckverfahren	63
2. Verpuffungsverfahren	64
IV. Wasserkraftmaschinen	65
A. Wirkungsweise und Einteilung der Wasserkraftmaschinen	65
1. Freistrahlturbinen	65
2. Preßstrahltriebwerke	65
3. Wasserräder	66
B. Allgemeine hydraulische Verhältnisse	66
1. Nutzleistung	66
2. Fallhöhe	66
3. Hauptgleichung der Turbinentheorie	66
4. Spezifische Drehzahl (Kennziffer)	67
5. Kavitation	68

	Seite
C. Turbinenbauarten	68
1. Freistrahlturbinen (Peltonturbinen).	68
2. Francisturbinen (Preßstrahltriebwerke).	70
3. Kaplan- und Propellerturbinen	73
4. Kleinturbinen	76
5. Regelung von Wasserturbinen	76
V. Wasserkraftanlagen	77
A. Einteilung von Wasserkraftanlagen	78
1. Laufwasserkräfte	78
2. Speicherwasserkräfte	79
a) Natürliche Speicherwasserkräfte 79. — b) Künstliche Speicherwasserkräfte 79.	
3. Selbsttätige Anlagen	80
B. Anlage- und Betriebskosten von Wasserkraftanlagen	80
VI. Verteilung von Energie	80
A. Gesichtspunkte für die Verteilung elektrischer Energie in Industrieanlagen	81
1. Allgemeine Voraussetzungen	81
2. Wahl der Niederspannungen für Kraft- und Lichtversorgung	82
3. Verteilungsformen und Unterstationsausführung	83
4. Berechnung der wirtschaftlichen Größen von Kabelnetzen	85
a) Die wirtschaftliche Unterstationszahl X_0 85. — b) Die wirtschaftliche Verteilerhochspannung 86. — c) Die Verteilungsform 87.	
5. Anlagekosten für Verteilungsnetze und Energieverteilungskosten je kWh	88
B. Gesichtspunkte für die Verteilung von Dampf in Industrieanlagen	89
1. Grundformen der Dampfverteilung	89
a) Niederdruckdampfverteilung 89. — b) Hochdruckdampfverteilung 90.	
2. Die hauptsächlichsten Systeme der Dampfrohrleitungen in Kraftwerken	90
a) Einstrangleitung 91. — b) Ringleitung 92. — c) Doppelleitung 93. — d) Sammlerleitungen 94.	
3. Die wesentlichsten Gesichtspunkte für die Ausbildung der Dampfnetze	95

Wärmeübertragung.

Von Dr.-Ing. E. Hegelmann VDI, Ludwigshafen a. Rh.

Einleitung.	97
I. Allgemeiner Teil (Theoretische Grundlagen)	99
A. Wärmeleitung	99
1. Fouriersches Gesetz	99
2. Stoffwerte fester Körper	101
3. Stoffwerte flüssiger Körper	101
4. Ausbreitung der Temperatur	103
B. Mitführung der Wärme oder Konvektion	104
1. Allgemeines.	104
2. Grenzschicht bei turbulenter Strömung	105
3. Kritische Geschwindigkeit	106
4. Dimensionslose Kenngrößen	107
C. Wärmeübergangszahlen	108
1. Bei erzwungener Strömung	108
α) Flüssigkeiten in Rohrleitungen 108. — β) Gase in Rohrleitungen 109. — γ) Platten in strömender Luft 111. — δ) Einzelne Rohre und Rohrbündel im Gasstrom 111.	

	Seite
2. Bei freier Strömung	113
α) Senkrechte Platten in ruhender Luft 113. — β) Waagerechte Rohre in ruhender Luft 113. — γ) Waagerechte Rohre in ruhendem Wasser 115.	
3. Bei laminarer Strömung	115
α) Berieselte Flächen 115. — β) Wärmeübergang in Rohren bei laminarer Strömung 117.	
4. Wärmeübergang durch kondensierenden Dampf	118
a) Filmkondensation 120. — b) Tröpfchenkondensation 120. — c) Kondensation von gashaltigem Dampf 121.	
5. Wärmeübergang an siedende Flüssigkeiten	121
D. Wärmestrahlung	122
1. Allgemeines	122
Kirchhoffsches Gesetz 123. — Strahlungszahl 124.	
2. Strahlungsaustausch zwischen zwei Flächen	125
a) Wärmestrahlung eines vollständig umhüllten Körpers 125. — b) Wärmeaustausch bei paralleler Fläche 126.	
3. Gasstrahlung	128
4. Flammenstrahlung	129
E. Wärmedurchgangszahl	130
II. Die Wärmeübertragung in der chemischen Technik	131
A. Überblick über Wärmeübergangs- und -durchgangszahlen an tech- nischen Apparaturen	133
Einfluß unreiner Austauschflächen 134.	
B. Berechnung von Wärmeaustauschern	135
C. Praktische Gesichtspunkte	138
Wärmeübergang und Temperaturverteilung in Retorten usw. 139. — Wärmeverluste durch Abstrahlung und Konvektion 141.	

Feuerungen und Dampfkesselwirtschaft.

Von Dipl.-Ing. Eckart Richter VDI, Wuppertal-Elberfeld.

I. Einführung	144
II. Feuerungen für Dampfkessel	146
A. Verbrennung	146
1. Brennstoffe	146
2. Verbrennungsvorgang	149
3. Verbrennungsrechnung	151
Rauchgasvolumen 154. — Wärmeinhalt der Verbrennungs- gase 155. — Luftüberschußzahl 155. — Verbrennungsdreieck 158.	
B. Die Feuerungen	159
1. Begriffsbestimmung und Systematik	159
2. Steinkohlenfeuerungen	162
a) Fester Plan- und Schrägrost 162. — b) Wanderrost 164. — c) Stoker 166.	
3. Braunkohlenfeuerungen	168
a) Treppenrost 169. — b) Muldenrost 169. — c) Flachrost 170.	
4. Feuerungen für Abfallbrennstoffe	171
5. Feuerungen ohne Rost	172
a) Kohlenstaubfeuerung 173. — b) Öl- und Gasfeuerung 176.	
6. Der Feuerraum	179
C. Zubehör zur Feuerung	180
1. Einmauerung	180
2. Schornstein	181
3. Entaschungseinrichtungen	182
4. Entstaubungseinrichtungen	183

	Seite
III. Dampfkesselwirtschaft	184
A. Theoretische Grundlagen	185
1. Umwandlung von Wasser in Dampf	185
2. Bedeutung des überhitzten und Hochdruckdampfes	186
Entropietafel 187.	
3. Berechnung des Dampfkessels	188
Heizflächenbelastung 189. — Verdampfungsziffer 189.	
4. Bilanz des Dampfkesselaggregats	191
Strahlungs- und Leitungsverluste 192.	
B. Die Dampfkessel	193
1. Begriffsbestimmung und Systematik	193
2. Großwasserraumkessel	194
a) Flammrohrkessel 194. — b) Flammrohr-Rauchrohrkessel 197.	
3. Wasserrohrkessel	198
a) Schräghrohrkessel 198. — α) Kammerkessel 198. — β) Sektionalkessel 199. — γ) Einzelne Konstruktionen 203. — δ) Hochdruck-Sektionalkessel 207. — b) Steilrohrkessel 207. — α) Die verschiedenen Steilrohrkessel-Bauarten 207. — β) Die Kühlwände als Teil des Kessels 209. — γ) Strahlungskessel 210. — δ) Hochdruck-Steilrohrkessel 214. — c) Wasserumlauf im Sektionalkessel und Steilrohrkessel 214.	
4. Überhitzer	216
α) Überhitzerbauarten 216. — β) Konstruktion, Schaltung, Betrieb von Überhitzern 217.	
5. Sonstige Dampfkessel	219
a) Abhitzekegel 219. — b) Das La-Mont-Verfahren 220. — c) Die Hochdruck-Sonderkessel 220. — α) Schmidt-Kessel 220. — β) Benson-Kessel 221. — γ) Atmos-Kessel 221. — δ) Löffler-Kessel 222. — d) Automatische Kessel 222. — e) Zweistoffverfahren 224. — α) Quecksilberdampfkegel 224. — β) Koenemann-Verfahren 224. — f) Elektrodampfkegel 225.	
6. Die Aufteilung der Dampfleistung im Kesselhaus	225
7. Ausblick	225
C. Zusätzliche Einrichtungen und Zubehörteile zum Dampfkessel	226
1. Vorwärmer	226
a) Wasservorwärmer 226. — b) Luftvorwärmer 229.	
2. Wärmespeicher	233
a) Gleichdruckspeicher 233. — b) Gefällespeicher 234.	
3. Armaturen	235
α) Speisevorrichtungen 236. — β) Absperrorgane 236. — γ) Sicherheitsventil 237. — δ) Wasserstand 238. — ϵ) Speiseregler 239.	
4. Meß- und Regelinstrumente und Regelverfahren	240
5. Bau- und Betriebsstoffe	241
a) Baustoffe 241. — b) Betriebsstoffe 243.	
D. Spitzendeckung mit Dampfkesseln	243
1. Die Mittel zur Steigerung der Kesselleistung	243
2. Der Dampfkessel als Mittel zur Deckung von Belastungsspitzen	244

**Reinigung, Enthärtung und Entgasung von Fabrikationswasser.
Abwasserreinigung.**

Von Prof. Dr. phil. E. Berl, Darmstadt-Pittsburgh
und Dr.-Ing. K. Bemann, Darmstadt.

I. Enthärtung von Kesselspeisewasser	246
A. Allgemeines	246
1. Definition der Begriffe: Kesselstein und Schlamm	246
2. Einfluß des Kesselsteins auf die Kesselblechtemperatur	247
3. Die Bildung von Stein und Schlamm im Kessel	249

	Seite
B. Begriff der Härte	249
1. Ionentheorie und Härtebegriff	250
2. Ionentheorie und Niederschlagsbildung	252
a) Allgemeines 252. — b) Bicarbonatzersetzung 253. —	
c) Hydrolyse der Carbonate 253. — d) Ausscheidung von Calcium-	
sulfat 255. — e) Ausscheidung von Calcium- und Magnesium-	
silicat 256. — f) Ausscheidung von Aluminiumverbindungen 256. —	
g) Ausscheidung von Eisenverbindungen 256.	
3. Dynamik der Kesselsteinbildung	257
4. Festbrennen von Schlamm	259
C. Bekämpfung von Schlamm und Kesselstein	259
1. Die Entfernung von Schlamm und Stein aus dem Kessel	259
2. Verhütung der Steinbildung	260
D. Speiswasserreinigung	261
1. Entfernung der kesselsteinbildenden Ionen	261
a) Destillation des Rohwassers 261. — b) Thermische Ent-	
härtung 262. — c) Chemische Reaktionen 263.	
2. Chemische Reinigungsverfahren	266
a) Kalk-Sodaverfahren 266. — b) Ätznatron-Sodaverfahren	
268. — c) Sodaverfahren mit Rückführung des Kesselwassers	
268. — d) Phosphatverfahren 270. — e) Bariumverfahren 270. —	
f) Permutitverfahren 271. — g) Impfverfahren 272. — h) Haupt-	
mängel der chemischen Reinigungsverfahren 272. — i) Die Aus-	
wahl der Reinigungsverfahren 272. — k) Ablassen von Kessel-	
wasser 273.	
3. Korrektivverfahren	275
a) Verschiebung der chemischen Gleichgewichte 275. — b) Kol-	
loidchemische Korrektivverfahren 277. — c) Mechanische Ver-	
fahren 277. — c) Elektrische Verfahren 278.	
E. Das Schäumen des Kesselinhaltes	278
II. Korrosion	282
A. Allgemeine Rosttheorie	282
B. Einfluß der Wasserstoffionenkonzentration auf den Rostvorgang	283
C. Korrosion durch Kohlensäure	284
1. Allgemeines	284
2. Kohlensäurekorrosion in der Maschinenanlage	285
D. Korrosion durch Sauerstoff	286
Entgasung des Speisewassers 287.	
E. Korrosion durch Laugen und Neutralsalze	288
1. Allgemeines	288
2. Die Wirkung von Laugen im Kessel	288
Laugensprödigkeit 289.	
F. Korrosionsschutzmittel	290
Phosphatzusatz 290. — Chromatzusatz 290. — Sulfatzusatz 290.	
G. Praktische Maßnahmen zur Korrosionsverhütung	291
H. Elektrische Korrosionsverhütung	292
J. Kesselbaumaterial und Korrosionsschutz	292
III. Die technische Ausführung der Wasseraufbereitung	292
A. Sedimentieren und Filtrieren	292
B. Entfernung der gelösten Salze und Gase	295
1. Allgemeines	295
2. Wasserreinigung durch Verdampfen	295
Vakuumverdampfer 296. — Niederdruckverdampfer 297. —	
Hochdruckverdampfer 297.	
3. Entgasung	298
4. Thermische Enthärtung	301
5. Chemische Enthärtung	302
a) Ausfällungsverfahren 302. — α) Allgemeines 302. — β) Kalk-	
Sodaverfahren 305. — Kalksättiger 306. — Vorwärmung 307. —	

	Seite
Rückführung 307. — Nachenthärtung 307. — Neckar-Verfahren 309. — γ) Andere Ausfällungsverfahren 310. — b) Austauschverfahren 311. — c) Korrektivverfahren 312.	
6. Entfernung des Kesselsteins	312
7. Betriebskontrolle	312
Härteprüfung 312. — Natronzahl 313. — Phosphatbestimmung 314. — Sauerstoffprüfer 315. — Kesselwassermesser 315.	
IV. Reinigung des Betriebswassers für chemische und verwandte Betriebe.	315
A. Allgemeines	315
B. Enteisung	316
1. Allgemeines	316
2. Technische Enteisungsanlagen	316
C. Entfernung von Manganverbindungen	317
D. Entfernung gelöster organischer Stoffe	318
1. Allgemeines	318
2. Reinigung des Wassers durch Oxydationsmittel	318
3. Technische Ausführung der Chlorung	320
V. Abwasserreinigung	322
A. Beschaffenheit und Menge des Vorfluters	322
B. Menge des Abwassers und sein Gehalt an schädlichen Stoffen	323
1. Entfernung der ungelösten Stoffe	323
2. Entfernung der gelösten organischen Stoffe	324
3. Biologische Reinigung	325
4. Chlorung von Abwasser.	325
5. Phenolhaltige Abwässer.	326

Kältetechnik.

Von Dr.-Ing. M. Gompertz, Berlin.

Übersicht über die einzelnen Kälteverfahren	327
Kältemischungen 327. — Kaltluftmaschinen 328. — Kältemittel 328. — Kompressionsmaschinen 329. — Adsorptionsmaschinen 330.	
I. Kompressions-Kältemaschinen	330
A. Theoretische Grundlagen der Kompressions-Kältemaschinen	330
1. Die verschiedenen Arbeitsweisen	330
2. Die Kältemittel	331
Ammoniak 331. — Schwefeldioxyd 332. — Chlormethyl 332.	
3. Einstufige Kompressionsmaschinen	335
4. Mehrstufige Kompressionsmaschinen bis zu Temperaturen von -120°	338
Verbund-Kältemaschine 338. — Zweistoffanlagen 340. — Berechnung 341.	
B. Ausführung der Kompressionsmaschinen	343
1. Ausführung der Verdichter	343
a) Einstufenverdichter 344. — b) Mehrstufenverdichter 348. — Kegelveile 353. — Plattenventile 354. — Stopfbüchsen 355. — Ölabscheider 356. — c) Turbokompressoren 358, — für Dichloräthylen 360, — für Ammoniak 361.	
2. Ausführung der Apparate	362
a) Kondensatoren 363. — Elementenverflüssiger 364. — Berieselungskondensator 364. — Mantelröhrenkondensator 365. — Steilrohrkondensator 366. — Rückkühlwerke 366. — Berieselungsverflüssiger 367. — b) Hilfsapparate 367. — Flüssigkeitsnachkühler 367. — Entlüftung 367. — Kegelveile 368. — c) Verdampfer 369. — Heringsgrätenverdampfer 370. — Hochleistungsverdampfer 370. — Mantelverdampfer 371. — d) Luftkühler 372. — Einkammerluftkühler 373. — Zweikammerluftkühler 373. — NaBluftkühler 374.	

	Seite
II. Die Absorptions-Kältemaschine	375
A. Theoretische Grundlagen	375
Kältemittel 376. — Lösungswärme 377.	
B. Die Wirkungsweise der Absorptions-Kältemaschinen	378
1. Die gewöhnliche, einstufige Absorptionsmaschine	378
2. Die reversible Absorptionsmaschine	380
3. Die mehrstufige Absorptions-Kältemaschine	381
C. Ausführung der Apparate	383
Kondensatoren 383. — Verdampfer 383. — Kocher 383. — Ab-	
sorber 385. — Temperaturwechsler 386. — Resorber 387. — Ent-	
gaser 387. — Verbrauchszahlen 387.	
D. Beschreibung von ausgeführten Anlagen	387
Tiefkühlung von Gasen 388. — Naphthalinreinigung 389. — Aus-	
treiber 392. — Tiefkühler 392.	
III. Hauptanwendung der künstlichen Kälte.	392
A. Kühlung fester Stoffe	393
B. Kühlung von Flüssigkeiten	395
Trockeneis 398. — Krystallisation 400. — Glaubersalz 401 — in	
der Kunstseidenindustrie 402. — Kabelkühlanlage 403.	
C. Kühlung von Gasen	404
Chlorverflüssigung 404.	

Verdichtung und Förderung von Luft und Gasen.

von Dipl. Ing. H. Haehndel VDI, Berlin-Tegel.

I. Allgemeine Gesetze für die Verdichtung von Gasen.	406
Daltonsches Gesetz 406. — Isoplere 407. — Isobare 407. — Iso-	
therme 407. — Polytrope 408. — Kreisprozeß 409.	
II. Kolbenkompressoren	411
A. Zylinderkühlung und mehrstufige Verdichtung	411
1. Zylinderkühlung	411
2. Mehrstufige Verdichtung	411
B. Schädlicher Raum, volumetrischer Wirkungsgrad, Liefergrad,	
Leistungsangaben	413
Schädlicher Raum 413. — Volumetrischer Wirkungsgrad 414. —	
Liefergrad 415. — Leistung 415.	
C. Leistungsbedarf	417
D. Steuerorgane	420
E. Ausführung von Kolbenkompressoren	421
1. Antrieb	421
2. Stufenanordnung	422
a) Einstufig 422. — b) Zweistufig 423. — c) Dreistufig 425. —	
d) Vierstufig 425. — e) Fünfstufig 426. — f) Sechstufig 426.	
3. Material	428
4. Anwendungen in der chemischen Industrie	428
F. Regulierung	431
Greifer 433. — Vakuumzerstörer 433. — Stufenweise Regu-	
lierung 434. — Zuschalträume 434. — Stetige Regulierung 436.	
G. Zwischenkühler	437
Wärmedurchgangszahl 438. — Kreuzstromkühler 440.	
H. Schmierung und Ausrüstung	441
III. Drehkolbenverdichter	443
A. Rotationskompressoren	443
B. Wasserringkompressoren	447
C. Kapselgebläse	448
IV. Vakuumpumpen	449
Kolbenvakuumpumpe 450. — Indicatordiagramm 451. —	
Arbeitsaufwand 452. — Rotationsvakuumpumpen 453. — Wasser-	
ringvakuumpumpen 453. — Ölluftpumpe 454.	

	Seite
V. Turbokompressoren und Turbogebläse	455
A. Wirkungsweise, Energieumsatz	455
Reaktionsgrad 457. — Theoretische Förderhöhe 457. — Schaufel-	
formen 457. — Wirkungsgrad 458.	
B. Laufrad	459
Verengungsfaktor 460. — Leistung 462.	
C. Leitvorrichtungen	463
Diffusorregelung 463.	
D. Verhalten im Betrieb	464
Kennlinie 464.	
E. Regelung	468
1. Drehzahländerung	468
2. Drosselung	469
3. Ausblaseventil	470
4. Leitschaufelregulierung	471
5. Leerlaufregulierung	471
6. Elektro-Aussetzregulierung	472
F. Kühlung	473
G. Ausführungen	475
Labyrinthabdichtung 475.	
VI. Ventilatoren	478
A. Allgemeines	478
Druckhöhe 478. — Leistungsbedarf 479. — Drehzahl 479. —	
Kennlinien 480.	
B. Schraubenventilatoren	481
VII. Strahlverdichter und hydraulische Kompressoren	482
A. Dampfstrahlverdichter	483
Fördermenge 484. — Leistung 485. — Wirkungsgrad 485.	
B. Wasserstrahlverdichter	486
C. Hydraulische Kompressoren	488
VIII. Energierückgewinnung aus verdichtetem Gas	489
IX. Förderung von Gasen, Strömung durch Öffnungen und in	489
Rohrleitungen	490
A. Strömung durch Öffnungen	490
B. Strömung in Rohrleitungen	491

Förderung von Flüssigkeiten, besonders von Säuren und Laugen.

von Dipl.-Ing. E. Wisotzky VDI, Charlottenburg.

I. Kolbenpumpen	495
A. Förderhöhe	495
B. Hydraulische Widerstandshöhe der Rohrleitung	495
1. Der Widerstand in geraden zylindrischen Röhren	496
2. Widerstände in Formstücken und Armaturen	499
α) Formstücke 499. — β) Krümmer 500. — γ) Querschnitts-	
erweiterung 500. — δ) Querschnittsverengung 500. — ϵ) Wider-	
stand von Absperrvorrichtungen 501.	
C. Volumetrischer Wirkungsgrad, Fördermenge	501
D. Nutzleistung und Kraftbedarf	503
E. Größte mögliche Saughöhe	504
F. Windkessel	506
G. Pumpenventile	508
Ausführung der Ventile 510. — Belastung 511. — Gesteuerte	
Ventile 511. — Ringventil 512. — Tellerventil 513. — Klappenventil	
513.	
H. Hauptabmessungen der Pumpen, Drehzahl	514
J. Antrieb, Inbetriebsetzung und Regelung der Kolbenpumpen	515
K. Bauarten der Kolbenpumpen, Ausführungsbeispiele	517
Una-Pumpe 518. — Doppeltwirkende Plungerpumpe 519. —	
Duplexpumpe 520.	

	Seite
L. Sonderausführungen von Kolbenpumpen, besonders für angreifende Flüssigkeiten	520
Plungerpumpe für dicke Flüssigkeiten 521. — Theremisilid-Säurepumpe 522. — Salzsäurepumpe 523. — Steinzeugpumpen 524. — Membranpumpe 525. — Ferraris-Säurepumpe 525. — Diaphragmapumpe 526. — Mehrkolbenpumpe 526.	
M. Ausführungen der Teile von Kolbenpumpen	526
1. Der Pumpenkörper	526
2. Kolben	527
3. Stopfbüchsen	528
4. Triebwerk	529
5. Schwungräder	530
N. Das Pumpendiagramm	531
II. Kreiselpumpen	532
A. Die Hauptgliederungen der Kreiselpumpen	532
B. Die Schaufelwinkel	534
C. Einfluß der endlichen Zahl der Laufschaufeln	535
D. Die Radabmessungen	536
E. Form der Laufradschaufeln	538
F. Leitvorrichtungen	538
G. Spaltdruck und Achsschub	539
H. Verhalten im Betrieb (Drosselkurven, Betriebspunkt)	540
J. Regelung	543
K. Größte zulässige Saughöhe (Einfluß der Wärme)	544
L. Spezifische Drehzahl	545
M. Laufräder mit doppeltgekrümmten Schaufeln (Axialpumpen)	546
N. Inbetriebsetzung, Armaturen	546
O. Allgemeines über Ausführung der Kreiselpumpen	547
P. Ausführungsbeispiele von Kreiselpumpen (selbstansaugende Pumpen) Propellerpumpe 551. — Hochdruckkreiselpumpe 551. — Rohrbrunnen-Tauchpumpe 552. — Sili-Pumpe 553.	550
Q. Sonderausführungen von Kreiselpumpen für angreifende Flüssigkeiten Theremisilid-Säurepumpe 554. — Steinzeugpumpe 555. — Schraubpumpe 556. — Schmutzwasserpumpen 557.	553
R. Vergleich zwischen Kreiselpumpe und Kolbenpumpe	558
III. Sonstige Fördereinrichtungen	558
A. Flügel-Rotations- (Kapsel) und Kolbenpumpen	558
1. Flügelpumpen	558
2. Rotations- oder Kapselpumpen Zahnradpumpe 561. — Spinnpumpe 562. — Wälzkolbenpumpe 563. — Mawald-Pumpe 564. — Pekrun-Pumpe 564. — Beka-Rotationspumpe 565.	559
3. Kettenpumpe	565
B. Luft-, Dampf- und Gasdruckpumpen	566
1. Luftdruckpumpen Mammutpumpe 568. — Emulseur 569.	566
2. Pulsometer	570
3. Die Humphrey-Pumpe	570
C. Hydraulische Widder	571
D. Strahlpumpen	572
1. Dampfstrahlpumpen	572
2. Wasserstrahlpumpen	572
3. Tiefsaugevorrichtungen	573
4. Injektoren	574
IV. Rohrleitungen und Armaturen	575
A. Rohre	575
1. Berechnung	575
2. Gußeiserne Rohre	576
3. Stahlgußrohre	578
4. Flußstahlrohre	578

α) Gewinderohre 578. — β) Nahtlose Flußstahlrohre 579. — γ) Geschweißte Rohre 579. — δ) Genietete Rohre 579. — ε) Flansch- verbindungen 579. — ζ) Rohrverschraubungen 580. — η) Schnell- verbindungen 581.	
5. Rohre aus besonderen Werkstoffen	581
α) Kupfer-, Bronze- und Messingrohre 581. — β) Aluminium- rohre 582. — γ) Bleirohre 582. — δ) Rohre aus Siliciumguß- eisen 582. — ε) Rohre aus säurefestem Steinzeug 582. — ζ) Rohre aus Papier 584.	
6. Schläuche	584
B. Verlegung von Rohrleitungen	585
1. Sinnbilder	585
2. Kennfarben	585
3. Ausführung der Rohrleitungen	585
4. Befestigung der Rohrleitungen	586
5. Verlegung der Rohre	587
6. Isolierung	587
C. Absperrvorrichtungen für Rohrleitungen	587
1. Hähne	587
2. Absperrventile	588
3. Rückschlagventile	590
4. Druckminderventile	591
5. Absperrschieber	591

Fördern fester Stoffe.

Von Dr.-Ing. K. Thormann VDI, Breslau.

I. Stetige Förderer	593
Gurtförderer 594. — Plattenförderer 594. — Becherwerke 595. — Kratzer 595. — Schaukelförderer 595. — Schubrinnen 596. — Rollen- förderer 596. — Preßluftförderung 597.	
II. Seil- und Hängebahnen	597
III. Gleisförderer	598
IV. Aufzüge	599
V. Krane	600
VI. Gleislose Fahrgeräte	600
VII. Be- und Entladung	601

Speichern.

Von Dr.-Ing. K. Thormann VDI, Breslau.

I. Allgemeines	602
II. Speichern fester Stoffe	603
1. Lagerplätze	603
2. Kammer- und Haufenspeicher	604
3. Silo und Bunker	605
4. Bodenspeicher	607
III. Speichern von Flüssigkeiten	607
1. Anordnung und Ausrüstung der Behälter	607
2. Wandungen	608
3. Behälterform	609
IV. Speichern von Gasen	610
1. Speichervorgang	610
2. Drucklose Speicher	611
a) Glockenbehälter 611. — b) Scheibenbehälter 613.	
3. Druckspeicher	613

Trocknung.

Von Obering. A. Römer, Hersfeld und Dr.-Ing. L. C. Simon,
Ludwigshafen a. Rh.

	Seite
I. Das Wesen der Trocknung	614
A. Luft als Wärme- und Feuchtigkeitsträger	615
1. Wassergehalt und Wärmeinhalt feuchter Luft	615
2. Das Molliersche Diagramm für Dampfluftgemische	617
3. Ermittlung des Feuchtigkeitsgrades der Luft	620
4. Der Trocknungsvorgang an der Oberfläche des Gutes	621
5. Der Trocknungsvorgang im Inneren des Gutes	624
6. Spezifischer Wärmeverbrauch und spezifische Luftmenge	625
7. Wärmeverluste	629
8. Antriebsenergie	630
9. Wärmebilanz und Wirtschaftlichkeitsberechnung	631
B. Feuegase als Wärme- und Feuchtigkeitssträger	632
1. Überhitzter Dampf	632
2. Spezifisches Volumen des überhitzten Dampfes	633
3. Der Feuchtigkeitsgrad	633
4. Verwertung von Feuer- und Abgasen	637
5. Wärmeinhalt der Abgase bei Abkühlung durch Luft	637
6. Spezifisches Gewicht der Verbrennungsprodukte	639
7. Temperaturverlauf im direkt beheizten Trommeltrockner	642
8. Die Trocknungswertigkeit	643
Trocknung in Rieselszellen 644.	
9. Meßergebnisse und Auswertung	646
10. Thermischer Wirkungsgrad	647
11. Gleich- und Gegenstromtrocknung	648
Ablufttemperaturen 649. — Temperaturverlauf 651. — Tempe- raturhaltung 652.	
12. Anwendungsgebiete	653
C. Trocknung durch unmittelbare Berührung des Gutes mit heißen Flächen	654
Kontaktrocknung 655.	
D. Trocknung bei Über- und Unterdruck	656
1. Unmittelbarer Wärmebedarf der Verdampfungstrocknung	657
2. Unmittelbarer Wärmebedarf der Verdunstungstrocknung	658
3. Wärmeverbrauch der Hilfseinrichtungen	659
4. Gesamter Wärmebedarf	660
II. Heizmittel und Heizvorrichtungen	662
A. Dampf und heiße Flüssigkeiten	662
B. Direkte Feuerung, Feuegase	665
Abgaszusammensetzung 666. — Heizwert bei wechselndem Wassergehalt 667. — Rekuperativ-Lufterhitzer 668. — Nadelluft- erhitzer 670.	
C. Elektrische Heizung	670
III. Ausführungsarten	670
A. Kammertrockner	670
Schrankrockner mit Luftumwälzung 671. — Mehrkammertrockner 672. — Hordentrockner 673. — Vakuumtrockner 674.	
B. Kanaltrockner	674
Mit Stufenheizung 677. — Bandrockner 677. — Rieseltrockner 678. — Vertikaltrockner 680. — Trockner mit scheibenförmigen Gut- bändern 683.	
C. Zerstäubungstrockner	683
Nubilosa-Trockner 684. — Krause-Trockner 685. — Kestner- Trockner 686.	
D. Stromtrockner	687
Schnellumlaufrockner 688. — Mahltrocknung 689.	
E. Trommel- und Drehtrockner	690

	Seite
Gleichstrom-Trommeltrockner 691. — Zellentrommeltrockner 692, — mit Hubschaufleinbau 692, — mit Quadranteneinbau 693, — mit Kreuzeinbau 693, — mit Sterneinbau 694. — Zellentrommeltrockner 694, — mit Rieselzellen 696. — Leistungsfähigkeit 697. — Trommelkammerofen 699.	
F. Walzentrockner	700
Einfach-Walzentrockner 701. — Doppelwalzentrockner 703. — Kraftbedarf 705.	
G. Muldentrockner	706
Vakuumschaufeltrockner 707.	
H. Röhrentrockner	708
Leistung 710. — Raumbedarf 712.	
J. Tellertrockner	712
Tellertrockner mit Vorheizung und Umwälzung 716.	

Industrielle Öfen.

Von Dr.-Ing. K. Thormann VDI, Breslau.

I. Allgemeines	718
II. Wärmefluß	719
A. Bedingungen für die Wärmeeinwirkung	719
Wärmeschaubild 720. — Normalbrennkurve 721.	
B. Einfluß der Feuergase	722
C. Wärmeübertragung	723
D. Wärmeausnutzung	723
Regenerativofen 724. — Rekuperativofen 725. — Wärmeverluste durch Aufspeicherung im Mauerwerk 727.	
III. Bewegung der Gase	728
Zug eines Schornsteins 729. — Widerstand von geschichteten Stoffen 730. — Druckverlauf 731. — Zugverlauf 731.	
IV. Elemente der Öfen	733
A. Baustoffe	733
B. Wandungen	734
C. Fundamente	735
D. Decken	735
E. Rekuperatoren	736
F. Regeneratoren	737
V. Ofenbauarten	737
A. Öfen mit ruhendem Gut	737
1. Herdöfen	737
Flammofen 739. — Siemens-Martin-Ofen 740. — Röstofen 741.	
2. Gefäßöfen	741
Regenerativofen für Zinkdestillation 743. — Hafenöfen 743. — Retortenöfen 744. — Sulfathandofen 745. — Muffelöfen 746. — Mechanische Sulfatöfen 746.	
3. Kammeröfen	747
Kasselerofen 748. — Gaskammerofen 749. — Ringofen 750. — Dreischenkelofen 751.	
B. Öfen mit bewegtem Gut	752
1. Drehöfen	752
Kühlvorrichtungen 753. — Wärmeverlust 754.	
2. Rinnenöfen	755
3. Schachtöfen	755
Hochofen 756. — Wärmeflußschaubild eines Hochofens 759. — Bleischachtöfen 759. — Schachtöfen mit Drehrost 762.	
4. Tunnelöfen	762
5. Wannenöfen	763
Regenerativwanne 764.	

	Seite
6. Etagenöfen	766
Handfortschaufelungsofen 766. — Mechanischer Röstofen 767.	
7. Öfen zum Verblasen	768
Dwight-Lloyd-Ofen 769.	

Elektroöfen.

Von Dr.-Ing. K. Thormann VDI, Breslau.

I. Allgemeines	770
II. Widerstandsofen	771
III. Lichtbogenöfen	772
Girod-Ofen 773. — Elektroöfen für Schmelzzement 775.	
IV. Induktionsöfen	776
Nach Kjellin 776, — nach Ajax-Wyatt 776.	
Namenverzeichnis	779
Sachverzeichnis	784

Aufbau von Anlagen.

Von Dr.-Ing. K. Thormann VDI, Breslau.

I. Anforderungen an den Ort.

Die Aufgabe, eine bestimmte Höchstmenge eines Erzeugnisses mit dem geringsten Aufwand an Kosten herzustellen, setzt bereits die Erfüllung zahlreicher Bedingungen bei der Wahl des Standortes voraus. Von den zahlreichen Gesetzen einer allgemeinen Standortlehre sind im folgenden nur einige für die chemische Technik wichtige Bedingungen hervorgehoben. — Häufig erfordert ein Vorkommen an Roh- oder Hilfsstoffen, insbesondere eine Kohlenlagerstätte die Planung in dessen unmittelbarer Nähe. Die Lage muß dann die Förderung der Rohstoffe und Fertigerzeugnisse von dem Gewinnungsort bis in das zum Abnehmer gehende Verkehrsmittel mit möglichst wenig Umladungen gestatten. Bedingt die Erzeugung große Mengen an elektrischer Energie, so erspart die unmittelbare Lage an einem Wassergefälle die Kosten der Fernübertragung. Arbeiten die Verfahren mit großen Wassermengen, so wird die Lage an einem Flußlauf erforderlich. Dieser muß dann die entstehenden Abwassermengen aufnehmen können. Hierzu ist eine bestimmte Mindestwasserführung erforderlich, die sich oft aus den Abfallstoffen im Abwasser dadurch errechnen läßt, daß eine bestimmte Verdünnung beim Einleiten in den Vorfluter erforderlich ist. Außerdem muß für feuergefährliche Betriebe stets eine ausreichende Wassermenge für Feuerlöschzwecke vorhanden sein. Die Beschaffenheit und Menge des Wassers muß den von der Erzeugung gestellten Anforderungen genügen, um die Aufbereitungskosten dafür gering zu halten.

Eine Lage, weit außerhalb der großen Städte, vermeidet die Schwierigkeiten, die dadurch entstehen, daß Staub oder schädliche Gase oder Dämpfe nach außen entweichen. In manchen Fällen beispielsweise bei der Erzeugung von Kunstseide, Filmen und Celluloid ist eine möglichst staubfreie Lage günstig.

Die Zufuhr der großen Mengen an Roh- und Hilfsstoffen, sowie die Abfuhr der Fertigerzeugnisse, erfordert für größere Anlagen Eisenbahnanschluß. Die Lage des Grundstücks zu den sonstigen Verkehrswegen (Straßen, Kanälen) muß ebenfalls möglichst günstig sein. Eine ebene Oberfläche des Grundstücks verbilligt den Bau größerer Gleisanlagen.

Schwere Apparate und Maschinen mit unausgeglichene Massenkräften, wie beispielsweise Zerkleinerungsmaschinen, erfordern einen tragfähigen Baugrund, um die Fundamentierungen zu vereinfachen.

Da einzelne Behälter, Maschinen und Apparateile in Ausschachtungen aufgestellt werden müssen, verbilligt ein niedriger Grundwasserstand die bauliche Ausführung. Das Grundwasser soll keinen Schwankungen unterliegen, nicht über 1 m unter Erdoberfläche stehen und den Baustoff der Fundamente nicht angreifen.

Ferner ist ein brauchbarer Arbeiterstamm Bedingung. In allen Betrieben ist neben den eigentlichen Chemikararbeitern (Apparatewärttern, Förderleuten usw.) eine große Zahl von handwerklich ausgebildeten Leuten (Schlossern, Rohrlegern, Maurern usw.) erforderlich. — Auch die Frage der Reparaturmöglichkeiten muß Beachtung finden. Wenn geeignete Maschinenfabriken nicht in der Nähe vorhanden sind, kann sich die Notwendigkeit ergeben, selbst Einrichtungen dafür vorzusehen, die für kleine Betriebe die Unkosten unverhältnismäßig erhöhen können.

Die Form des zur Verfügung stehenden Grundstücks ist häufig nicht von Wichtigkeit, da die baulichen Anlagen sich weitgehend anpassen lassen. Meist ist eine rechteckige Form am günstigsten. Dagegen ist in allen Fällen eine ausreichende Größe Bedingung, damit in keinem Fall Platzmangel eintreten kann. Dabei ist zu berücksichtigen, daß für Wege, Gleisanlagen, Lagerplätze, Erweiterungen usw. unbebaute Flächen übrigbleiben müssen. Der mit Gebäuden besetzte Teil größerer Anlagen beträgt meist nur $\frac{1}{20}$ — $\frac{1}{5}$ der dem Betrieb mindestens zur Verfügung stehenden Grundfläche, so daß auch für unvorhergesehene Möglichkeiten Raum bleibt.

II. Größe der Anlage und ihrer Teile.

Die Größe der gesamten Anlage richtet sich nach dem zur Verfügung stehenden Anlagekapital, das während der voraussichtlichen Betriebszeit jährlich einen ausreichenden Gewinn bringen soll. Dabei wird ein bestimmter, mittlerer Absatz für die Haupt- und Nebenerzeugnisse vorausgesetzt. Dieser Absatz schwankt für zahlreiche Erzeugnisse, teils in kurzen Zeitabständen, die meist von der Jahreszeit abhängen, teils in längeren Perioden, die von den Konjunktoren bedingt sind. Die technischen Einrichtungen müssen so gestaltet sein, daß auch ein teilweiser Betrieb noch wirtschaftlich ist. Kurzfristige Schwankungen des Absatzes können geeignete Speicheranlagen aufnehmen, wenn das Gut lagerfähig ist. Bei erheblichen, regelmäßigen Schwankungen kann der Betrieb durchlaufen oder zeitweise stillgelegt werden. Je kürzer die Betriebsdauer gewählt wird, um so größer sind bei gleicher Gesamtleistung die Anlagekosten, um so geringer die Kapitalaufwendungen für die herzustellenden Mengen. In solchen Fällen wird diejenige Betriebsgröße am günstigsten sein, bei der die aus den Anlagekosten sich ergebenden Zins- und Tilgungslasten und die Kosten für Herstellung und Speicherung unter Berücksichtigung aller Nebenkosten zusammen am geringsten werden.

Meist vermindern sich die Betriebsunkosten mit zunehmender Größe der Anlage. Dadurch wird gleichzeitig eine Mindestgröße gegeben, unterhalb deren eine wirtschaftliche Erzeugung nicht mehr möglich ist.

Die Kurven auf Abb. 1 zeigen den Verlauf der Anlagekosten und der gesamten Unkosten der Herstellung bezogen auf die Gewichtseinheit des Erzeugnisses in Abhängigkeit von der Größe der Anlage, wie er für viele Betriebe gleicher Art, beispielsweise auch Gasanstalten, ungefähr festgestellt werden kann, soweit Vergleiche zwischen den Betriebsgrößen möglich sind.

Aus der Höchsterzeugung der ganzen Anlage ergeben sich die Größen der einzelnen Teile. Diese stehen zueinander in bestimmten Verhältnissen, die durch das Verfahren bedingt sind.

Für die chemischen Reaktionen gilt das Gesetz der konstanten Proportionen, wonach sich die Stoffe nur in ganz bestimmten Gewichtsverhältnissen miteinander verbinden oder umsetzen. Soweit die theoretischen Werte nicht erreichbar

sind, kennzeichnet man den tatsächlichen Ertrag durch Ausbeuteziffern. Aber auch bei allen physikalischen Vorgängen beispielsweise Lösen, Trocknen, Eindampfen usw. stehen die Stoffmengen in bestimmten Verhältnissen zueinander, die sich nur unbedeutend verändern lassen. In gleicher Weise sind die zu- und abzuführenden Energiemengen, sowie die Mengen der Hilfsstoffe den umgesetzten Stoffmengen in bestimmten Grenzen verhältnismäßig, wenn ein bestimmtes Verfahren vorausgesetzt wird.

Aus den so erhaltenen Stoff- und Energiemengen ergeben sich die Größen der Apparate, Maschinen und sonstigen technischen Einrichtungen entsprechend den zum Stoff- und Energieumsatz

erforderlichen Zeiten und der Aufteilung der gesamten Leistung in mehrere Einheiten. Die Zeit hängt von der Geschwindigkeit ab, mit der diese Vorgänge verlaufen. Diese ergibt sich aus dem Zusammenwirken zahlreicher, veränderlicher Werte (Wärmeübergangszahlen, Temperaturen, Drücke, Konzentrationen, Reaktionsgeschwindigkeiten usw.). Damit die einzelnen hintereinandergeschalteten Teile der Anlage ohne Störungen zusammenarbeiten können, müssen in der Zeiteinheit stets die gleichen äquivalenten Stoffmengen von Station zu Station gehen. Die Umsatz- oder Umwandlungsgeschwindigkeit ist jedoch bei jedem Arbeitsvorgang verschieden. Je geringer diese Größe ist, um so größer werden die entsprechenden Apparate und Einrichtungen. — Als Beispiel sind auf Abb. 2 die Stationen *I, II, III* schematisch mit den im Verhältnis 1:2:3 stehenden Umsatzgeschwindigkeiten c_I, c_{II}, c_{III} angedeutet. Die Aufenthaltszeiten t_I, t_{II}, t_{III} in den einzelnen Stationen und die Größen (Rauminhalte) der Apparate V_I, V_{II}, V_{III} stehen im umgekehrten

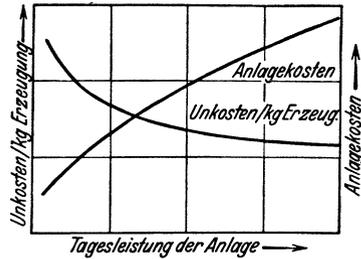


Abb. 1. Unkosten in Abhängigkeit von der Größe der Anlage.

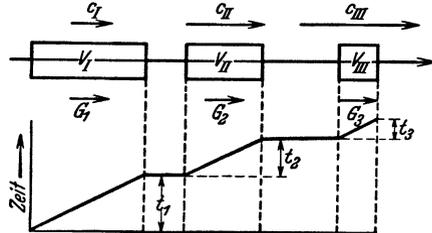


Abb. 2. Stoffdurchgang bei verschiedener Umsatzgeschwindigkeit.

Verhältnis, da die in der Zeiteinheit durchgehenden äquivalenten Stoffmengen $G_I = G_{II} = G_{III}$ unveränderlich sind. Dabei brauchen die Arbeitsvorgänge in den einzelnen Abteilungen der Anlage keineswegs ununterbrochen verlaufen. Die Zeitspannen t , in denen äquivalente Stoffmengen durchgehen, können auch einen größeren Zeitraum beispielsweise einen Tag umfassen. In dieser Zeitspanne können bestimmte Apparaturen oder Anlageteile satzweise arbeiten.

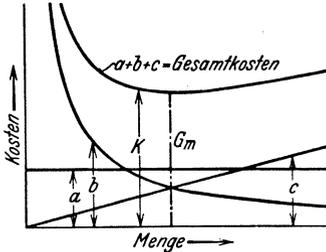


Abb. 3. Unkosten für satzweisen Betrieb in Abhängigkeit von der Menge.

für Roh- und Hilfsstoffe a , den Vorbereitungskosten b (einschließlich Löhnen), die für die Gewichtseinheit um so größer sind, je kleiner G ist, und den Anlagekosten und sonstigen Kosten c zusammen, die in irgendeiner Weise mit der Größe der Apparatur wachsen. Durch Addition erhält man die Kurve für die gesamten Unkosten K , die in dem Beispiel ein Minimum für den günstigsten Wert G_m für die in einem Arbeitsspiel zu behandelnde Menge aufweist.

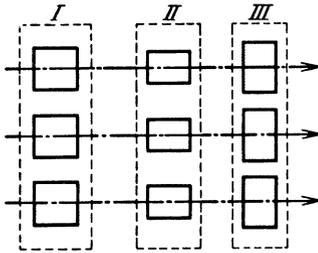


Abb. 4. Unterteilung in mehrere Sätze.

Nur in kleinen Anlagen stellt man für jeden Arbeitsvorgang nur einen Apparat oder eine Maschine auf. Größere Anlagen unterteilt man in mehrere, parallel geschaltete Sätze wie Abb. 4 in einem Beispiel schematisch zeigt. In jeder Abteilung (I, II, III) sind dabei drei gleiche Apparate oder -gruppen vorhanden. Zur Unterteilung einer größeren Leistung zwingen verschiedene Gründe. Beim Ausfallen einer Einheit würde, wenn in der ganzen Anlage immer nur ein Apparat für jeden Arbeitsvorgang vorhanden wäre, der ganze Betrieb zum Stillstand kommen. Je mehr die Anlage unterteilt ist, um so leichter läßt sie sich gegebenenfalls erweitern, um die Erzeugung zu vergrößern. Der Betrieb muß sich ferner einer beschränkten Erzeugung anpassen können, was um so einfacher ist, je größer die Unterteilung ist. Für zahlreiche Apparate

Beim satzweisen Betrieb ist für die Bestimmung der Größe einer Apparatur die in einer Periode zu verarbeitende Menge G (Charge) von Bedeutung. Um die günstigste Menge G_m , die ein Apparat in einem Arbeitsspiel aufzunehmen hat, zu bestimmen, kann man in manchen Fällen nach Abb. 3 über den Mengen G als Abszissen die Unkosten für die Gewichtseinheit des verarbeiteten Stoffes auftragen. Diese setzen sich aus den für die Gewichtseinheit ungefähr gleichbleibenden, eigentlichen Erzeugungskosten

Im allgemeinen werden alle Anlagenteile für gleichlange Arbeitszeiten bemessen. Läuft der größte Teil der Anlagen ununterbrochen durch, so können sich doch häufig Ersparnisse ergeben, wenn einzelne Abteilungen wie Verpackung, mechanische Werkstätten nur einschichtig arbeiten (Beispiel: Lohnzuschläge für Nachtarbeit, Beheizung usw.).

und Maschinen gibt es aus Gründen, die mit der Wirkungsweise zusammenhängen, günstigste Größen, die man möglichst zu wählen hat (Beispiel: Temperaturbeherrschung chemischer Reaktionen wird um so schwieriger, je größer der Apparat ist). Bei anderen Apparaten, insbesondere solchen aus gegossenen oder keramischen Werkstoffen, steigen die Baukosten aus Gründen der Herstellung unverhältnismäßig mit der Größe, so daß es vorteilhaft sein kann, statt eines großen Apparates mehrere kleinere aufzustellen. Apparate, die unter Druck arbeiten, werden ebenfalls von einer bestimmten Größe an zu teuer, da die Wandstärken mit dem Durchmesser und die Herstellungskosten noch stärker steigen.

Ähnliche Umstände zwingen oft dazu, einzelne Einrichtungen eines Satzes beispielsweise nach der auf Abb. 5 dargestellten Weise verschieden zu unterteilen. Aus der Gesamtleistung und der Unterteilung ergibt sich dann die Größe jedes einzelnen Apparates.

Um die verlangte Leistung tatsächlich zu erhalten, müssen die Apparate in Sonderfällen reichlicher bemessen werden. In längeren Perioden vermindern sich die Leistungen einzelner Einrichtungen, beispielsweise durch Verkrustungen, Verunreinigungen, Korrosionen, Abschmelzungen usw.

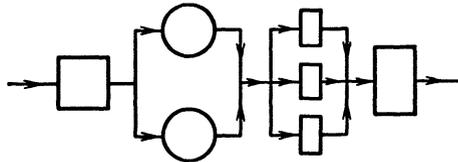


Abb. 5. Unterteilung eines Satzes.

Die Größe der Apparate, Maschinen und sonstigen Einrichtungen ist maßgebend für den zu umbauenden Raum, die Fundamentierungen, die Kosten für Förderung und Energieversorgung.

Bei neuen Verfahren, die nach Laboratoriumsversuchen in das Große zu übertragen sind, verfährt man meist so, daß man zunächst eine kleine Versuchsapparatur, dann größere Probeanlagen baut, bis ausreichende Unterlagen für die endgültige Gestaltung vorhanden sind. Ein Ähnlichkeitsgesetz, d. h. eine Beziehung, welche aus Versuchen im Kleinen die entsprechenden Werte für große Ausführungen festlegt, läßt sich im allgemeinen bisher noch nicht angeben, da bei Aufgaben der chemischen Technik gleichzeitig chemische, thermische und mechanische Vorgänge nebeneinander sich abspielen. Lösbar ist nur die Übertragung reiner Strömungsvorgänge, da hierfür Modellgesetze bekannt sind. Auch Aufgaben der Wärmeübertragung sind mit einiger Annäherung im voraus zu errechnen. Dagegen bleibt für chemische Umsetzungen meist nur der Versuch übrig. Wenn stoffliche Umwandlungen vorkommen, können daher in der Regel nur Versuche mit immer größeren Ausführungen derartige Beziehungen für einen Übertragungsmaßstab zur Bestimmung der Größen festlegen.

III. Gesamtanordnung.

Die Gesamtanordnung einer Anlage richtet sich nach Größe und Leistung, der Art der Erzeugnisse, dem Verfahren zur Herstellung, dem zur Verfügung stehenden Gelände und den sonstigen Erzeugungs-

bedingungen. Da diese von Fall zu Fall verschieden sind, lassen sich für die Gesamtplanung einer Anlage nur einige allgemeine Gesichtspunkte angeben. Die Grundlage bildet das Betriebsschaubild, das alle Ein-

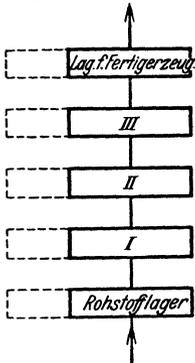


Abb. 6. Gliederung einer Anlage nach dem Stofffluß.

richtungen zur Verarbeitung der Stoffe unter Berücksichtigung ihrer Arten und Mengen in der Reihenfolge des Stoffflusses enthält.

Die räumliche Anordnung größerer Anlagen paßt sich den Betriebsvorgängen an und entspricht im allgemeinen dem durch das Verfahren gegebenen Stofffluß. Die einzelnen Stationen (*I*, *II*, *III*) liegen daher auch räumlich hintereinander in der Reihenfolge, die das Verfahren vorschreibt. Dabei können die einzelnen Maschinen, Apparate, Behälter und sonstigen Einrichtungen in einem einzeln oder in mehreren Räumen untergebracht sein. Diese Räume können in einem einheitlichen Gebäude oder in mehreren getrennten Gebäuden liegen. Meist ist es zweckmäßig, Einrichtungen für ein bestimmtes Arbeitsverfahren oder für einen gleichartigen Zweck in einem

gemeinsamen Raum oder einem besonderen Gebäude zusammenzufassen. So kann man beispielsweise besondere Gebäude oder Räume für Rohstofflager, Rohstoffaufbereitung, Verarbeitung, Verfeinerung, Verpackung und Lager für Fertigerzeugnisse vorsehen.

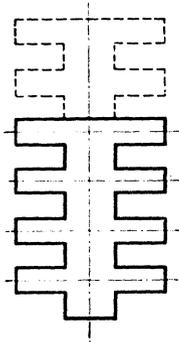


Abb. 7. Grundriß einer Anlage mit Seitenhallen.

Werden die einzelnen Gebäude dem Stofffluß entsprechend angeordnet, so ergibt sich beispielsweise eine Anlage nach Abb. 6. Auf der einen Seite treten die Rohstoffe ein, auf der anderen verlassen die Fertigerzeugnisse die Anlage. Eine Erweiterung ist durch Vergrößerung der parallel angeordneten Gebäude in der durch gestrichelte Linien gekennzeichneten Weise möglich. — Die einzelnen Gebäude liegen nicht immer in einer Richtung. Dies kann sich durch die Gestalt des zur Verfügung stehenden Grundstücks und aus den Bedingungen, die Zu- und Abfuhr der Stoffe stellen, ergeben. Häufig enthält das Betriebsschaubild nicht nur eine Reihe aufeinanderfolgender Arbeitsvorgänge, sondern dadurch, daß zahlreiche Vorgänge gleichzeitig nebeneinander oder im Kreislauf durch-

zuführen sind, zahlreiche Nebenzweige, die dann in dem Aufbau der Anlage zu berücksichtigen sind. — Arbeiten beispielsweise Nebenbetriebe mit einem Hauptbetrieb zusammen, so kann sich eine Anordnung nach Abb. 7 ergeben. Häufig fallen die einzelnen Baulichkeiten verschieden groß aus, so daß auch aus diesem Grund eine Abweichung von der gradlinigen Anordnung zweckmäßig wird.

Sind große Mengen fester Stoffe durch die einzelnen Anlageteile zu fördern und braucht auf Erweiterungen keine Rücksicht genommen werden, so zieht man die einzelnen Gebäude dicht zusammen, um die Förderkosten zu vermindern, den baulichen Teil zu vereinfachen und

den Platzbedarf zu verringern. So liegen beispielsweise in Zement- oder in Kalkstickstoffabriken die einzelnen Räume und Speicher dicht aneinander, so daß sich geringe Förderwege ergeben. In Werken, in denen Ammoniak mittels der Drucksynthese aus den Elementen erzeugt wird und wo nur Gase und Flüssigkeiten zu bewegen sind, findet man häufiger eine aufgelockerte Bauweise. In jedem Fall muß die Gesamtanordnung der einzelnen Betriebsteile so sein, daß die Zahl der Umladungen von festen Stoffen möglichst gering ist.

Große Anlagen mit vielen Bauten sind in regelmäßige Reihen von Bauwerken unterteilt, so daß durchgehende parallel zueinander verlaufende Straßen entstehen. Diese nehmen die Gleise für Voll- und Schmalspurbahnen, die Wege für den Personenverkehr, unterirdische Kanäle für Abwasser und Kabel, sowie die zahlreichen Rohrleitungen auf. Einzelne Apparate und Einrichtungen, besonders hohe Türme (Wäscher, Kolonnen usw.), stellt man häufig in diesen Straßen unmittelbar an den Gebäudewänden im Freien auf. Die Rohrleitungen lagern zweckmäßig in besonderen Brückenkonstruktionen in der Mitte der Straßen auf hohen Stützen. Die Breite dieser Straßen ergibt sich aus dem Platzbedarf für die genannten Einrichtungen und aus dem notwendigen Gebäudeabstand, der eine ausreichende Belichtung und Belüftung der einzelnen Bauten sicherstellt. Bisweilen ist der Abstand von einzelnen Bauwerken auch durch die Eigenart der Fördervorrichtungen bedingt (Beispiel: schräge Förderbrücken).

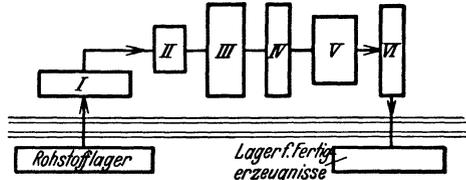


Abb. 8. Gliederung einer Anlage nach dem Stofffluß.

Die Zahl der Gleise sucht man möglichst zu beschränken. Bei der auf Abb. 8 beispielsweise dargestellten Anlage ist nur ein Gleisbau notwendig. Gleiskrümmungen und Drehscheiben kann man in kleinen Anlagen meist vermeiden. Schließen sich waagerechte Gleisstränge an solche mit Gefälle an, so ist das zum Gefälle führende Gleis so anzulegen, daß Wagen nur mit besonderer Kraftanwendung auf die im Gefälle liegenden Gleisstrecken gebracht werden können.

Um das natürliche Gefälle zur Weiterförderung von Flüssigkeiten auszunutzen, ordnet man oft, beispielsweise bei der Anlage von Nitroglycerinabriken, die einzelnen Gebäude auf einem geneigten Gelände in der Gefällerrichtung an. Man vermeidet dabei mit Druck arbeitende Fördervorrichtungen für die Flüssigkeiten.

Sind die Apparaturen und Maschinen verhältnismäßig leicht oder sollen die Stoffe mit natürlichem Gefälle von oben nach unten zahlreiche hintereinandergeschaltete Vorrichtungen durchlaufen, so ordnet man die einzelnen Räume übereinander an, so daß sich Hochbauten ergeben. Sind große Mengen zu verarbeiten, so fördert man die Rohstoffe gleich zu Beginn einmal nach oben und läßt sie dann nacheinander

durch die einzelnen Einrichtungen gehen (Abb. 9). Sind zahlreiche Arbeitsvorgänge auszuführen, so kann der Stoff nach Abb. 10 in Wendelinien von oben nach unten durch die einzelnen Stockwerke laufen. Diese Ausführung ist auch möglich, wenn in jedem Stockwerk ein bestimmter Arbeitsvorgang in zahlreichen Maschinen oder Apparaten ausgeführt wird. Die aus den einzelnen Maschinen oder Apparaten kommenden Zwischenerzeugnisse werden dann gemeinsam in das nächste Stockwerk zur weiteren Verarbeitung geführt.

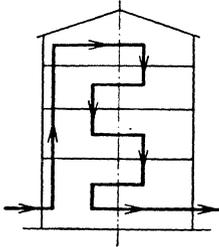


Abb. 9. Fallender Stofffluß in einem Hochbau.

Um mit geringerer Gebäudehöhe auszukommen, kann man das Gefälle mehrfach unterteilen, wobei das Gut entsprechend oft nach oben gehoben werden muß.

Für eine mit vier Einheiten arbeitende Anlage ergibt sich dann beispielsweise ein Strombild nach Abb. 11. In den meisten Fällen besteht eine Anlage aus einer Vereinigung von Hoch-, Flach- und Hallenbauten, indem die notwendigen Räume übereinander geschichtet oder nebeneinander gereiht werden.

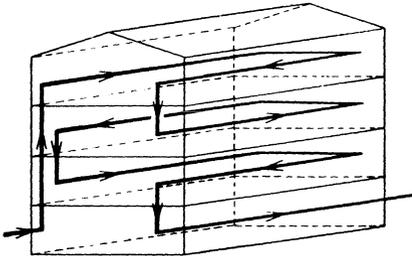


Abb. 10. Stofffluß mit Wendelbewegung in den Stockwerken eines Hochbaus.

Von dem Grundsatz, die Apparaturen dem Stofffluß entsprechend räumlich anzuordnen, weicht man ganz ab, wenn die Mengen verhältnismäßig gering sind und zahlreiche Stoffe erzeugt werden, wie es beispielsweise in Anlagen zur Herstellung von chemischen Präparaten, Riechstoffen, pharmazeutischen und kosmetischen Erzeugnissen, alkoholischen Getränken, Lacken usw. der Fall ist. In solchen Betrieben werden die für ein bestimmtes Arbeitsverfahren notwendigen Apparaturen unabhängig von dem Stofffluß eines bestimmten Erzeugnisses räumlich zusammen angeordnet. Es wird also jede Apparategattung, beispielsweise nur die Destillierapparate oder nur die Verdampfeinrichtungen, in gesonderten Räumen aufgestellt. Nebeneinander werden dann im gleichen Raum verschiedene Stoffe verarbeitet.

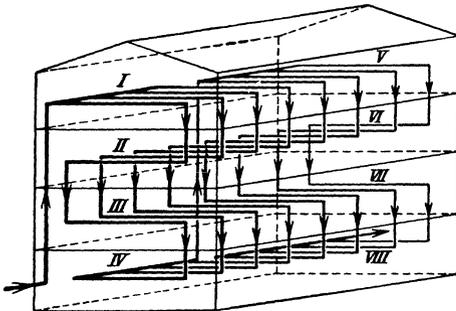


Abb. 11. Unterteilter Stofffluß in einem Geschloßbau.

nach dem Stofffluß im allgemeinen gewahrt ist, wird in Einzelfällen davon abgewichen. Das gilt besonders für die Zusammenziehung (Zentralisierung) von Anlageteilen an einem geeigneten Ort. Die Dampf- und

Auch dann, wenn der Grundsatz der räumlichen Anordnung

Krafterzeugung wird fast stets in einem für die gesamte Anlage gemeinsamen Betrieb zusammengefaßt, der in der Mitte der Anlage oder in der Nähe der größten Dampfverbraucher oder an der durch die Brennstoffzufuhr gegebenen Stelle errichtet ist. Ebenso werden Gasgeneratorenanlagen zweckmäßig in der Nähe des Kesselhauses zusammen angeordnet. Große Dampfverbraucher kann man zusammenziehen, um einfache Rohrleitungen zu erhalten. Kühlanlagen, Eisfabriken, Kompressorenanlagen werden ebenfalls meist an einer Stelle vereinigt. Das gleiche gilt für die gesamte Wasserversorgung (Wasserreinigungsanlagen und Rückkühlwerke). Anlagenteile, in denen Verfahren ausgeführt werden die mit Gefahren verbunden sind (Möglichkeiten von Explosionen usw.), werden häufig aus der Gesamtanlage räumlich herausgezogen. In Einzelfällen ergibt sich die Notwendigkeit, bestimmte Apparate oder Maschinen abzutrennen und in besonderen Räumen unterzubringen (Maschinen mit starken Geräuschen, Ventilatoren, Gebläse, Schaltanlagen, Kompressoren, Antriebmaschinen usw.). Meist ist es zweckmäßig, auch die nicht unmittelbar der Erzeugung dienenden Betriebsteile, wie die mechanischen Werkstätten, Laboratorien, Ersatzteillager, Umkleieräume, Waschanlagen usw. an einem geeigneten Ort zusammenzufassen.

IV. Bauten.

Die einzelnen Bauten einer Anlage haben die Aufgabe, die technischen Einrichtungen in zweckentsprechender Stellung zueinander zusammenfassend aufzunehmen und nach außen abzuschließen. Flach- und Hallenbauten haben dabei meist nur die Eigengewichte, Schnee- und Windlasten zu tragen und leichtere Einrichtungsteile (Rohrleitungen, Transmissionen usw.) zu halten, während die Gewichte der Apparaturen und Maschinen unmittelbar oder mit besonderen Stützen, die mit den Bauteilen nicht verbunden sind, auf eigenen Fundamenten ruhen. Auch bei Hochbauten ist diese Ausführung möglich. Eine besondere Tragkonstruktion nimmt dann die Gewichte der einzelnen, übereinander angeordneten Maschinen und Apparate auf, während die leicht ausgeführten Bauteile, abgesehen von den Schnee- und Windlasten, nur sich selbst zu tragen haben. Die Decken dienen dann lediglich dem Personenverkehr und sind für geringe Flächenbelastungen auszuführen. Diese Anordnung ist besonders geeignet, wenn die einzelnen Apparaturen und Maschinen sehr schwer sind. Sind jedoch Umänderungen nicht ausgeschlossen, so daß man mit der Aufstellung der Einrichtungen freie Hand haben will, oder sind die Apparaturen und Maschinen verhältnismäßig leicht, so übertragen die Bauteile auch die Gewichte der Einrichtungen auf den Baugrund. Je nachdem, ob man die Gewichte der Einrichtungen auf die Bauteile oder eine besondere Konstruktion überträgt, erhält man die schematisch auf Abb. 12 dargestellten beiden Ausführungsarten. Die stark ausgezogenen Linien deuten dabei die Konstruktionen an, welche die Gewichte der Einrichtungen tragen. Bisweilen dienen nicht nur die stützenden Bauteile unmittelbar Zwecken der für das Verfahren verwendeten inneren Einrichtungen, sondern auch die Wände und Decken, indem

diese Bauelemente Teile von Behältern, Bunkern, Lagern, Trockenflächen, Absetzräumen, Staubkammern usw. bilden.

Für Betriebe mit erheblichen Feuer- oder Explosionsgefahren sind Hallen- und Flachbauten besser geeignet als Hochbauten. Eine große Flächenausdehnung eines Bauwerks verlangt Unterteilung in einzelne Brandabschnitte durch Brandmauern in senkrechten Ebenen oder durch ohne Unterbrechungen durchlaufende Decken in waagerechter Richtung.

Sind feste Stoffe in großen Mengen zu verarbeiten, so kann der notwendige Einbau umfangreicher Fördervorrichtungen bestimmte Bedingungen für die bauliche Gestaltung stellen. Stetig arbeitende Fördermittel werden im allgemeinen um so einfacher, je weniger der Förderweg Krümmungen und Richtungsänderungen aufweist. Für Bandförderer, Schnecken- und Wurförderer ist eine gerade Linienführung notwendig. Zur Instandhaltung muß neben den Fördermitteln ein Gang vorhanden sein. — Bei der Gleisförderung innerhalb von Gebäuden müssen ein Mindestprofil, das sich nach der Größe der verkehrenden Fahrzeuge richtet, sowie Gänge beiderseits aller Schienenstränge frei bleiben. — Aufzüge erfordern einen senkrecht oder schräg durchgeführten Schacht, der gegebenenfalls an die Außenwand des Gebäudes verlegt

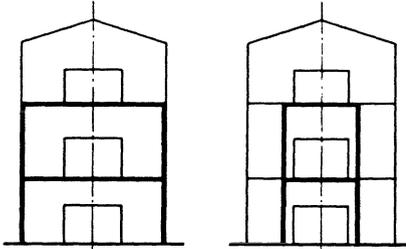


Abb. 12. Übertragung der Lasten auf den Baugrund.

werden kann. Liegen mehrere Ladestellen übereinander, so ist damit die Lage der Zugangswege in allen Stockwerken festgelegt. — Das Arbeitsfeld der Lauf- und Brückenkranen setzt freie, rechteckige Flächen voraus. Sind Stückgüter zu verladen (Kisten, Säcke, Fässer usw.), so empfiehlt es sich, den Höhenunterschied zwischen dem Fußboden und den Eisenbahngleisen so zu legen, daß dieser mit dem Boden der Eisenbahnwagen übereinstimmt, so daß beim Laden keine Steigungen zu überwinden sind. Die Eisenbahngleise werden in diesem Fall möglichst dicht an die betreffenden Gebäude herangelegt, so daß man unmittelbar mit Fördergeräten in die Wagen gelangen kann.

Bei der Wahl der Baustoffe für die Ausführung der Bauten sind neben den allgemein geltenden Regeln der Bautechnik noch einige besondere Gesichtspunkte zu beachten. In vielen Fällen ist von Anbeginn damit zu rechnen, daß häufig Umbauten und Veränderungen erforderlich werden, weil die technische Entwicklung noch nicht abgeschlossen ist, oder grundsätzliche Umstellungen notwendig sein können. In Betrieben, die mit Säuren und anderen angreifenden Stoffen arbeiten, ist der Schutz der Bauteile gegen diese Einflüsse zu berücksichtigen. In anderen Anlagen herrscht stets eine große Nässe durch Niederschlagen von Dämpfen. Alle Bauteile müssen an allen Stellen leicht zugänglich sein.

Für alle Bauten, besonders für große Hallen, eignen sich Stahlkonstruktionen. Änderungen, Einbauten und Erweiterungen lassen sich in verhältnismäßig einfacher Weise vornehmen. Regelmäßig

erneuerte Anstriche verhüten Korrosionen. — Eisenbeton ist nur dort zu empfehlen, wo bauliche Änderungen nicht zu erwarten sind. Die Betonbauweise gestattet in billiger Weise hohe Druckbeanspruchungen aufzunehmen. Große Speicheranlagen führt man häufig in Eisenbeton aus. Schon beim Entwurf sind Auflager, Durchbrüche und Befestigungsmöglichkeiten für Apparate, Transmissionen, Kranbahnen, Rohrleitungen usw. vorzusehen. — Holz eignet sich für Hallen mittlerer Größe und Flachbauten. Seine Widerstandsfähigkeit gegen Korrosionen begründet seine Bevorzugung für Säurebetriebe. Verwickelte Fachwerke lassen sich durch Anwendung von Sperrholz vermeiden. — Ziegelmauerwerk kommt für kleine und mittlere Anlagen in Frage. Seine Widerstandsfähigkeit macht es besonders für nasse Betriebe geeignet. Der geschichtete Aufbau hat bei Erschütterungen die Gefahr der Rißbildung zur Folge. — Oft empfehlen sich Verbundbauweisen (Beispiel: Unterbau Eisenbeton, Aufbau Stahlskelett, Dach Holz). Große Teile der Wandungen führt man häufig in Glas oder Drahtglas beispielsweise in Form breiter, durchlaufender Bänder aus, da man mit den Vorteilen der Korrosionsfestigkeit und Reinigungsmöglichkeit gleichzeitig auch eine gute Belichtung erhält.

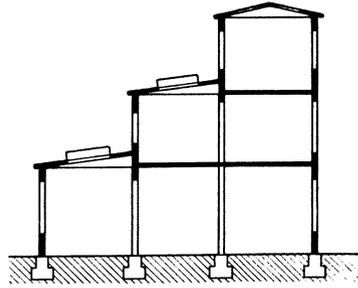


Abb. 13. Terrassenbau.

Die Gebäudegröße ergibt sich aus dem Raumbedarf der aufzunehmenden Apparate und Maschinen einschließlich der zugehörigen Hilfseinrichtungen (Förderer, Rohrleitungen, Antriebsvorrichtungen usw.). Die Tiefe darf je nach der Raumhöhe ein bestimmtes Maß nicht überschreiten. Oft empfiehlt es sich, nicht über 18 m hinauszugehen, da man dann mit einer Stützenreihe auskommt. Bei Räumen über etwa 30 m Breite ergibt sich meist die Notwendigkeit, Oberlicht vorzusehen. Die Gebäudeform paßt sich der räumlichen Zusammenfassung der inneren Einrichtung an.

Da häufig nur für einzelne Apparate eine hohe Aufstellung erforderlich ist, verbreitert man die unteren Teile in diesem Fall durch Anbauten, so daß sich bisweilen ein Gebäudequerschnitt etwa nach Abb. 13 ergibt. — Die Höhe der Apparate oder die Gesamthöhe der übereinander aufzustellenden Einrichtungen bestimmt die gesamte Gebäudehöhe. Es ist dabei nicht erforderlich, das ganze Dach über die am höchsten anzuordnenden Apparate zu legen. Einzelne Apparate (Behälter, Fallrohrkondensatoren, Zyklone usw.), die hoch aufzustellen sind, kann man in besonderen Aufbauten über dem Dach unterbringen.

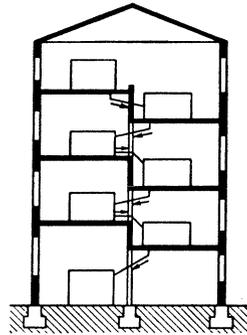


Abb. 14. Hochbau mit versetzten Decken.

In Hochbauten unterteilt man bisweilen die Deckenebenen zur Verringerung der Gebäudehöhe. So kann man beispielsweise nach der

auf Abb. 14 dargestellten Bauart die Decken versetzt anordnen. In Hallen baut man, um Apparate und Maschinen übereinander anzuordnen, Bühnen und Galerien, entweder nach Abb. 15a nur auf einer Seite oder nach Abb. 15b auf beiden Seiten ein. Man kann so in der Halle beliebig hohe Apparate aufstellen und mit einem Kran von oben alle Bühnen erreichen. Dadurch, daß man die Bühnenflächen, besonders der oberen Absätze, klein hält, kann man die Belichtungs- und Belüftungsverhältnisse erträglich gestalten.

Für die Wahl der Stützenabstände ist häufig die Größe der Apparate und Maschinen maßgebend. — Die Decken sind in der Regel für eine bestimmte Höchstlast je m^2 berechnet, was bei der Anordnung von Apparaten zu beachten ist, wenn diese unmittelbar auf die Decken gestellt werden. Für schwere Einrichtungen kann in solchen Fällen ein Trägerunterbau

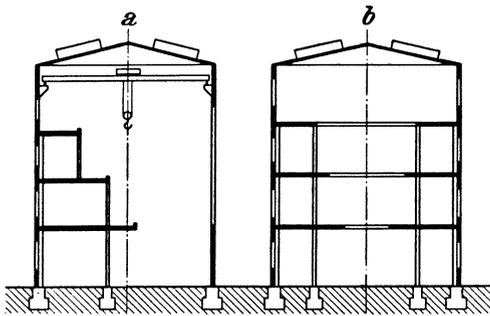


Abb. 15. Bühneneinbauten.

erforderlich werden. Um Baukosten zu sparen, brauchen die der Berechnung zugrunde gelegten Belastungen je m^2 in einer Deckenebene nicht gleich sein. Dort wo schwere Einrichtungen aufzustellen sind, werden die Decken stärker bemessen, als in den übrigen Teilen. — Häufig empfiehlt es sich, die Apparate zwischen die Deckenträger einzuhängen. Dann müssen

schon beim Entwurf die Deckenträgerabstände den Apparatedurchmessern angepaßt werden. Hohe Apparate, wie Kolonnen, Waschtürme, Verdampfer usw. beanspruchen häufig einen durch mehrere Stockwerke gehenden Raum, wozu Deckendurchbrüche notwendig werden.

Für die Fußböden ist ein Belag erforderlich, der nicht nur hohen mechanischen, sondern auch chemischen Beanspruchungen gewachsen ist. Für viele Fälle hat sich Asphalt als zweckmäßig erwiesen. Sind Lasten zu bewegen, so eignet sich ein Plattenbelag. Wenn in chemischer Beziehung keine Bedenken vorliegen, sind Zementfußböden zu empfehlen. Eine geringe Neigung zur Fortleitung vergossener Flüssigkeiten in eine Sammelrinne ist fast stets erforderlich. Muß ein Versickern gefährlicher Stoffe (starker Säuren usw.) mit Sicherheit verhütet werden, so können Bleieinlagen im Fußboden notwendig werden. — Gleisbahnen werden zweckmäßig so eingelegt, daß die Schienenoberkante nicht über die Fußbodenfläche ragt. — Große Ausschachtungen vermeidet man in der Regel wegen der hohen Kosten, die damit verbunden sind. Nur einzelne Behälter, Apparate und Maschinenteile bringt man in besonderen, klein bemessenen Gruben unter, um damit eine Erhöhung des ganzen Bauwerkes zu sparen.

Treppen sind meist nach behördlichen Vorschriften in Abständen von 20—30 m erforderlich. In feuergefährlichen Betriebsteilen von

Mehrgeschoßbauten sind mindestens zwei Treppen notwendig. In Hochbauten liegen die Treppen in feuerbeständigen Treppenhäusern, die im Innern des Gebäudes oder an den Außenwänden angeordnet sind. — Zur Verbindung der einzelnen Gebäude untereinander können überdachte Brücken oder Tunnel dienen. Unterirdische Unterführungen sind auch unter Gleisanlagen zur Überleitung des Personenverkehrs bisweilen zweckmäßig.

In allen Betriebsräumen ist für eine ausreichende Entlüftung zu sorgen. Gelangen größere Mengen von Gasen oder Dämpfen in die Arbeitsräume, so wird künstliche Entlüftung durch Ventilatoren oder Schaufelräder erforderlich. Sowohl bei der natürlichen, als auch bei der künstlichen Entlüftung sind ausreichende Öffnungen zum Nachströmen von Luft zum Ersatz der fortgehenden, verbrauchten Luft vorzusehen.

Schwere Maschinen und Apparate ordnet man möglichst im Erdgeschoß an, um ihr Gewicht unmittelbar durch ein Fundament auf die Erde zu übertragen und schwere Stützkonstruktionen zu sparen. Feuergefährliche Einrichtungen bringt man in Geschoßbauten möglichst im obersten Stockwerk unter. Auch Einrichtungen, die geringes Gewicht und großen Platzbedarf haben (Windsichter, Zyklone, Staubfilter, Trockner usw.) findet man häufig in den obersten Stockwerken. Gleichartige Apparate werden meist nebeneinander in einer Reihe oder in mehreren parallelen Reihen angeordnet, weil sich dabei die besten Lösungen für Förderung und Antrieb, sowie für die baulichen Verhältnisse ergeben. Insbesondere ist diese Anordnung für den Gruppenantrieb durch Transmissionen günstig.

Zur Wartung, Reinigung und Instandhaltung ist nach allen Seiten ein Mindestraum freizuhalten. Bei der Anordnung der Apparate und Maschinen nebeneinander entstehen dadurch Gänge, deren freie Mindestbreite 1 m betragen muß. In Sonderfällen ist in einer bestimmten Richtung ein größerer, freier Platz notwendig, beispielsweise an Wärmeaustauschern zum Herausziehen der Rohre, oder an Rührwerken zum Ausbau des Rührwerkes, oder zum Reinigen, Füllen oder Entleeren von Einrichtungen mit langen Schaufeln oder ähnlichen Werkzeugen. — Werden feste Stoffe verarbeitet, so erfordern die Stapelplätze für die Zwischenerzeugnisse und die Fördermittel erheblichen Platzbedarf, insbesondere, wenn satzweise gearbeitet wird.

Verursachen Maschinen, wie Zerkleinerungsmaschinen oder Kolbenkompressoren starke Erschütterungen, so erhalten sie zweckmäßig getrennte Fundamente, wobei elastische Zwischenglieder zur Dämpfung der Erschütterungen eingebaut werden. Auch aus Sicherheitsgründen ist eine getrennte Aufstellung mit größeren Abständen häufig zweckmäßig. So ordnet man große, feuerbeheizte Teerdestillationsblasen vielfach nicht in einer gemeinsamen Einmauerung an, sondern stellt sie in gesonderten Ummauerungen in größeren Abständen auf. Wo solche Rücksichten nicht vorliegen, ist es zweckmäßig, derartige Einrichtungen dicht aneinander aufzustellen. So findet man häufig Siedekessel, Autoklaven, Muffeln usw. dicht nebeneinander auf einem gemeinsamen Fundament zusammengebaut. — Der Einbau von gleichartigen Apparaten

oder Maschinen wird meist billiger, wenn die Aggregate gleiche Bauart und gleiche Größen haben. Es bietet meistens keine Vorteile für den gleichen Zweck verschiedene Apparate nebeneinander zu verwenden.

Einen erheblichen Platzbedarf beanspruchen meist die zur Stoff- und Energieversorgung notwendigen Einrichtungen. Rohrleitungen verlegt man, soweit möglich, in waagerechten oder senkrechten Ebenen nebeneinander. Dabei müssen alle Verbindungen und Armaturen von allen Seiten zugänglich sein. Absperrorgane, Meßinstrumente usw. sollen möglichst von Bedienungsbühnen aus erreichbar sein. Hierzu sieht man oft besondere Gänge oder Kanäle vor, in denen die Rohrleitungen auf besonderen Stützkonstruktionen verlegt sind.

Die Transmissionswellen liegen meist über den anzutreibenden Vorrichtungen. Ihre Lager werden dann an den Decken oder auf besonderen Stützen oder an den Wänden befestigt. Häufig ergibt sich eine günstige Anordnung, wenn man die Transmissionen unter den anzutreibenden Maschinen oder Apparaten anbringt und die Riemen durch Deckendurchbrüche an die Antriebsscheiben leitet. Überdeckt man die Durchbrüche und Scheiben mit einem geschlossenen Gehäuse, so kann man mit dieser Anordnung die Riemen in einfacher Weise vor schädigenden Einflüssen (Staub, Feuchtigkeit, Hitze) schützen.

V. Verschiedenes.

Neben den Anforderungen, die sich aus technischen und wirtschaftlichen Überlegungen ergeben, sind in den meisten Kulturländern eine Reihe von gesetzlichen Bestimmungen bei der Errichtung von chemischen Fabriken und von Anlagen verwandter Gewerbezweige zu berücksichtigen. Im Gebiete des Deutschen Reiches ist die Errichtung einer derartigen Anlage nach § 16 der Reichsgewerbeordnung genehmigungspflichtig. In dem Genehmigungsverfahren können dem Unternehmer Bedingungen technischer Art auferlegt werden. Für Dampfkesselanlagen ist eine besondere Genehmigung erforderlich (§ 24 der Gewerbeordnung). Zum Schutze der in den Betrieben beschäftigten Arbeiter sind auf Grund des § 120e der Gewerbeordnung eine Anzahl von Sondervorschriften für bestimmte Arten von Anlagen erlassen, die dem Unternehmer eine Reihe von Beschränkungen und Verpflichtungen auferlegen. Daneben bestehen die Unfallverhütungsvorschriften der Berufsgenossenschaften, die an die Beschaffenheit der technischen Einrichtungen und der Bauten im Interesse der Sicherheit zahlreiche Anforderungen stellen. Zu diesen auf Reichsrecht sich gründenden Vorschriften treten landesrechtliche Bestimmungen. Alle Bauten müssen den baupolizeilichen Vorschriften genügen. Für einzelne Einrichtungen, wie Dampffässer, Lagerungen von feuergefährlichen Flüssigkeiten, Aufzüge, Sprengstofflagerungen, Kraftfahrzeughallen usw. bestehen besondere Polizeiverordnungen. Ebenso sind Benutzung, Unterhaltung und Ausbau der Wasserläufe landesgesetzlich geregelt. Bei der Errichtung von Anlagen ist also stets die Kenntnis der am Ort geltenden gesetzlichen Bestimmungen wichtig.

Literatur: Alford-Frölich: Handbuch für industrielle Werkleitung. Berlin 1929. — Boerner, F., F. Lange: Fabrikgebäude und Lagerhäuser, in Handbuch für Eisenbetonbau. Berlin: W. Ernst & Sohn 1924. — Buff, C.: Der Werkstattbau, 2. Aufl. Berlin: Julius Springer 1923. — Dolch, M.: Betriebsmittelkunde für Chemiker. Leipzig: Otto Spamer 1929. — Escales, R.: Industrielle Chemie. Stuttgart: Ferdinand Enke 1912. — Hahn, M., B. Eisenberg, E. Emele, H. Poelzig: Fabrikbau (Beih. zum Zbl. Gewerbehyg.). Berlin: Julius Springer 1930. — Hefele, Fr.: Das Fabrikoberlicht. Berlin: W. Ernst & Sohn 1931. — Hütte: Taschenbuch für Betriebsingenieure, 2. Aufl. Berlin: W. Ernst & Sohn 1924. — Salzmann, H.: Industrielle und gewerbliche Bauten, 1919, 1921, 1925. — Wesslau, M.: Industriebauten, Planung, Bauarten und Baukosten, 1924.

Energiewirtschaft.

Von Dr.-Ing. W. Speidel VDI, Halle a. S. und Dipl.-Ing. R. Kranz VDI, Mannheim.

I. Allgemeine Gesichtspunkte¹.

Die Energiewirtschaft umfaßt das Gebiet der Umwandlung natürlicher Energieformen in gebrauchts- und transportfähige Energie, sowie die Vorgänge der Übertragung und der Verteilung dieser Energie, der Umformung in mechanische, elektrische oder chemische Energie, der Umsetzung in Wärme, sowie der Ausnutzung dieser Energieformen.

Ziel der Energiewirtschaft ist, die Umwandlung der vorhandenen natürlichen Energie in die Gebrauchsentnergie unter günstigster Ausnutzung mit den kleinstmöglichen Gesamtkosten vorzunehmen.

A. Energiequellen.

a) Brennstoffe: Steinkohle, Braunkohle, Torf, flüssige und gasförmige Brennstoffe; Näheres siehe Bd. I, S. 258.

b) Wasserkräfte (Lauf- und Speicherwasserkräfte; Näheres s. S. 78).

c) Gezeitenkräfte des Meeres. Sie sind wegen geringer Gezeitenhöhenunterschiede und flacher Küste in Deutschland ohne Bedeutung.

d) Windkräfte. Die jährliche Windenergie beträgt in Mitteldeutschland je 100 m² 50 000 kWh; sie ist zur Zeit für industrielle Verwendung ohne Bedeutung [Vogdt: Hütte, 26. Aufl., Bd. 2, S. 305].

e) Sonnenenergie. Ihre unmittelbare Ausnutzung ist für Mitteleuropa ohne Bedeutung.

B. Verwendungsformen der Energien.

Der Bedarf an Energie tritt hauptsächlich in Form von mechanischer Energie und Wärme auf.

Zur Umwandlung natürlicher Energieformen in gebrauchsfähige mechanische Energie dienen Kraftmaschinen. Meist ist zur Erleichterung der Übertragung und der Verteilung Umformung in elektrische Energie erforderlich.

¹ Pauer: In Hütte, 26. Aufl., Bd. 2, S. 296 (mit ausführlicher Literaturangabe).

Die Art der Umformung natürlicher Energieformen in Wärme ist abhängig von der Temperatur, die für den jeweiligen Arbeitsvorgang bzw. das chemische Verfahren erforderlich ist.

a) Für Wärme bis etwa 200° C, welche zum Heizen, Kochen, Verdampfen, Destillieren usw. dient, wird als Wärmeträger meist Wasserdampf verwendet, der in Wärmekraftmaschinen bereits mechanische Arbeit geleistet hat.

b) Für Wärme über 200° C werden als Wärmeträger Rauchgase, entstanden durch Verbrennung von Leucht-, Kohlen-, Hochofengichtgas, Wassergas, Mischgas oder Abgase von metallurgischen und keramischen Öfen benutzt.

c) Für Kälteerzeugung (s. S. 327) wird nach dem Kompressionsverfahren mechanische Arbeit, nach dem Absorptionsverfahren Wärme benötigt.

II. Wärmekraftmaschinen.

A. Kolbendampfmaschinen.

Die Verbrennungswärme, die der Dampf im Kessel aufnimmt, wird in der Kolbenmaschine unmittelbar in mechanische Arbeit umgewandelt. Die Umsetzung vollzieht sich in Ein-, Zwei- oder Mehrzylindermaschinen. Die geradlinige Bewegung des Kolbens wird durch das Kurbelgetriebe in die drehende Bewegung der Arbeitswelle oder Stromerzeugungsmaschine übertragen. Die Kolbenmaschine ist konstruktiv hochentwickelt. Die Beherrschung hoher Drücke und hoher Temperaturen bereitet keine Schwierigkeit.

Trotzdem kommt die Dampfmaschine für ortsfeste Anlagen mit Abdampfverwertung wegen ölhaltigen Dampfes seltener zur Anwendung. Die wirtschaftliche Grenze zur Stromerzeugung liegt für Kondensationsbetrieb bei etwa 1000 PS, für Gegendruckbetrieb und mittlere Drücke etwa bei 2000 PS.

Ein weiteres Anwendungsgebiet ist der unmittelbare Dampftrieb von Kesselspeisepumpen, Wasserwerkspumpen und Wasserhaltungsanlagen, Brikettpressen usw. (s. S. 494).

B. Dampfturbinen.

1. Wirkungsweise.

In der Dampfturbine findet die Umsetzung der Wärme-Energie des Dampfes in mechanische Energie auf dem Wege über die kinetische (Strömungs-) Energie statt. Diese Umwandlung des Arbeitsvermögens in kinetische Energie vollzieht sich je nach der Arbeitsweise in Einstufen- und Vielstufenturbinen mit axialer und radialer Strömung.

Bei Turbinen mit axialer Strömung erfolgt die Umwandlung des verfügbaren Wärmegefälles in Strömungsenergie entweder

1. ganz im feststehenden Teil der Beschauelung, d. h. der Düsen- und Leitapparate (einstufige und mehrstufige Gleichdruckturbine) oder

2. im feststehenden Teil der Beschaufelung und in den Laufschaufeln (Überdruckturbine) oder

3. durch Vereinigung dieser beiden grundsätzlichen Arbeitsweisen in einer Turbine.

Die Übertragung der Strömungsenergie an das Laufrad erfolgt durch Umlenkung des Dampfstrahls in den Laufschaufeln. Der Druck des in der Düse und Leitschaufel beschleunigten Dampfstrahls, der auf das Laufrad ausgeübt wird (bei Überdruckturbinen außerdem der Rückdruck des Dampfstrahles infolge der Expansion in der Laufschaufel), erzeugt als Umfangskraft ein Drehmoment, welches an der Kupplung des rotierenden Systems verfügbar ist.

Bei Turbinen mit radialer Strömung (meist Vielstufen-Überdruckturbinen) vollzieht sich die Energieumsetzung des Dampfes entweder wie bei Turbinen mit axialer Strömung oder in gegenläufigen Leit- und Laufrädern.

2. Verwendungsformen.

Kondensationsturbinen dienen zur Ausnutzung des gesamten verfügbaren Wärmegefälles des Dampfes von Kessel- auf Kondensator- druck für reine Krafterzeugung.

Dampfturbinen mit Einrichtungen für Sonderzwecke dienen einer Verbindung von Energieerzeugung und Wärmebelieferung. Die Art und Weise dieser Kupplung ist verschieden und von den Wärmeerfordernissen der jeweiligen Arbeitsverfahren abhängig.

Gegendruckturbinen werden zwischen Dampferzeugungs- und Heizdampfverbrauchsanlage geschaltet und dienen zur Verwertung der durch Entspannung auf Heizdampfdruck freiwerdenden Energie. Bei gleichbleibenden Dampfdrücken besteht eine unmittelbare Abhängigkeit der mechanischen Leistung von der Dampfmenge. Die Betätigung der Steuerung erfolgt entweder durch den Druck in der Heizdampfleitung oder durch den Fliehkraftregler. Gegendruckturbinen werden meist mit beiden Regelungen ausgerüstet. G e g e n d r u c k r e g e l u n g wird angewandt bei Parallelarbeiten mit unabhängigen auf Kondensation arbeitenden Maschinen oder mit einem Netz, das den Spitzenbedarf an elektrischer Energie aufnimmt. Drehzahlregelung, abhängig von der Leistung, erfolgt bei Versorgung eines selbständigen Netzes und bei Absinken der Gesamtbelastung unter die Leistung der Gegendruckturbine. Wird bei geringerem Leistungsbedarf eine große Heizdampfmenge benötigt, so kann der Heizleitung über selbsttätig gesteuerte Frischdampfzusatzventile im Druck reduzierter Frischdampf zugeführt werden.

Entnahmeturbinen werden als Entnahme-Kondensations- oder als Entnahme-Gegendruckturbinen ausgeführt. Die Entnahme kann an einer oder an mehreren Stellen, letztere für verschiedene Entnahmedrücke, vorgesehen werden.

Bei Turbinen mit ungesteuerter Entnahmestelle verändert sich der Entnahmedruck mit der jeweiligen Belastung und Entnahmemenge. Das Anwendungsfeld ist auf Turbinen mit Entnahme für Speisewasservorwärmung beschränkt.

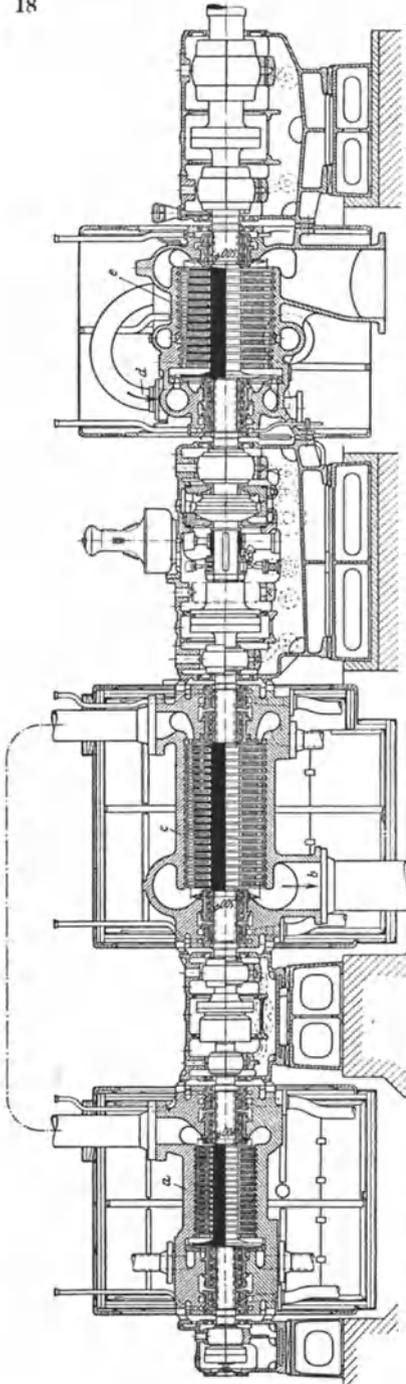


Abb. 1. Dreigehäusige A.E.G.-Entnahmegegendruckturbinen, Leistung 12 000 kW, $n = 3000$ U/min. *a* Hochdruckturbinen; *b* Dampfableitung zum Zwischenüberhitzer; *c* Mitteldruckturbinen; *d* Dampfzuführung vom Zwischenüberhitzer durch die Anzapfsteuern; *e* Niederdruckturbinen.

Turbinen mit gesteuerter Entnahme gestatten die Dampfentnahme bei gleichbleibendem Entnahmedruck. Die Betätigung der Steuerung erfolgt unter dem Einfluß des Druckreglers und des Fliehkraftreglers. Die Auslegung gesteuerter Entnahmeturbinen erfolgt zweckmäßig nach den zu erwartenden Betriebsverhältnissen unter Zugrundelegung der größten und der kleinsten Entnahmemenge bei Vollast und der von der Turbine ohne Entnahme verlangten höchsten Leistung.

Entnahme-Kondensationsturbinen dienen zum Ausgleich von Kraft und Wärme, wenn zeitweilig mehr mechanische Leistung benötigt wird, als die Heizdampfmenge im Gegendruckbetrieb zu erzeugen vermag.

Entnahme-Gegendruckturbinen finden Anwendung, wenn in einem Betriebe Dampf von zwei verschiedenen Drücken benötigt wird und der Kondensationsteil entbehrt werden kann. Bei Parallelbetrieb mit Kondensationsturbinen oder einem anderen Kraftnetz kann die Betätigung der Steuerung auf gleichbleibenden Druck in der Entnahme- und in der Gegendruckleitung vorgenommen werden. Erfolgt die Krafterzeugung des Betriebes ausschließlich in der Entnahme-Gegendruckturbinen, so kann der Druck nur an einer Stelle mit Druckregler konstant gehalten werden. Bei Konstanzhaltung des Entnahmedruckes verändert sich dann der Gegendruck in Abhängigkeit von der Entnahmemenge und der mechanischen Leistung. Abb. 1

läßt als Ausführungsbeispiel eine Entnahme-Gegendruckturbine in Dreihäusebauart erkennen.

Abdampf- und Zweidruckturbinen dienen zur Ausnutzung von verhältnismäßig niedrig gespanntem Dampf, der als Nebenerzeugnis bei einem Arbeitsverfahren oder als Abdampf einer nicht mit Kondensation arbeitenden Maschine auftritt (z. B. Walzenzug- und Fördermaschinen, Dampfhämmern, Pressen usw.). Bei unregelmäßiger Dampflieferung kommt die Verwendung von Zusatzfrischdampf und Entspannung in vorgeschalteter Hochdruckstufe in Frage (Zweidruckturbine). Das Hauptanwendungsgebiet dieser Turbine ist der Antrieb von Turbo-kompressoren und Gebläsen in Hüttenwerken.

3. Bauarten.

a) Turbinen mit Axialströmung.

a) Gleichdruckturbinen. Arbeitsweise des Dampfes. Das gesamte verfügbare Wärmegefälle wird im feststehenden Teil der Beschauelung (Düsen- und Leitapparate) in Geschwindigkeit umgesetzt. In der Beschauelung des umlaufenden Teiles treten nur Richtungs- und Geschwindigkeitsänderungen auf. Vor und hinter der Laufschaufel sowie in der Turbinenkammer herrscht jeweils annähernd der gleiche Druck. Die Arbeitsweise der Gleichdruckturbine entspricht somit derjenigen der Freistrahlwasserturbine.

1. Die einstufige Gleichdruckturbine von de Laval stellt die einfachste und ursprünglichste Form der Gleichdruckturbine dar. Bei Entspannung des Dampfes in nur einer Düse ergeben sich hohe Dampfgeschwindigkeiten von 1500 m/s und mehr, die mit Rücksicht auf den Wirkungsgrad große Umfangsgeschwindigkeiten und damit Drehzahlen der Turbine von 10000—30000 U/min bedingen. Die Verwendung derartiger Turbinen ist nur für kleine Wärmegefälle möglich. Für größere Leistungen bestehen Schwierigkeiten in der Herstellung geeigneter Übersetzungsgetriebe. Die Herabsetzung der Turbinendrehzahl erfolgt entweder durch Geschwindigkeitsstufung oder durch Druckstufung.

2. Gleichdruckturbine mit Geschwindigkeitsstufen. Das für die Turbine oder die betreffende Druckstufe verfügbare Wärmegefälle wird in einer Düsenreihe in Geschwindigkeit umgesetzt. Die Arbeitsabgabe des Dampfes an die Laufschaufeln wird auf zwei bis vier Laufschaufelreihen verteilt.

In neuerer Zeit wird durch mäßige Überdruckwirkung eine wesentliche Wirkungsgradverbesserung erreicht. Anwendungsgebiet: Antrieb von Pumpen und Gebläsen für Drehzahlen von 3000—8000 U/min. Abb. 2 zeigt eine Kleinturbine mit Geschwindigkeits- und Druckstufung.

3. Gleichdruckturbine mit Druckstufen. Durch Unterteilung des verfügbaren Wärmegefälles und Wahl einer geeigneten Anzahl von Stufen wird in jeder Druckstufe nur ein solches Gefälle verarbeitet, daß sich für eine gewünschte Drehzahl das günstigste Verhältnis von Umfangs-

zu Dampfgeschwindigkeit ergibt. In Abb. 3 ist der Druck- und Geschwindigkeitsverlauf in einer mehrstufigen Gleichdruckturbinen eingezeichnet.

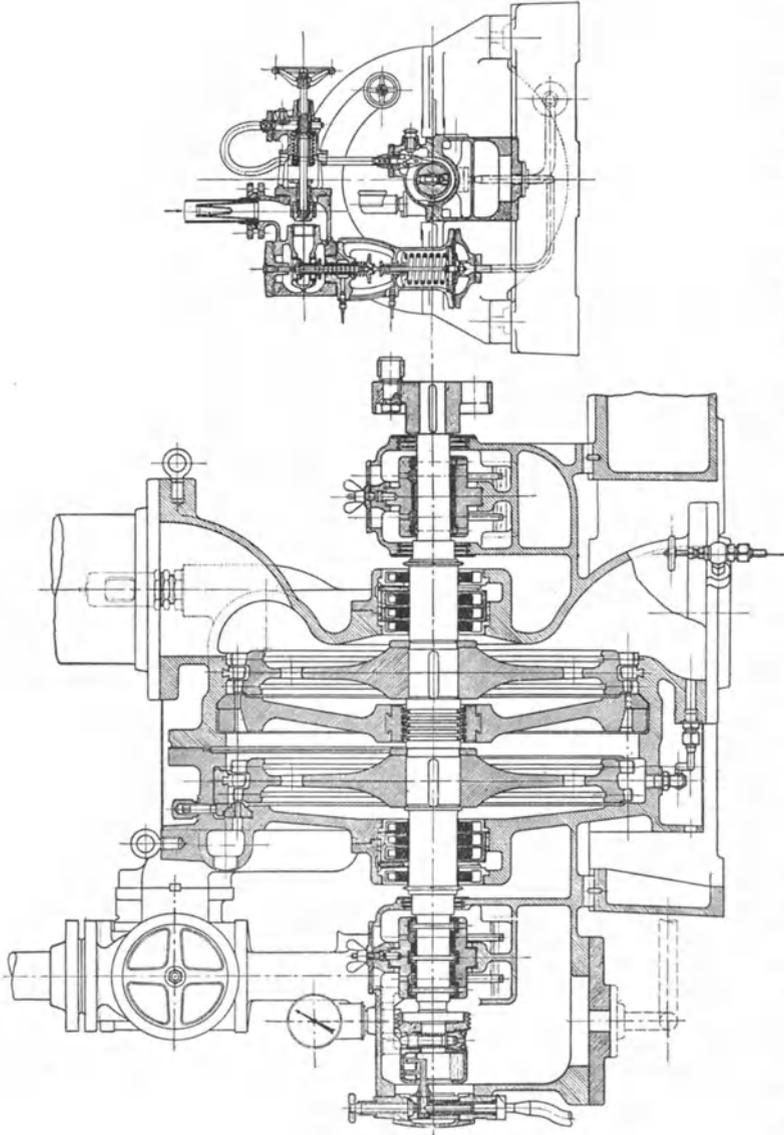


Abb. 2. Längsschnitt einer zweistufigen BBC.-Gegendruckturbine mit je zwei Geschwindigkeitsstufen und Öhringsteuerung.

Die Austrittsströmung jeder Stufe wird in der nachfolgenden ausgenutzt. Der Strömungsverlust beim Durchtritt durch den axialen

¹ BBC. = Brown, Boveri & Cie., Mannheim und Baden (Schweiz); SSW. = Siemens-Schuckertwerke, Berlin; AEG. = Allgemeine Elektrizitäts-Gesellschaft, Berlin; EWC. = Escher-Wyss & Co., Ravensburg.

Spalt ist bei kleinem Spalt gering. Das Durchsaugen von totem Dampf durch die Laufschaufeln von Gleichdruckturbinen wird durch kleine Überdeckungen und durch Auslegen der Beschaufelung für geringe, 15% nicht überschreitende Überdruckwirkung vermieden [Kraft: Die neuzeitliche Dampfturbine, 2. Aufl. Berlin: VDI-Verlag 1930].

Abb. 4 stellt eine Gleichdruckturbinen mit reiner Druckstufung dar. Die Leitvorrichtungen sind nicht erweiterte Kanäle, die in den Zwischenböden angeordnet sind.

Abb. 3. Druck- und Geschwindigkeitsverlauf in einer mehrstufigen Gleichdruckturbinen. Ausgezogene Kurve: Dampfdruck; gestrichelte Kurve: Dampfgeschwindigkeit. Ordinate: Dampfdruck in kg/cm^2 , absolute Dampfgeschwindigkeit in m/s . Abszisse entspricht den Dampfwegen im schematischen Schnitt über dem Diagramm.

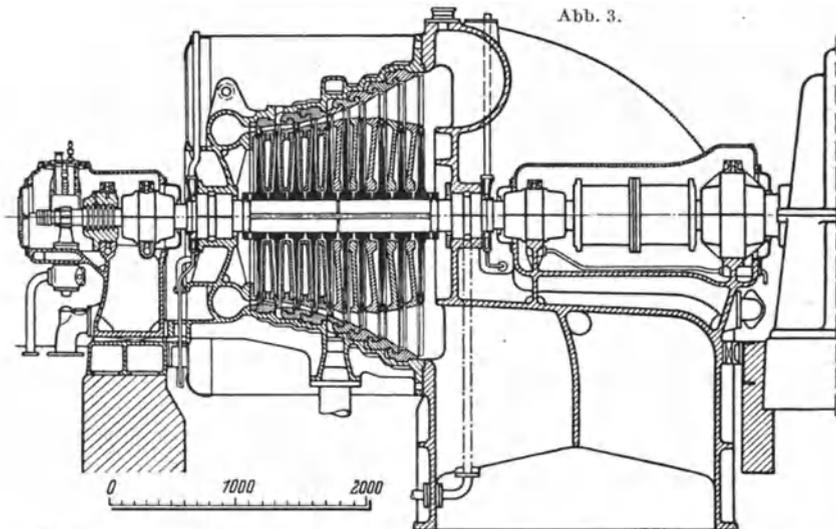
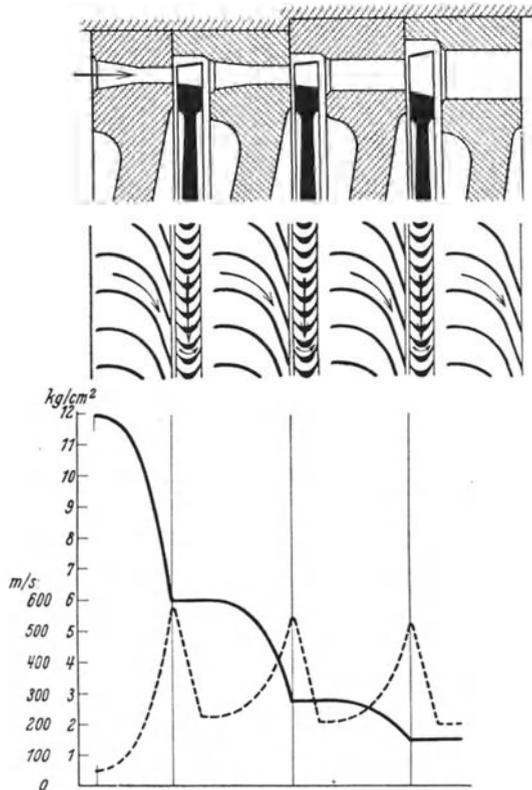


Abb. 4. Gleichdruckturbinen von Escher-Wyss mit reiner Druckstufung. Ausführung mit ineinander gehakten Leiträdern, Leistung 14 000 kW, 3000 U/min.

β) **Überdruckturbinen.** Die Überdruckturbinen wurde von Parsons von vornherein als Mehrstufenturbine eingeführt. In der feststehenden Beschaufelung wird nur ein Teil des je Stufe verfügbaren Wärmegefälles in Geschwindigkeit umgesetzt. Der Druck im Spalt zwischen Leit- und

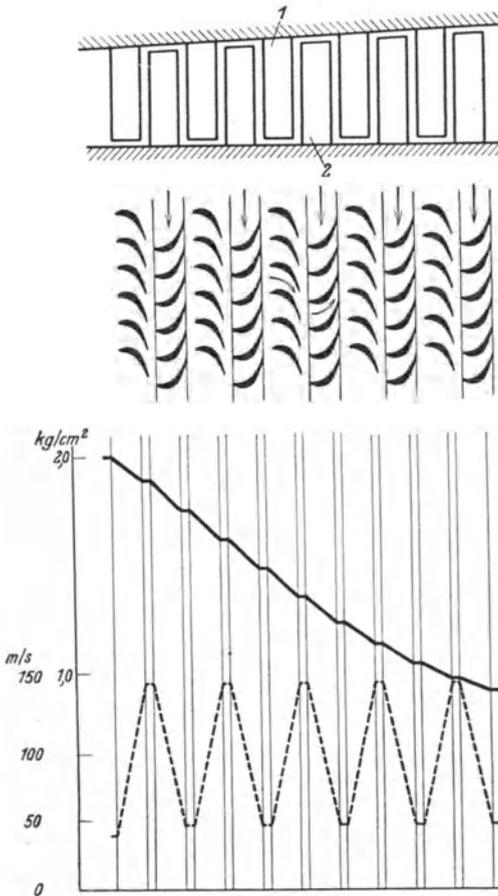


Abb. 5. Beschaufelung einer Überdruckturbinen. Druck- u. Geschwindigkeitsverlauf. 1 Leitschaufeln, 2 Laufschaufeln. Ordinaten: Dampfdruck in kg/cm^2 , Dampfgeschwindigkeit in m/s . Abszisse entspricht den Dampfwegen im schematischen Schnitt über dem Diagramm.

Laufrad ist also größer als am Austritt aus dem Laufrad. Der Austrittsquerschnitt muß kleiner sein als der Eintrittsquerschnitt. Der Überdruck bewirkt eine Zunahme der Dampfgeschwindigkeit in der Laufschaufel und einen Rückdruck infolge der Expansion. Dieser Rückdruck ergibt eine zusätzliche Komponente in der Richtung der Umfangsgeschwindigkeit. Der auftretende Axial Schub wird von einem Ausgleichskolben aufgenommen, oder durch Gegenschaltung von Stufen Gruppen in seiner Wirkung aufgehoben.

Die Überdruckturbinen entspricht in ihrer Wirkungsweise der Franciswasserturbine. In Abb. 5 ist der Druck- und Geschwindigkeitsverlauf angegeben.

Die Beherrschung kleinen radialen Spaltes, der mit Rücksicht auf die Strömungsverluste angestrebt wird, bereitet keine Schwierigkeiten. Bei Schaufeln ohne Deckbleche (Normalausführung) besteht die Möglichkeit der Anwendung kleinen radialen, betriebszuverlässigen Spaltes durch Zuschärfung an den Schaufelenden. Das Streifen ist ungefährlich, weil eine

Erwärmung nur an den sich hierbei abschleifenden Spitzen der einzelnen Schaufeln eintritt, im Gegensatz zur Erwärmung beim Streifen einer Scheibe an dem Zwischenboden.

Bei Schaufeln mit Deckblechen, insbesondere bei Grenzleistungsturbinen, die über der kritischen Drehzahl laufen, erfolgt die Überbrückung der Druckunterschiede zwischen den einzelnen Beschaufelungs-

stufen durch dachziegelartig übereinandergreifende Deckbleche, die ein großes mechanisches Spiel zwischen der Außenseite des Deckbleches und der Gehäusewand gestatten.

Reine Überdruckturbinen werden selten ausgeführt. Die gebräuchlichste Form ist die Vereinigung von Gleichdruck- und Überdruckwirkung in der Weise, daß im Hochdruckteil eine oder mehrere

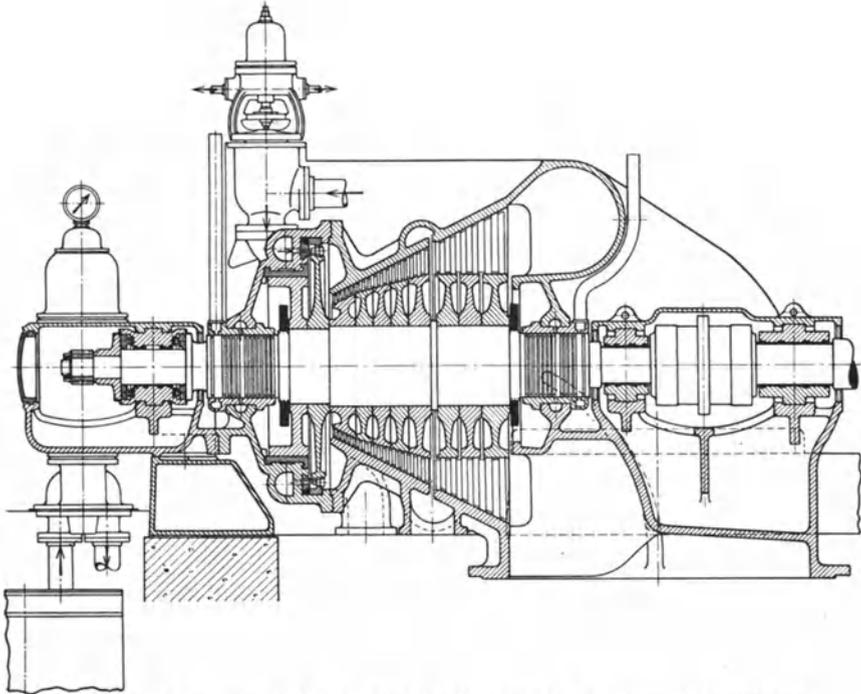


Abb. 6. Kombinierte BBC.-Turbinen für Leistungen von 3000—10000 kW und Drehzahlen 3000/3600.

Gleichdruckstufen und im Mittel- und Niederdruckteil reine Überdruckstufen vorhanden sind.

Bei Ausführung mit nur einer Gleichdruckstufe zur Düsenregelung werden Zwischenwände und Raddichtungen vermieden. Der Turbinenläufer besteht meist aus einer Welle und einzelnen Rädern oder Trommelstücken, die aufgeschraubt und auf elastischen Ringen zentriert werden. Abb. 6 läßt eine normale Ausführung dieser Bauart erkennen. Neuerdings werden auch Schweißwellen angewandt. Die einzelnen Scheiben ohne Nabenbohrung werden hierbei an den Kranzrändern zusammenschweißt und dann als Ganzes zur Auslösung der Schweißspannungen geglüht. Die Welle ist sehr steif und läuft tief unter der kritischen Drehzahl [Stodola: 2. Weltkraftkonferenz 1930, S. 5, 31; BBC.-Mitt. 1931, Heft 1]. Ausführungen liegen für Drücke bis 30 at und Temperaturen bis 450° C vor.

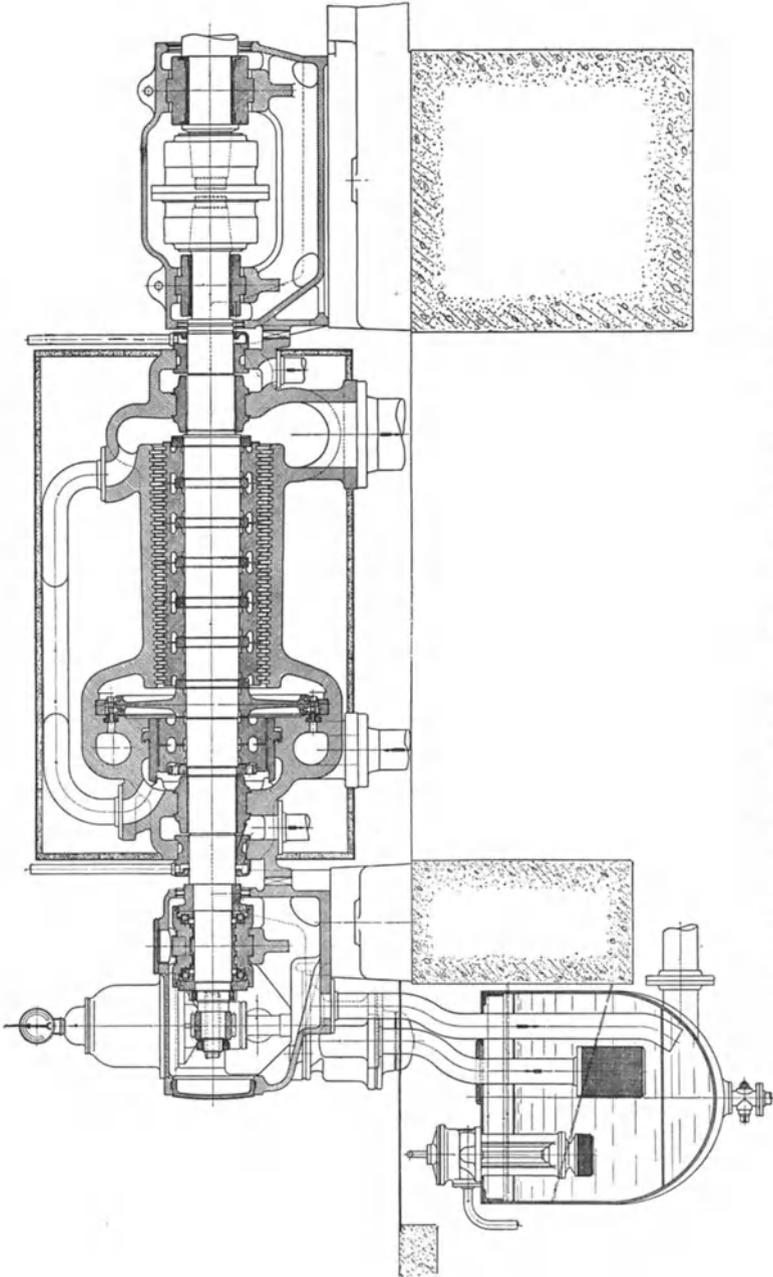


Abb. 7. BBC-Hochdruck-Vorschalturbine für einen Dampfdruck von 100 at.

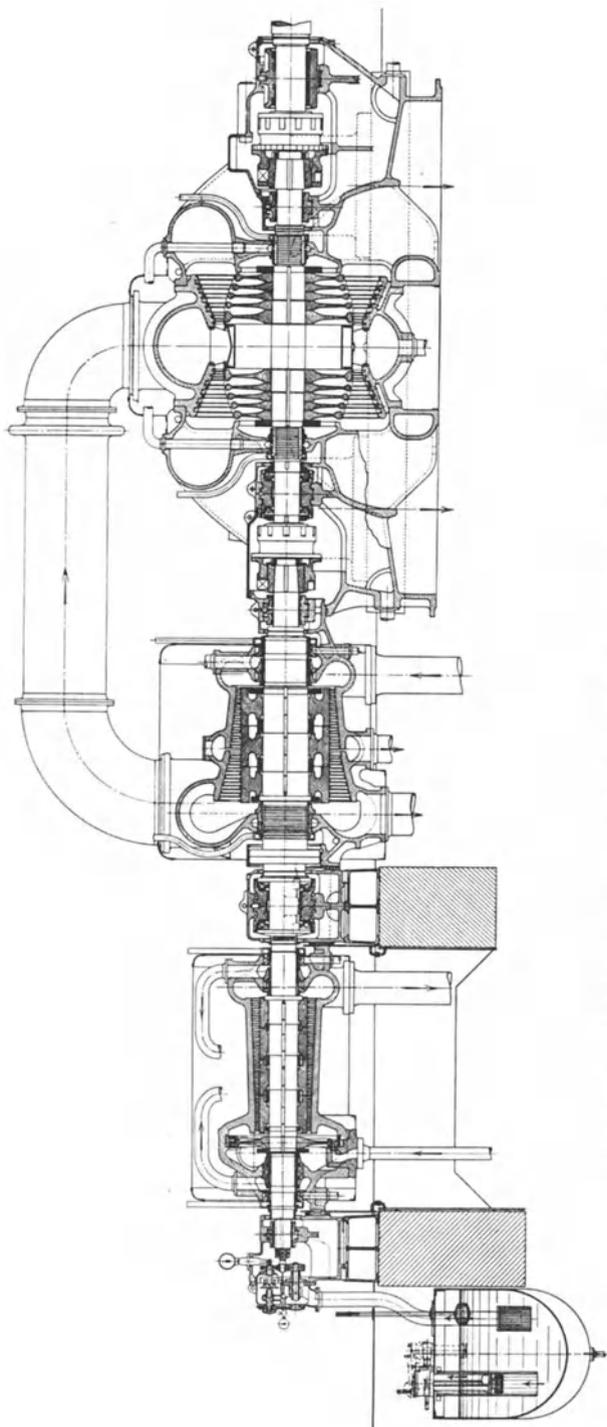


Abb. 8. BBC-Hochdruck-Kondensationsturbine, Leistung 36 000 kW, 3000 U/min, 130 at, 480° C.

Für hohe Drücke erfolgt die Ausbildung des Läufers meist mit durchgehender Welle und aufgesetzten, unmittelbar aneinander anschließenden

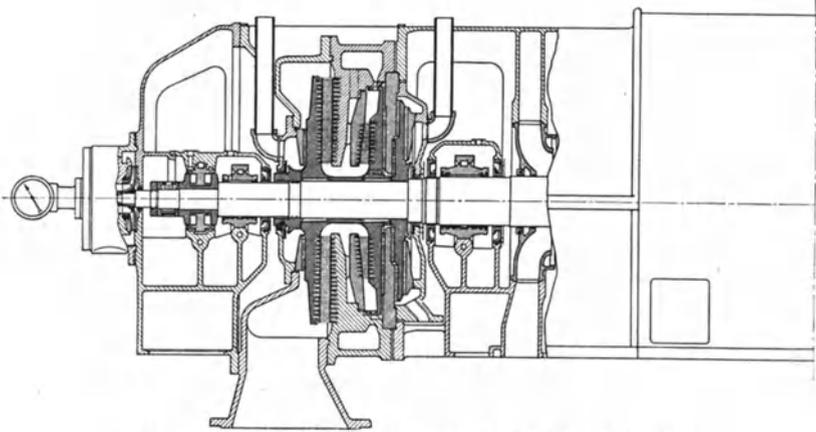


Abb. 9a. Radialturbine der Siemens-Schuckert-Werke.

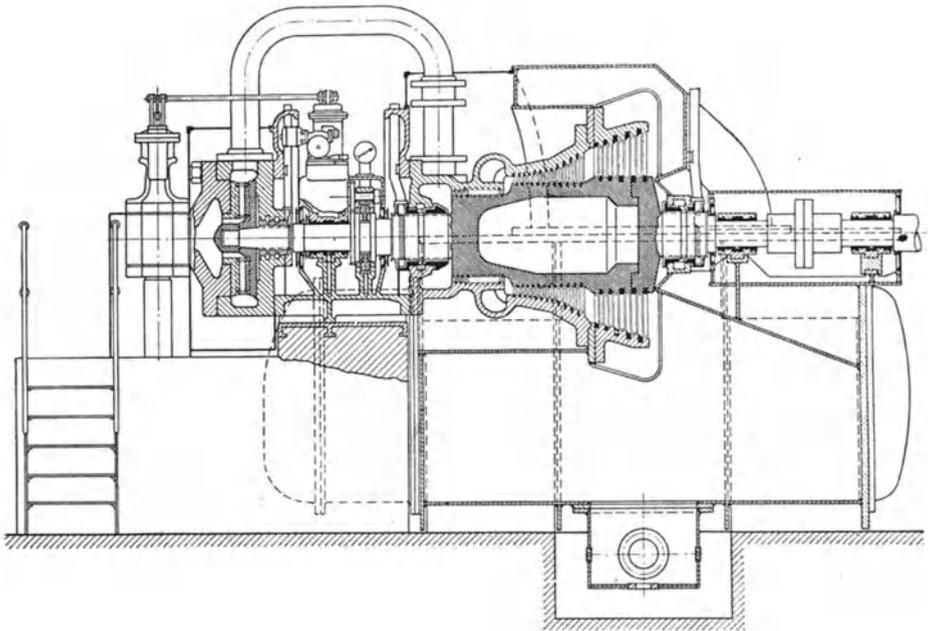


Abb. 9b. Einstock-Kondensationsturbine 5000/20 000 kW, 3000 U/min mit veränderlichem Dampfdruck für Spitzenlast-Kraftwerk (kombinierte Radial-Axialmaschine der SSW.).

Scheiben, deren verbreiterte Kränze eine Trommel bilden. Abb. 7 zeigt eine eingehäusige Hochdruck-Vorschaltturbine kombinierter Bauart.

Abb. 8 stellt eine Hochdruck-Kondensationsturbine für eine Leistung von 36000 kW bei einer Drehzahl von 3000 U/min, einem Dampfdruck von 130 at und einer Temperatur von 480° C dar.

b) Turbinen mit Radialströmung.

α) Radialturbinen mit feststehenden Leitschaufeln. Ausführung erstmalig von Parsons (1892) mit 35 radial beaufschlagten Überdruckstufen [Engineering 2, 573 (1892)].

Elektraturbine. Die Anordnung der Beschauelung erfolgt axial, der Beaufschlagung tangential-radial einwärts. Nach Durchströmen der

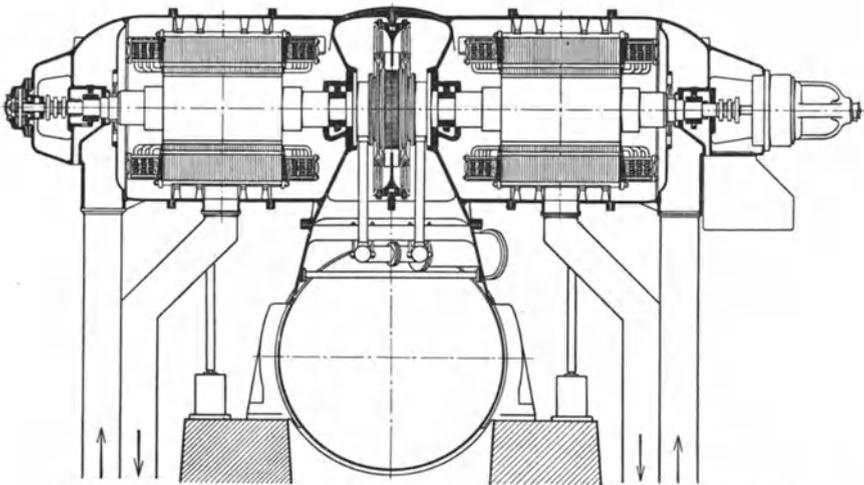


Abb. 10. Ljungström-Turbine. Gesamtanordnung von Turbine, Generatoren und Kondensator.

Schaufeln wird der Dampf ein- oder mehrmals umgelenkt. — Gleichdruckturbine mit Geschwindigkeitsstufung. Die Turbine findet meist Verwendung als Kleinturbine.

Die Turbine der Siemens-Schuckert-Werke wird als Überdruckturbine ausgeführt, der zwecks Düsenregelung meist eine Gleichdruckstufe vorgeschaltet wird. Die konzentrischen Schaufelkränze werden an feststehenden und sich drehenden Scheiben eingesetzt. Bei kleinem Druckgefälle reicht eine Scheibe aus, die fliegend auf der verlängerten Generatorwelle angeordnet wird. Bei mittleren Druckgefällen kommen zwei oder mehrere solcher Scheiben zur Anwendung, die auf eigener zweifach gelagerter Welle befestigt werden (Abb. 9 a). Bei großen Druckgefällen werden Radialturbinen als Hochdruckteil normalen Axialturbinen vorgeschaltet. Abb. 9 b zeigt z. B. eine kombinierte Radial-Axial-Kondensationsturbine für eine Spitzenleistung von 20000 kW.

Der Ausgleich des Axialschubes wird neuerdings durch Labyrinthdichtungen vorgenommen, die auf der ersten Laufradscheibe angeordnet sind.

β) Radialturbinen mit gegenläufigen Lauf- und Leitschaufeln (Ljungström). Die Turbine besteht aus zwei Turbinenscheiben, die in entgegengesetzter Richtung umlaufen. Jede Turbinenscheibe trägt konzentrische Schaufelkränze, die ineinander eingreifen. Die Dampfströmung erfolgt von der Achse aus nach außen. Jede Laufscheibe ist fliegend auf der Welle angeordnet.

Die relative Schaufel-Umlaufgeschwindigkeit der gegenläufigen Schaufelsysteme ist, bezogen auf ein Schaufelringpaar, gleich der Summe der absoluten Geschwindigkeiten der beiden Schaufelreihen und somit für gleiche Drehzahl doppelt so groß, wie bei einer Turbine mit feststehenden Leitvorrichtungen.

Radiale Spaltverluste werden durch eingestemte Nickel-Dichtungstreifen, die in den Verstärkungsringen der Schaufelkränze angeordnet sind, gering gehalten.

Wärmedehnungsdifferenzen werden durch radiale Dehnungsringe ausgeglichen, die einerseits in den Verstärkungsring des Schaufelkranzes, andererseits in den Befestigungsring der Scheibe gelenkartig eingewalzt werden.

Die Dichtung der Frischdampfkammer erfolgt nach außen durch konzentrische Labyrinthringe, die mit einer großen Anzahl von Drosselstellen hintereinandergeschaltet sind und eine geringe Baulänge der Wellenstopfbüchse ergeben.

In neuerer Zeit werden Gegenlaufturbinen auch mit vorgeschalteter Regelstufe ausgeführt, so daß auch Teillasten mit gutem Wirkungsgrad gefahren werden können.

Für die Stromerzeugung sind, wie aus Abb. 10 ersichtlich, stets zwei Generatoren notwendig, die bei Betrieb mit Drehstrom hinsichtlich der Ständer (Anker) parallel und der Läufer (Induktor) hintereinandergeschaltet sind.

4. Regelung.

Kondensationsturbinen werden auf Leistung durch Drehzahlregler geregelt. Turbinen, welche auf eine gewünschte Dampfmenge zu regeln sind, erhalten Druckregler, meist in Verbindung mit einem Drehzahlregler. Drehzahl- und Druckregler wirken auf die Steuerungsorgane im gleichen Sinne ein.

a) Arten der Regelung.

Die Drosselregelung bewirkt durch Druckverminderung im Regelventil eine Verringerung des Wärmegefälles und der Dampfmenge bei konstantem Wärmeinhalt. Bei kleiner Belastung und geringem verfügbaren Wärmegefälle, insbesondere bei Gegendruckturbinen, wirkt sich die Druckverminderung durch wesentliche Erhöhung des spezifischen Dampfverbrauchs aus.

Die Mengenregelung (Düsenregelung) bewirkt eine Veränderung der Dampfmenge durch Abschalten von Düsen. Der Dampfzustand vor der ersten Düse und das verfügbare Wärmegefälle bleiben unverändert.

b) Anordnung der Regelung.

a) **Steuerkolbenregelung.** Die Steuerkolbenregelung bewirkt die Verstellung der Drossel- bzw. Düsenventile durch ein Kraftgetriebe, das durch Drucköl betätigt wird. Die vom Drehzahlregler oder von den Druckreglern ausgehenden Steuerungsimpulse werden durch Gelenkstangen auf einen Steuerschieber übertragen, der das Drucköl der einen oder der anderen Seite des Kraftgetriebes zuführt und der alsdann infolge einer mechanischen Rückführung in seine die Ölzufuhr sperrende Mittellage zurückkehrt. Bei der Steuerkolbenregelung der SSW werden die Steuerimpulse von einer auf der Turbinenwelle angeordneten Kreiselpumpe erzeugt. Bei unverändert gehaltenem Öldruck wird die Veränderung der Fördermenge dieser Pumpe in Abhängigkeit von der Drehzahl durch einen hydraulisch betätigten Steuerkolben zur Regelung benutzt. Von diesem erfolgt die Übertragung auf die Düsenventile meist durch Nockenwellen oder Gestänge.

β) **Öldurchflußregelung.** Die Öldurchflußregelung, wie sie BBC angewendet, arbeitet im Gegensatz zu den Steuerkolbenregelungen ohne Gestänge und Gelenke. Der Geschwindigkeitsregler wirkt auf eine Regelmuffe, die den Öldurchfluß des Steuerölsystems und damit auch die in der Hauptölleitung liegenden, mit Federn verschiedener Schließkraft belasteten Hubkolben der Hauptabsper- und der Düsenventile beeinflusst. Für jeden Belastungspunkt stellt sich zwischen der von oben wirkenden Federkraft und dem von unten wirkenden Öldruck ein Gleichgewichtszustand der Regelventile ein.

Turbinen, deren Regelung nach dem Dampfdurchsatz erfolgt, werden mit einem unter Federdruck stehenden Membrandruckregler gesteuert, der auf ein Drosselventil in der Hauptölleitung einwirkt und den Öldruck unter dem Hubkolben der Ventile dem Dampfdurchsatz entsprechend einstellt.

5. Richtlinien für die Bestimmung der wirtschaftlichsten Frischdampfverhältnisse.

a) Kondensationsturbinen.

Allgemein gültige Regeln können nicht aufgestellt werden, da die Bedingungen für die Erstellung einer neuen Zentrale zu sehr von örtlichen Verhältnissen abhängen und die Bedingungen für weiteren Ausbau einer bestehenden Anlage zu sehr verschieden sind. Es sollen daher Hauptrichtlinien gegeben werden.

Dampfturbinen und Dampferzeuger können für jeden Druck, letztere bis zum kritischen¹, betriebszuverlässig gebaut werden. Wie aus der Entropietafel² (S. 187) ersichtlich, nimmt die Erzeugungswärme des Dampfes

¹ Im kritischen Punkt geht das Wasser plötzlich als Ganzes vom flüssigen in den dampfförmigen Zustand über.

² Die Entropie S ist eine Zustandsfunktion des Körpers. Zustandsgleichung: $TdS = dU + \dot{A}PdV$. Bei umkehrbaren Prozessen bleibt die Summe der Entropie der Körper unveränderlich. Bei nicht umkehrbaren Prozessen, bei denen Gleichgewichtszustand nicht vorhanden ist, nimmt die Entropiesumme zu. Graphische Darstellung der zugeführten Wärme im TS -Diagramm als Flächeninhalt, im JS -Diagramm als Strecke (s. auch S. 187).

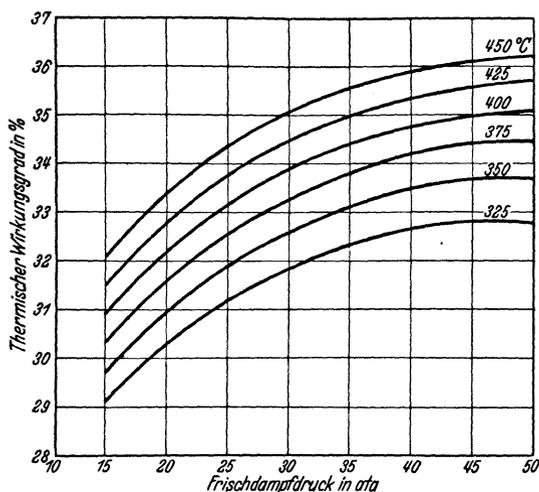


Abb. 11. Thermischer Wirkungsgrad unter Berücksichtigung der Speisewasservorwärmung in Abhängigkeit vom Frischdampfdruck.

im überhitzten Gebiet bei steigendem Druck und gleichbleibender Temperatur ab, während das jeweilige Wärmegefälle bei gleichbleibendem Enddruck zunimmt. Das Verhältnis des verfügbaren Wärmegefälles zur Erzeugungswärme, der thermische Wirkungsgrad des Kreisprozesses, ist mit Speisewasservorwärmung in Abb. 11 in Abhängigkeit vom Frischdampfdruck aufgetragen. Die Kurven zeigen den mit zunehmendem Druck und jeweils gleichbleibender Temperatur zunächst schnell,

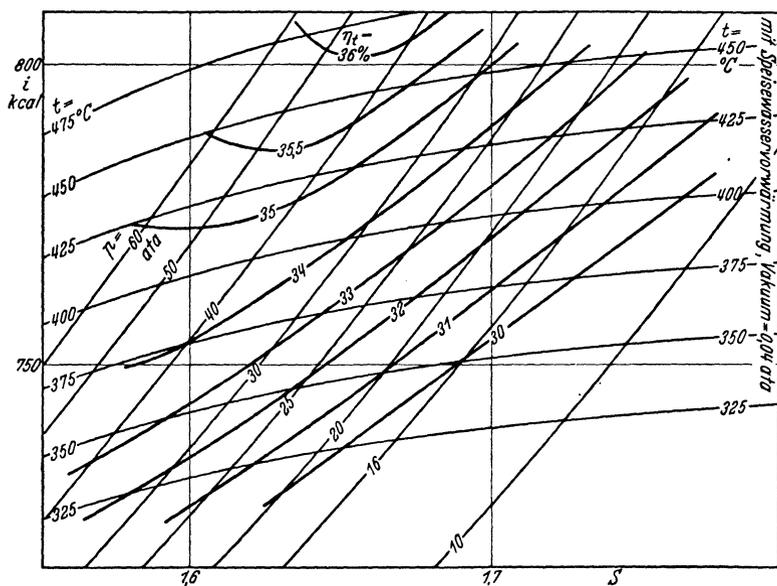


Abb. 12. Kurven konstanten thermischen Wirkungsgrades im Entropiediagramm.

dann langsam verlaufenden Anstieg des thermischen Wirkungsgrades. In Abb. 12 sind die Kurven konstanten thermischen Wirkungsgrades im Entropiediagramm eingezeichnet.

Bei hohen Dampfdrücken genügt diese einfache Beziehung zwischen Wärmegefälle und Erzeugungswärme zur Bestimmung des Wirkungs-

grades der Gesamtanlage nicht. Die Ermittlung des Anlagenwirkungsgrades muß unter Berücksichtigung aller Verhältnisse erfolgen, die diesen Wirkungsgrad beeinflussen.

a) **Wahl des Dampfdruckes in Abhängigkeit von der Leistung der Turbineneinheit.** Für die Bestimmung der bei einem bestimmten Druck zulässigen unteren Grenze der Leistung sind die Undichtheitsverluste der Beschaufelung und der Stopfbüchse maßgebend. Undichtheitsverluste der Beschaufelung bleiben gering, wenn das Verhältnis des wirksamen Schaufelquerschnitts zum Undichtheitsquerschnitt groß ist. Bei Überdruckturbinen befinden sich die für die Undichtheitsverluste maßgebenden Spalte an der Beschaufelung selbst, bei Gleichdruckturbinen an den Zwischenstopfbüchsen. Mit zunehmendem Dampfdruck und gleichbleibender Leistung nimmt das spezifische Volumen und damit das in der Turbine zu verarbeitende Dampfvolumen ab. Die Schaufeln werden daher kürzer und die Strömungsverluste bei Überdruck- und bei Gleichdruckturbinen im Verhältnis zur Leistung größer. Undichtheitsverluste der Stopfbüchsen nehmen bei gleicher Labyrinthzahl annähernd mit der Quadratwurzel aus dem Dichtungsdruck zu und können bei kleinen Leistungen einen großen Teil des

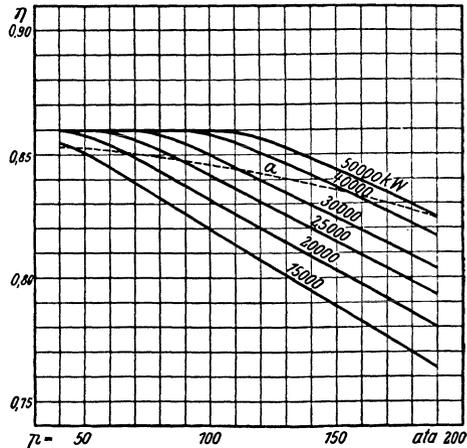


Abb. 13. Abhängigkeit des Kupplungswirkungsgrades einer Kondensationsturbinen von Druck und Leistung für gleiche Drehzahlen.

durch die Druckerhöhung gewonnenen Wärmegefälles wieder aufzehren.

Hohe Drücke sind daher für kleine Leistungen nicht wirtschaftlich. Für Überschlagsrechnungen von Kondensationsturbinen empfiehlt sich als untere Grenze 1 at je t stündlicher Dampfmenge. Die Kurve *a* in Abb. 13 gilt für Turbinen, deren Dampfdurchsatz in t/h gleich dem Frischdampfdruck in at ist. In der Abbildung erkennt man ferner den Wirkungsgradabfall, der durch Verringerung des für gleiche Leistung zu verarbeitenden Dampfvolumens entsteht.

β) **Gütezahl.** Der Schaufelwirkungsgrad einer Turbinenstufe ist abhängig von $\frac{u}{c_0}$, dem Verhältnis der Umfangsgeschwindigkeit zu der bei adiabatischer Entspannung unter dem Druckgefälle der Stufe sich einstellenden Dampfgeschwindigkeit. Sein Höchstwert liegt für eine reine Gleichdruckstufe bei etwa $\frac{u}{c_0} = 0,45$ bis $0,50$.

Die Gütezahl vielstufiger Turbinen ist gekennzeichnet durch das Verhältnis: $K = \frac{\sum u^2}{h_0} \frac{\text{m}^2/\text{s}^2}{\text{kcal/kg}}$, wobei für h_0 das adiabatische Gesamt-

gefälle der Turbine einzusetzen ist. Während die Wirkungsgradkurve einer Turbinenstufe in Abhängigkeit von $\frac{u}{c_0}$ im Scheitelpunkt einen steilen Verlauf hat, hat die Wirkungsgradkurve vielstufiger Turbinen,

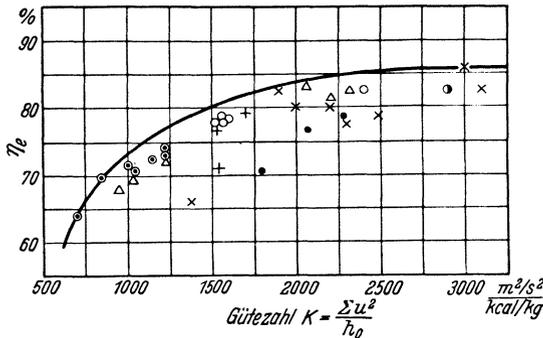


Abb. 14. Kupplungswirkungsgrad η_e von Kondensations-turbinen verschiedenster Bauart in Abhängigkeit von der Gütezahl K nach veröffentlichten Meßergebnissen.

Kleine Dampfgeschwindigkeit gestattet kleine Umfangsgeschwindigkeit, kleine Stufengefälle, volle Beaufschlagung auch bei kleinen Leistungen.

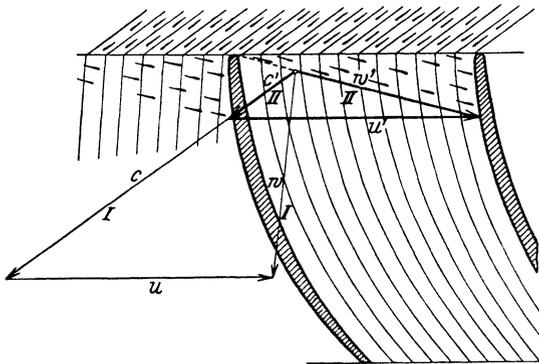


Abb. 15. Darstellung der Beaufschlagung des Schaufelrückens im Niederdruckteil durch ausgeschiedenes Wasser. u Umfangsgeschwindigkeit; c absolute Dampfgeschwindigkeit; c' absolute Geschwindigkeit der Wassertropfen; w relative Dampfgeschwindigkeit; w' relative Geschwindigkeit der Wassertropfen.

K gemäß $K = \frac{\Sigma u^2}{h_0}$ die Stufenzahl zunehmen. Diese Erhöhung der Stufenzahl bedingt zwangsläufig die Aufteilung auf zwei oder mehrere Turbinengehäuse, und zwar unabhängig davon, ob die Turbine nach dem Gleichdruck- oder Überdruckverfahren gebaut ist.

γ) **Frischdampf Temperatur.** Die Steigerung an Frischdampf Temperatur bewirkt Erhöhung des Wärmegefälles bei wenig steigender Wärmezufuhr und damit Verbesserung des thermischen Wirkungsgrades des Dampf-

über der Gütezahl $\frac{\Sigma u^2}{h_0}$ aufgetragen, im Scheitelpunkt einen flachen Verlauf. In Abb. 14 ist der Wirkungsgrad über der Gütezahl auf Grund von Meßergebnissen ausgeführter Turbinen dargestellt.

Hohe Dampfgeschwindigkeit bedingt hohe Umfangsgeschwindigkeit, große Stufengefälle, kleine Stufenzahl, Teilbeaufschlagung bei kleinen Leistungen.

Leistungen.

Turbinen mit kleinen Dampfvolamina oder hohen Dampfdrücken werden meist mit kleinem Raddurchmesser und damit häufig für kleine Dampfgeschwindigkeiten gebaut, um nicht zu kleine Schaufelhöhen, zu geringe Beaufschlagung und zu große Ventilationsverluste zu erhalten.

Mit steigendem Druck und zunehmendem Gefälle muß bei gleichem Schaufelwirkungsgrad und gleicher Gütezahl

kreisprozesses; ferner Verminderung der Gefahr der Wasserabscheidung im Niederdruckteil und dadurch außerdem Verbesserung des thermodynamischen Wirkungsgrades der Turbine.

Hohe Dampfdrücke und hohe Beschaufelungswirkungsgrade verursachen bei normalen Luftleeren bereits Expansion bis tief in das Naßdampfgebiet hinein. Die beim Kondensieren des Dampfes sich bildenden Wassertröpfchen bleiben hinter der Dampfgeschwindigkeit zurück, schlagen auf den Schaufelrücken auf und wirken als Bremse. (Verschleiß der Beschaufelung durch Erosion, s. Abb. 15.)

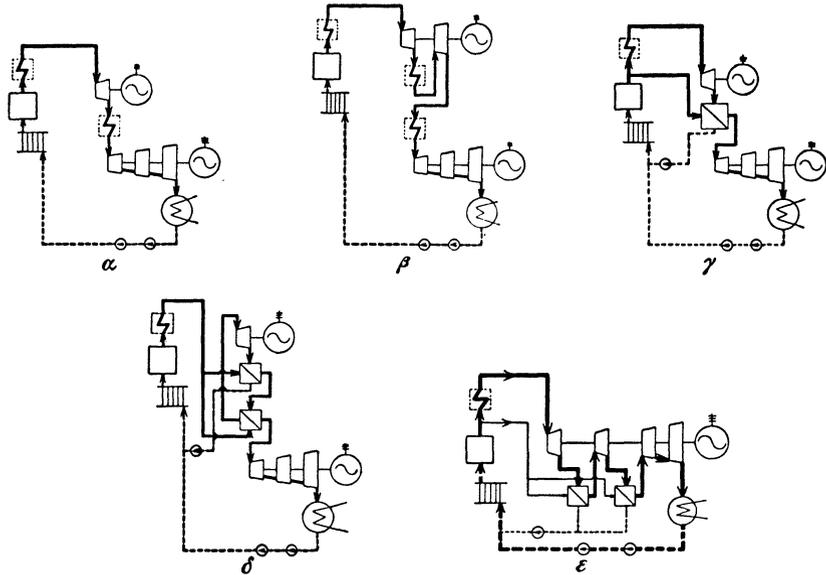


Abb. 16. Verschiedene Verfahren der Zwischenüberhitzung. α einmalige Zwischenüberhitzung durch Rauchgase (Rückführung des Dampfes in den Kessel); β doppelte Zwischenüberhitzung durch Rauchgase (Rückführung des Dampfes in den Kessel); γ Zwischenüberhitzung durch kondensierenden Frischdampf; δ Zwischenüberhitzung durch kondensierenden Frischdampf und durch Wegnahme eines Teils der Überhitzung der gesamten Frischdampfmenge; ϵ doppelte Zwischenüberhitzung mit nicht überhitztem Frischdampf. [Nach Felix u. Noack: 2. Weltkraftkonf. Bd. 5, S. 88. 1930; VDI-Verlag, Berlin.]

Durch diesen bremsenden Einfluß wird der Gewinn der Gefällevergrößerung teilweise wieder aufgezehrt. Je höher die Temperatur gewählt wird, desto geringer ist diese Gefahr. Die Festigkeit der zur Verfügung stehenden Baustoffe begrenzt aber die Frischdampf Temperatur am Kessel auf etwa 500° C.

Zulässige Grenzen der Dampfnaße: 8—10%.

Bei Überschreiten der Grenze: Notwendigkeit der Zwischenüberhitzung oder Wasserabfuhr aus der Turbine.

d) Zwischenüberhitzung (s. Abb. 16). Bei den verschiedenen Verfahren der Zwischenüberhitzung wird der Dampf, nachdem er im Hochdruckteil der Arbeit geleistet hat, bei der wärmeökonomisch und konstruktiv günstigsten Druckstufe der Turbine entnommen, überhitzt und hierauf

der Turbine zur weiteren Arbeitsleistung wieder zugeführt. Wärmewirtschaftlich am günstigsten ist die Zwischenüberhitzung des Dampfes etwa zwischen 30 und 40% des adiabatischen Wärmegefälles.

Arten der Zwischenüberhitzung. 1. Durch Rauchgase von den gleichen Kesseln, in welchen der Hochdruckdampf erzeugt wird.

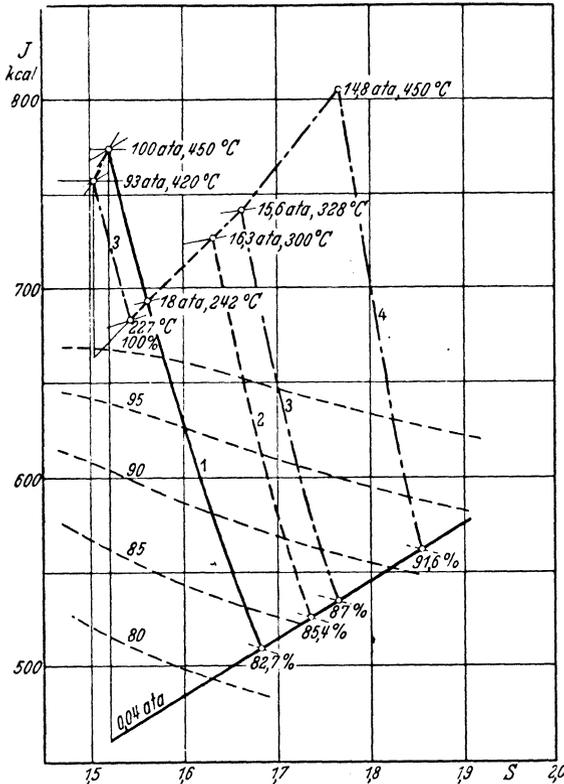


Abb. 17. Entropiediagramm für verschiedene Verfahren der Zwischenüberhitzung. Expansion von 100 ata, 450°C, auf 0,04 ata. Stündlich arbeitende Dampfmenge 100 t.

2. Durch besonders geheizte, getrennte Überhitzer, die bei großer Entfernung der Turbine vom Kesselhaus in möglicher Nähe der Hochdruckturbine aufgestellt werden (unwirtschaftliche Anordnung).

3. Durch hochsiedende Flüssigkeiten als Wärmeträger. Diese hochsiedenden Flüssigkeiten werden im Kessel erhitzt und nach den in der Nähe der Turbine aufgestellten Zwischenüberhitzern geleitet. Bei Verwendung von Diphenyloxid kann nach dem Zwischenüberhitzer eine Temperatur von 360 bis maximal 380°C erreicht werden. Infolgedessen kann bei dieser Art der Zwischenüberhitzung der Frischdampfdruck nicht über 100 at gewählt werden, da sonst der zulässige Wassergehalt am Austritt aus der letzten Stufe der Turbine überschritten wird.

4. Durch kondensierenden Hochdruckfrischdampf. Bei diesem Verfahren strömt nur ein Teil des erzeugten Frischdampfes unmittelbar in die Turbine, während ein kleinerer Teil durch Niederschlagen seine Verdampfungswärme an den zu überhitzenden Dampf abgibt. Die Aufstellungsmöglichkeit ist in unmittelbarer Nähe der Turbine gegeben. Die Höhe der Zwischenüberhitzung ist begrenzt durch die Sättigungstemperatur des Frischdampfes. Bei hohen Drücken und einmaliger Zwischenüberhitzung ist diese Grenztemperatur ungenügend.

5. Durch kondensierenden Hochdruckdampf und durch Wegnahme eines Teils der Überhitzung der gesamten Hochdruckdampfmenge.

Abb. 17 gibt eine Darstellung der verschiedenen Arten der Zwischenüberhitzung im Entropiediagramm unter Berücksichtigung der Verluste der Zwischenüberhitzung.

Tabelle 1. Bezeichnung und Auswertung des Diagramms (Abb. 17).

Zwischenüberhitzung	Wärmeverbrauch (Kohle-Klemmen) einschließlich Hilfsmaschinen und Speisepumpe in kcal/kWh	Leistung an den Klemmen kW	Wassergehalt am Austritt aus der letzten Stufe in %	Brems- leistung in %	Ge- winn in %
1 Ohne Zwischenüberhitzung .	3335	28000	17,3	6	—
2 Durch kondensierenden Frischdampf	3276	30000	14,6	2,2	1,8
3 Durch kondensierenden Frischdampf und teilweise Wegnahme der Überhitzung . .	3307	31000	13,0	2,0	0,8
4 Durch Rauchgase im Kessel	3132	35000	8,4	0,8	6,0

Tabelle 1 läßt die Ersparnisse im Wärmeverbrauch erkennen und zeigt, daß nur die Zwischenüberhitzung durch Rauchgase einen nennenswerten Energiegewinn bringt.

Die Zwischenüberhitzung durch Rauchgase in Dampfkesseln beeinträchtigt aber die Einfachheit und Übersichtlichkeit einer Anlage. Die Zwischenüberhitzung durch Frischdampf ist meist einfacher, ergibt aber, da die Überhitzungstemperatur nicht so hoch wie bei Rauchgasüberhitzung getrieben werden kann, nur eine Verbesserung von 1—2%. Der Wert der Zwischenüberhitzung liegt weniger in der damit verbundenen Erhöhung des thermischen Wirkungsgrades, als in der Verhütung des Wasserausfalles, der Bremsverluste und der frühzeitigen Erosion des Schaufelmaterials.

ε) **Dampftrocknung durch Wasserableitung aus der Turbine.** Bei Mehrgehäuseturbinen wird das Wasser in den Überströmleitungen zwischen den Zylindern, bei Eingehäuseturbinen in Sammelkanälen, die in die Zwischenstücke oder in den Zylinder vor den letzten Radstufen eingedreht sind, in den Kondensator abgeführt. In Abb. 18 ist eine Entwässerungsvorrichtung mit besonderen Auffangrinnen dargestellt.

ζ) **Dampfentnahme zur Vorwärmung des Speisewassers.** Das Verfahren stellt eine Annäherung an den sich in Industrieturbinen

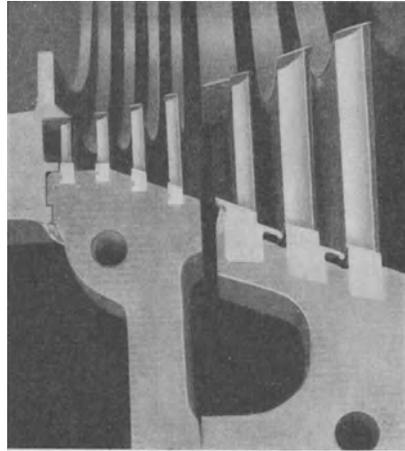


Abb. 18. Entwässerungsvorrichtung für Dampfturbinenbeschauelungen.

abspielenden Arbeitsprozeß dar. Der wirtschaftliche Gewinn besteht darin, daß die Verdampfungswärme des Entnahmedampfes, der in der Turbine bereits Arbeit geleistet hat, nicht im Kühlwasser des Kondensators verloren geht, sondern dem Kessel und damit dem Kreisprozeß erhalten bleibt. Die Wärmeersparnis ist um so größer, je mehr Dampf zur Vorwärmung der Turbine entnommen wird. Die Wärmeersparnis durch die Dampfentnahme zur Speisewasservorwärmung läßt Abb. 19 in Abhängigkeit von der Vorwärmendtemperatur erkennen.

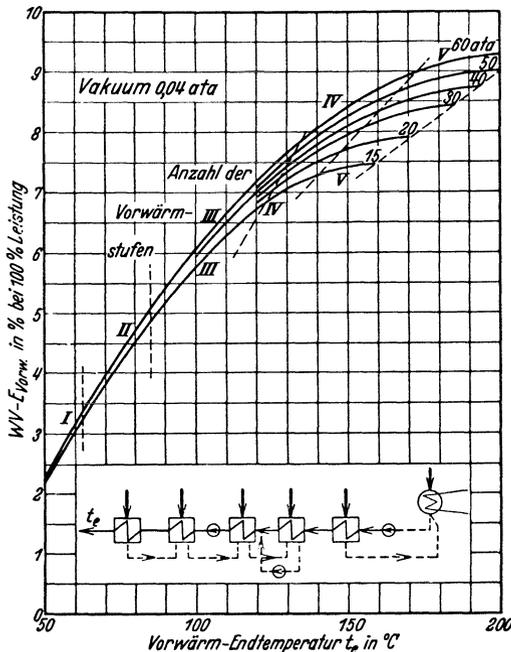


Abb. 19. Wärmeverbrauchersparnis durch Dampfentnahme für Speisewasservorwärmung in Abhängigkeit von der Vorwärmendtemperatur t_e in °C für Drei- und Viergehäuseturbinen und 15—200 ata Frischdampfdruck. Gegendruck der Turbine 0,04 ata. Je nach Höhe der Vorwärmendtemperatur erfolgt die Vorwärmung in 1—5 Stufen.

Bei gleichzeitiger Zwischenüberhitzung mit Rauchgasen und mit Frischdampf ist der gesamte Gewinn nicht gleich der Summe der beiden Einzelgewinne, sondern nur gleich einem Bruchteil davon. Der Grund hierfür liegt in dem höheren Wärmehalt des Entnahmedampfes bei Betrieb mit Zwischenüberhitzung, wodurch bei gleicher Temperaturdifferenz im Vorwärmer eine kleinere Entnahmemenge möglich ist.

Die beste Wirtschaftlichkeit ergibt sich bei Vorwärmung des Speisewassers durch Dampfentnahme aus der Hauptturbine [W. G. Noack: Ztschr. Ver. Dtsch. Ing. 1926, 1004]. Bisweilen ist es auch in älteren Zentralen, wo eine nachträgliche Dampfentnahme der Hauptturbinen nicht möglich ist, von Vorteil, besondere Vorwärmturbinen (Regenerativturbinen) zu verwenden, deren Entnahme- und Abdampf zur Erwärmung des Kondensats einer oder mehrerer Hauptturbinen dient.

η) Wärmeverbrauch von Kondensationsturbinen. Der Wärmeverbrauch entspricht der Wärmemenge, die in Form von Brennstoff dem Kessel zugeführt und zur Erzeugung einer kWh einschließlich aller Verluste bis zur Energieverteilung der Zentrale benötigt wird.

Abb. 20 stellt das Ergebnis von Untersuchungen über die Wahl des wirtschaftlichsten Frischdampfdruckes für Turbinen großer Leistungen dar. Der Kesselwirkungsgrad wurde hierbei zu 84% angenommen. Es wird nachgewiesen, daß für Turbinen großer Leistungen ein Höchstdruck von 120—130 ata ein Höchstmaß an Wirtschaftlichkeit ergibt.

Bei höheren Drücken heben die zunehmenden Stopfbüchsen- und Schaufelspaltverluste und der immer größer werdende Anteil der Speisepumpenarbeit den durch weitere Druckerhöhung erzielbaren Gewinn des thermischen Kreisprozesses wieder auf.

3) **Drehzahl.** Für Turbinen mit hohen Drücken und hohen Temperaturen empfiehlt sich auch bei großen Leistungen (60000 kW) die Anwendung der höchstmöglichen Drehzahl (bei $f = 50$ Hertz, $n = 3000$). Gegenüber langsamlaufenden Turbinen besteht der Vorteil der geringeren,

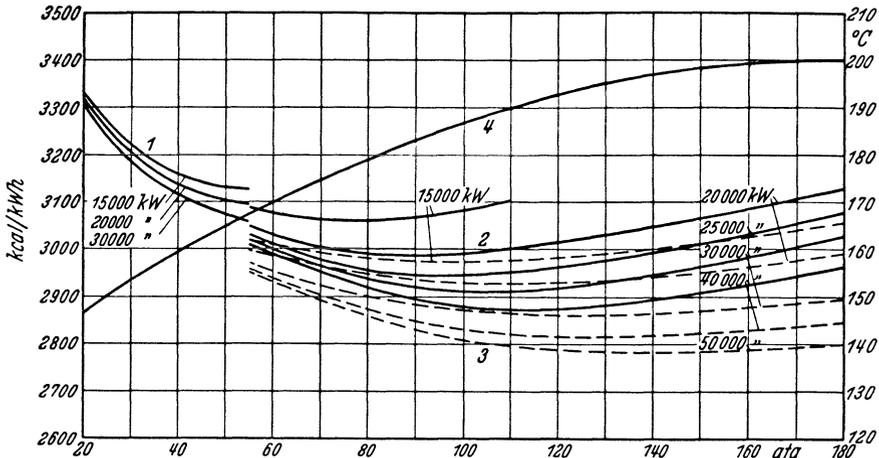


Abb. 20. Wärmeverbrauch für die erzeugte kWh von Dampfturbinen verschiedener Leistung, gerechnet von Kohle zu Generatorklemmen bei einer Frischdampf Temperatur von 450°C , einem Kondensatordruck von $0,04\text{ kg/cm}^2$ abs., einschließlich Hilfsmaschinen, Kesselspeisepumpe und allen Verlusten, mit Entwässerung zwischen den Turbinenzylindern, in Abhängigkeit vom Frischdampfdruck. 1) WE/kWh von Dreizylinderturbinen mit Entwässerung ohne Zwischenüberhitzung. 2) WE/kWh von Vierzylinderturbinen mit Entwässerung ohne Zwischenüberhitzung. 3) WE/kWh von Vierzylinderturbinen mit Entwässerung mit Zwischenüberhitzung. 4) Vorwärmtemperatur des Speisewassers, erwärmt durch Entnahmedampf.

zu erwärmenden Massen, der geringeren Wärmedehnungen und Wärmespannungen sowie der dadurch gegebenen schnelleren Anpassungsfähigkeit an verschiedene Betriebsverhältnisse.

b) Hochdruckvorschaltturbinen.

Wenn eine Mittel- oder Niederdruckanlage, die noch mit gutem Wirkungsgrad arbeitet, besteht, kann eine Vergrößerung der Leistung und gleichzeitig eine Verbesserung der Wirtschaftlichkeit dadurch herbeigeführt werden, daß wenigstens ein Teil des Dampfes in Hochdruckkesseln erzeugt wird und den Mittel- oder Niederdruckanlagen Vorschaltturbinen vorgeschaltet werden. In diesen wird der Hochdruckdampf auf den Dampfdruck der vorhandenen Anlage entspannt.

a) **Konstruktiver Aufbau.** Die Ausführung erfolgt meist vielstufig mit kleinem Durchmesser. Der Läufer wird bei Gleichdruckturbinen vielfach aus einem Stück mit der Welle hergestellt, bei Überdruckturbinen in einzelne auf die Welle aufgesetzte Scheiben aufgelöst, um ein schnelles

und gleichmäßiges Erwärmen beim Anfahren zu bewirken. Die Ventile werden im allgemeinen seitlich neben der Turbine angeordnet.

β) Regelung. Liefert die Vorschaltturbine den Dampf für eine Niederdruckgruppe, so ist es vorzuziehen, nur die Vorschaltturbine zu regeln. Der Gegendruck schwankt alsdann mit der Belastung.

Liefert die Vorschaltturbine nur einen Teil der Dampfmenge der Niederdruckturbine, so wird der Hochdruckdampf zweckmäßig in erster Linie zur Leistungserzeugung verwendet und nur so viel Niederdruckdampf zugesetzt, wie zur Erzeugung der verlangten Leistung erforderlichlich

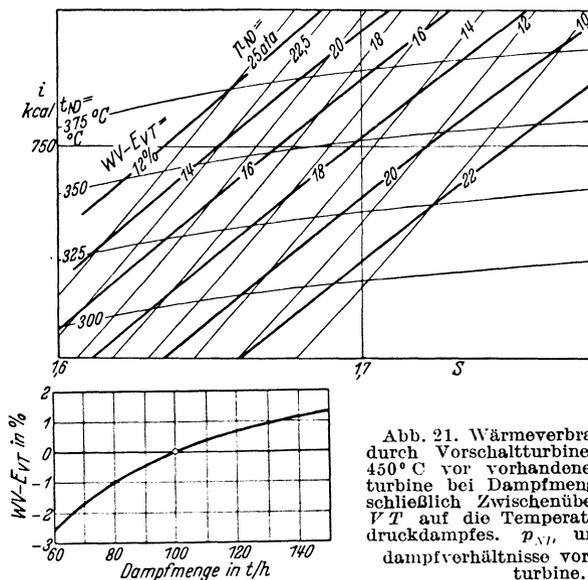


Abb. 21. Wärmeverbrauchersparnis durch Vorschaltturbine für 120 ata. 450°C vor vorhandener Niederdruckturbine bei Dampfmenge 100 t/h einschließlich Zwischenüberhitzung nach VT auf die Temperatur des Niederdruckdampfes. p_{N1} und t_{N1} Frischdampfverhältnisse vor Niederdruckturbine.

ist (Hoch- und Niederdruckdampfregelung). Der Abdampf der Vorschaltturbine wird in die Niederdrucksammelleitung geführt, in welcher der Druck durch die bestehenden Niederdruckkessel konstant gehalten wird.

Liefert die Vorschaltturbine den Dampf gleichzeitig für mehrere Niederdruckgruppen, so ist es vorzuziehen, mit der Vorschaltturbine auf den konstanten Gegendruck zu fahren, der vor der Beschaffung der Vorschaltturbine in der Niederdrucksammelleitung herrschte, und von dieser aus die einzelnen Niederdruckturbinen zu speisen.

γ) Wärmeverbrauch. Die Bestimmung der Wärmeverbrauchersparnis durch eine Vorschaltturbine einschließlich Berücksichtigung der Kesselspeisepumpe ($WV - E_{VT}$) kann mit Hilfe der Abb. 21 erfolgen. Den Kurven liegt eine Dampfmenge von 100 t/h zugrunde. Bei einer Frischdampf Temperatur von 450°C beträgt der hierfür günstigste Druck etwa 120 at, das ist ein Wert, für welchen eine Hochdruckkondensationsturbine von 25000 kW den günstigsten Wärmeverbrauch haben würde.

Ausgehend von diesen Frischdampfverhältnissen ist die Wärmeverbrauchersparnis für Niederdruckturboanlagen, die zwischen einem Druck von 10 at und 25 at sowie zwischen einer Temperatur von 300°C und 375°C arbeiten, eingetragen. Bei diesen Werten ist berücksichtigt, daß der Abdampf der Vorschaltturbine durch Zwischenüberhitzung auf die Frischdampf Temperatur der vorhandenen Niederdruckanlage gebracht ist.

Beträgt die Niederdruckdampfmenge nicht 100 t/h, so kann der aus der Abb. 21 entnommene Wert der $WV - E_{VT}$ für andere Dampfmen gen entsprechend der Zusatzkurve umgerechnet werden.

c) Gegendruck- und Entnahmeturbinen für Industrieanlagen.

Bei voller Verwertung des Turbinenabdampfes wird die mechanische bzw. elektrische Energie als Abfallkraft aus dem Wärmegefälle zwischen Kessel und Heizdampfdruck mit dem theoretischen Äquivalent von 860 kcal/kWh zuzüglich Lagerreibung, Generator-, Frischdampfleitungs- und Kesselverlust erzeugt.

Die günstigsten Frischdampfverhältnisse sind vor allem vom Heizdampfdruck und der dabei geforderten Dampftemperatur sowie von den spezifischen Brennstoffkosten abhängig. Ist der Heizdampfdruck verhältnismäßig hoch (4—5 at) und wird nur eine geringe Überhitzung verlangt, so kommt man schon ohne Zwischenüberhitzung zu Frischdampfdrücken von etwa 90 at. Die bei weiterer Steigerung des Druckes erzielbaren kleinen Leistungssteigerungen rechtfertigen sodann den Sprung der Anlage- und Betriebskosten für Zwischenüberhitzung nicht. Wird dagegen ein niedriger Heizdampfdruck (1—2 at) und hohe Überhitzung gefordert, so können höchste Drücke bis etwa 150 at wirtschaftlich sein. In technischer Beziehung können Drücke bis 200 at und Temperaturen von 460° bis maximal 480°C als zur Zeit beherrschbar angesehen werden [BBC Nachr. 1930, Heft 2].

Während beim Kondensationsbetrieb bei einer Frischdampf Temperatur von 450°C die Drucksteigerung von 20 ata auf 120 ata eine Leistungssteigerung von etwa 12% ergibt, ist beim Gegendruckbetrieb die Leistungs-

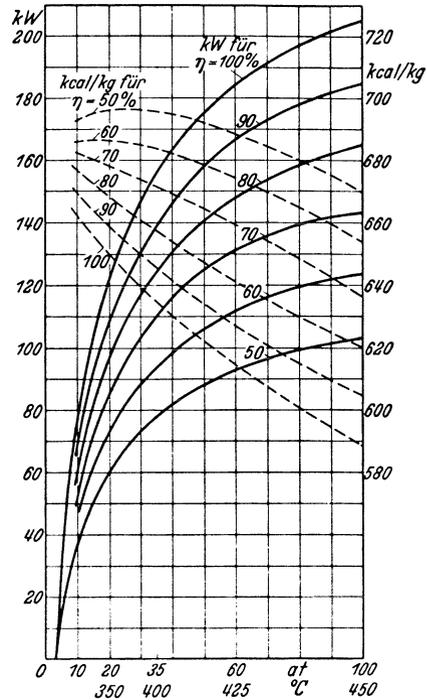


Abb. 22. Leistungsgewinn aus 1000 kg/h Dampf und Wärmehalt des Abdampfes bei verschiedenen Dampfverhältnissen, verschiedenen Turbinenwirkungsgraden für einen gleichbleibenden Gegendruck von 3 ata.

steigerung bei gleicher Drucksteigerung wesentlich größer und beträgt bei 3 ata Gegendruck 51,5% und bei 7 ata 103%.

Die Abb. 22 zeigt den Leistungsgewinn aus 1 t/h Dampf und den Wärmehalt des Abdampfes bei verschiedenen Dampfverhältnissen, verschiedenen Turbinenwirkungsgraden und 3 at Gegendruck. Die durch Drucksteigerung erhaltene Mehrleistung ist bei konstanter Abnahme für den Industriebetrieb besonders wertvoll, weil diese Energie sonst im Kondensationsbetrieb erzeugt werden müßte.

In vielen Fällen ist es heute möglich, durch Übergang auf höhere Frischdampfverhältnisse mit der gegebenen Gegendruckdampfmenge den größten Teil des Leistungsbedarfs des Unternehmens zu decken. An Stelle einer Entnahme-Kondensationsturbine wird oft — insbesondere bei niederem Gegendruck — eine Gegendruckturbine, die eine große Vereinfachung und Verbilligung der Anlage bedingt, wirtschaftlicher sein.

Die Richtlinien für die Wahl günstigster Frischdampfverhältnisse gelten unter der Voraussetzung des ununterbrochenen Dauerbetriebes der chemischen Industrie. Bei Anlagen mit niedrigem Belastungsfaktor und billigem Brennstoff ist die Rentabilität hoher Betriebsdrücke nicht ohne weiteres gegeben.

d) Die wirtschaftliche Bedeutung der im Gegendruckbetrieb erzeugten Energie.

Der gesamte Dampfverbrauch der chemischen Industrie Deutschlands (ohne Zellstoff- und Kaliindustrie) wird nach Marguerre und Hencky [Marguerre: Stand und Entwicklungsaussichten der

Tabelle 2.

	Braunkohle %	Steinkohle %	Ins- gesamt %
Mit Niederdruck (1—6 atü)	0,1	0,7	0,3
Mit Mitteldruck (6,1—12 atü)	8,5	13,6	10,0
Mit Mitteldruck (12,1—25 atü)	87,8	65,0	81,3
Mit Hochdruck (über 25,1 atü)	3,6	20,7	8,4
	100	100	100

Tabelle 3.

	Braunkohle %	Steinkohle %	Ins- gesamt %
Gesamte Dampferzeugung	71,5	28,5	100
Heizdampfbedarf (1—6 atü)	12,5	14,7	27,2

Abfallkraftnutzung in Deutschland, insbesondere Heizkraftbetriebe (dem auch die weiteren 3 Tabellen entnommen sind). 2. Weltkraftkonf. Berlin, Bd. 4, S. 256. 1930] auf 50—60 Millionen t jährlich geschätzt. Hiervon werden rund 70% aus Braunkohle und dierestlichen 30% aus Steinkohle erzeugt. Nach Drücken geordnet verteilt sich die Dampferzeugung etwa wie in Tabelle 2.

Die Tabelle 2 zeigt, daß Dampf unter 6 atü praktisch nicht mehr erzeugt wird. Dieser Niederdruckdampf wird entweder durch Abhitze von chemischen oder anderen industriellen Verfahren gewonnen oder nach Arbeitsleistung einer Dampfkraftmaschine entnommen. Hochdruckanlagen wurden

zuerst hauptsächlich in Steinkohlenkraftwerken gebaut. Trotz des niedrigeren Wärmepreises in Braunkohlenkraftwerken ist neuerdings auch hier ein starkes Anwachsen der Hochdruckanlagen festzustellen.

Den Anteil an Heizdampf zeigt Tabelle 3.

Die in Form von Elektrizität erzeugte Kraft zeigt Tabelle 4.

Diese Tabelle 4 zeigt den großen Bedarf der chemischen Industrie an „Kondensations“-energie (für elektrische Antriebe, Elektrolyse, elektrische Flammenbogen-, Induktions- und Widerstandsöfen).

Tabelle 4.

	Braun- kohle %	Stein- kohle %	Ins- gesamt %
Im Gegendruckbetrieb erzeugt	10,8	12,3	23,1
Durch Kondensation erzeugt	67,6	9,3	76,9
Gesamtstromerzeugung . . .	78,4	21,6	100,0

In Werken der chemischen Großindustrie haben sich nachfolgende mittlere Wärmeverbrauchsahlen je kWh, jeweils über ein volles Jahr gerechnet, ergeben. Die Wärmeverbrauchsahlen beziehen sich auf Kraftanlagen mit kleinen Einheiten (im allgemeinen 3—10000 kW) und berücksichtigen alle Belastungsschwankungen, Leerlauf, Stillsetzungen usw.

Der thermische Gesamtwirkungsgrad errechnet sich hieraus zu 23,7%.

Tabelle 5 zeigt, daß die mit Gegendruckdampf erzeugte Energieeinheit erheblich billiger herstellbar ist als die mit Kondensation erzeugte. Die

Tabelle 5 zeigt ferner, daß selbst gemischte Betriebe der chemischen Industrie mit kleinen Einheiten mittlere jährliche Wärmeverbrauchsahlen aufweisen, welche Elektrizitätswerke nur mit den größten Einheiten zu erreichen ver-

Tabelle 5.

	Braun- kohle Cal.	Stein- kohle Cal.	Mittel- werte Cal.
Reine Gegendruckbetriebe .	1216	1168	1191
Reine Kondensationsbetriebe	4291	4792	4333
Gemischte Betriebe	3887	3054	3477
Gesamte Anlagen	3902	2633	3628

mögen. Unter Beachtung der für die gesamten Kosten der Krafterzeugung noch zu berücksichtigenden Größen, wie Verzinsung und Abschreibung des aufgewendeten Kapitals, Steuern und Kosten für die Bedienungsmannschaft und Verwaltung, ist der im Gegendruckbetrieb erzielte günstige Wärmeverbrauch von solchem Einfluß, daß der Erzeugungspreis der kWh selbst mit dem der Wasserkraftwerke erfolgreich in Wettbewerb treten kann.

C. Verbrennungsmotoren¹.

1. Allgemeine Wirkungsweise.

Die Verbrennungskraftmaschinen wandeln chemisch gebundene Wärmeenergie durch Verbrennung in geschlossenen Maschinenteilen

¹ Kutzbach: Verbrennungsmotoren. Hütte, 26. Aufl., Bd. 2, S. 517 (mit ausführlicher Literaturangabe).

unmittelbar in mechanische Energie um. Die Wärmeenergie wird meist in Form zündfähiger gas- oder dampfförmiger, flüssiger oder staubförmiger Brennstoffe in Verbindung mit Luft zugeführt. Das Brennstoffluftgemisch kann entweder unterhalb der Zündtemperatur gebildet und durch besondere „Zünder“ (Zündermotoren, z. B. Gasmotoren und Vergasermotoren) entzündet werden, oder erst unmittelbar vor der Verbrennung gebildet und durch hohe Verdichtung entzündet werden (Brennermotoren, z. B. Dieselmotoren). Nach der Verbrennung werden die Verbrennungsrückstände ausgestoßen und durch neue Brennstoffluftgemische ersetzt. Der nicht in mechanische Energie umgewandelte Wärmewert (Abgaswärme, Wandungswärme) kann außerhalb der Verbrennungskraftmaschine teilweise noch für mechanische Energieerzeugung verwertet werden (s. auch S. 45).

Die den Verbrennungsgasen innewohnende mechanische Energie wird meist durch in zylindrischen Verbrennungskammern laufende Kolben nutzbar gemacht und durch Kurbelgetriebe auf die Welle übertragen. Bei Zweitaktkolbenmaschinen erfolgt die Zufuhr des Brenngemischs in den Arbeitszylinder (Laden) und die Arbeitsleistung in einem Hub, der Ausschub der Verbrennungsrückstände (Entladen) im Gegenhub. Bei Viertaktkolbenmaschinen folgen Ladung, Verdichtung, Arbeitsleistung und Ausschub in getrennten Hüben aufeinander.

2. Grundlegende Betriebswerte.

a) Spezifischer Wärmeverbrauch.

Der spezifische Wärmeverbrauch bezeichnet die je 1 kWh (oder PSh) abgegebener Nutzarbeit verbrauchte Wärmemenge in kcal. Mißt man die stündlich aufgenommene Brennstoffmenge B [kg] und ihren unteren Heizwert H_u [kcal/kg] sowie die abgegebene Nutzleistung N_e [kW], so ist der spezifische Wärmeverbrauch

$$W = B \cdot H_u / N_e \text{ [kcal/kWh].}$$

b) Die abgegebene Leistung und die Arbeitsdrücke.

Die abgegebene Leistung [kW] kann aus Drehmoment M [mkg] und Drehzahl n [U/min] zu $N_e = M \cdot \omega \cdot \frac{0,736}{75}$ [kW], oder unmittelbar aus der elektrischen Leistung bestimmt werden. Wenn das gesamte Hubvolumen V_h [dm³], der mittlere effektive Arbeitsdruck p_{me} [kg/cm²] und die Drehzahl n bekannt sind, so ist die Leistung bei Zweitaktmaschinen $N = V_h \cdot p_{me} \cdot n / 612$ [kW], bei Viertaktmaschinen $N = V_h \cdot p_{me} \cdot n / 1224$ [kW].

Die Leistung der Verbrennungskraftmaschinen ist somit durch das Produkt von mittlerem Arbeitsdruck und Drehzahl (mittlere Kolbengeschwindigkeit!) bestimmt, während ihr Gewicht wesentlich durch die maximalen Arbeitsdrücke beeinflusst wird. Die mittleren Arbeitsdrücke von Verbrennungskraftmaschinen sind abhängig von der besonderen Bauart der Motoren (Zünder- oder Brennermotoren) und dem verarbeiteten Brennstoff [Werte hierfür s. Hütte, 26. Aufl., Bd. 2, S. 537].

Die maximalen Arbeitsdrücke errechnen sich für Zündermotoren nach der Faustformel $\max p_i \approx 0,8 p_{me}/\varepsilon$, worin ε das Verdichtungsverhältnis [s. Hütte, 26. Aufl., Bd. 2, S. 527 und 537] bezeichnet. Bei Brennermotoren ist der maximale Arbeitsdruck durch die Änderung des Einspritzvorgangs beeinflussbar. Er wird zweckmäßigerweise 25% bis 50% größer als der Verdichtungsdruck gewählt.

c) Wirkungsgrad der Energieumwandlung.

Der Wirkungsgrad der Energieumwandlung η_w errechnet sich aus dem Verhältnis $860/W$, worin der Wärmeverbrauch W in kcal/kWh einzusetzen ist. Die Verluste bei der Energieumwandlung sind

α) chemischer Natur (unvollkommene Verbrennung durch unrichtiges Mischverhältnis von Brennstoff und Luft);

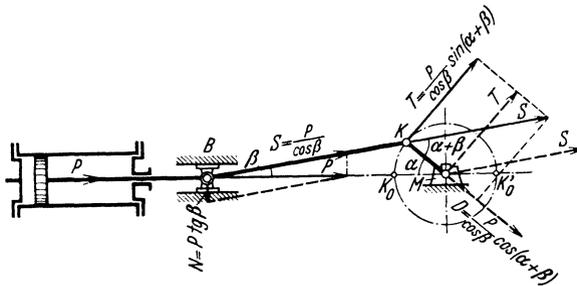


Abb. 23. Kurbeltriebwerk. [Aus Hütte: 26. Aufl., Bd. 2.]

β) thermischer Natur (unrichtiger zeitlicher Ablauf der Verbrennung im Verhältnis zum Hub, Wärmeverluste, Stoffverluste);

γ) hydraulischer Natur (Strömungs- und Ventilverluste);

δ) durch Reibungsverluste des Triebwerkes bedingt. (Die Reibungsverluste betragen zwischen 10 und 20% der Volleistung.)

Der gesamte Wirkungsgrad beträgt bei Zündermotoren größerer Leistung ohne Abwärmeverwertung etwa 25—29%, mit Abwärmeverwertung etwa 30—33%, bei Brennermotoren größerer Leistung mit Abwärmeverwertung etwa 32%.

d) Der Ungleichförmigkeitsgrad.

Die periodische Veränderung der Kolbenkräfte in Verbindung mit den geometrischen Bedingungen des Kurbeltriebwerks (Abb. 23) ergibt periodische Schwankungen des auf die Welle übertragenen Drehmoments. Die für das Drehmoment maßgebende Tangentialkraft T am Pleuellagerbolzen errechnet sich gemäß Abb. 23 zu $T = P \cdot \sin(\alpha \pm \beta)/\cos \beta$ [kg]. Sie kann rechnerisch oder zeichnerisch im Tangentialdruckdiagramm aufgetragen werden [Hütte, 26. Aufl., Bd. 2, S. 91], für welches bei Mehrkurbelmotoren die auf die verschiedenen Pleueln wirkenden Tangentialkräfte zusammengesetzt sind. Zum Drehmomentausgleich werden Schwungräder verwendet. Um im Betrieb einen gewünschten

Ungleichförmigkeitsgrad δ einzuhalten, muß GD^2 (d. h. das Schwungmoment) $= \frac{22 \cdot \psi \cdot Ne}{\delta (n/100)^3}$ [kg m²] sein. Hierin sind

$$\text{Überschußgrad } \psi = \frac{\text{Speicherarbeit für Beschleunigung oder Verzögerung [mkg]}}{\text{Arbeit während einer Umdrehung [mkg]}}$$

$$Ne = \text{effektive Leistung in kW}$$

$$\delta = (V_{\max} - V_{\min})/V_{\text{mit}}$$

$$n = \text{Drehzahl [U/min].}$$

Der Überschußgrad ψ bzw. die Speicherarbeit wird aus dem Tangentialdruckdiagramm unter Berücksichtigung der Massenkräfte bestimmt [Näheres Hütte, 26. Aufl., Bd. 2, S. 267; hier auch zulässige Werte für δ].

e) Das Fundament.

Die hin- und hergehenden Massen der Kolbenmotoren zwingen zum Bau kräftiger Fundamente, die möglichst bis zu gewachsenem Boden geführt werden sollen. Man rechnet für stehende Motoren etwa 0,35—0,7 m³/kW, für liegende Motoren etwa 0,5—0,9 m³/kW.

3. Eigenschaften von Brennstoffgemischen

(s. Abschnitt „Verbrennung“, Bd. I, S. 258f.).

4. Zündermotore.

a) Gasmaschinen verarbeiten gasförmige Brennstoffe (Generator- und Hochofengas, Leuchtgas, Naturgas), welche nach Verdichtung elektrisch gezündet werden (Großmaschinen: Abreißzündung, Kleinmaschinen: Kerzenzündung). Arme Gemische sind möglichst hoch zu komprimieren, damit sich eine möglichst vollkommene Verbrennung ergibt.

Die Leistungsregelung kann erfolgen durch

α) Regelung des Gemischwerts bei konstanter Luftmenge (ungünstige Wärmeausnutzung bei Teillast),

β) Regelung der Füllung durch Drosseln des Gemisches (günstige Wärmeausnutzung auch bei Teillast),

γ) Regelung von Gemischwert und Füllung (Verbundregelung), und zwar bei Lastverminderung bis etwa $\frac{3}{4}$ Last Gemischwertregelung, bei noch kleinerer Belastung Füllungsregelung, und bei Leerlauf Hilfsregelung durch Nachstellen des Zündzeitpunkts.

Die Ausführung von Großgasmaschinen erfolgt meist in horizontaler doppeltwirkender Viertakttandem-Bauart mit oben angeordneten Saugventilen und unten angeordneten Auspuffventilen, außen getragenen Kolben, guter Zugänglichkeit der Stopfbüchsen und des Zylinderinnern.

Durch Spülung bei Auslaß-Einlaßhubwechsel und Aufladung am Ende des Saughubs (Aufladeluft etwa 0,3 atü) wird eine Leistungssteigerung von etwa 23% erzielt. Diese wird im wesentlichen durch Steigerung des mittleren indizierten Kolbendruckes von 4,5 at auf etwa 5,5 at erreicht. Der Leistungsaufwand für die Kompression der Spül- und Aufladeluft beträgt etwa 4%.

Die Abgaswärme wird zweckmäßigerweise in Abhitze-Hochdruckdampfkesseln in Verbindung mit Dampfturbinen verwertet. Aus den Abgasen können für je eine kWh Gasmaschinenarbeit 1,3 kg Dampf von 15 ata und 350° C erzeugt werden. Der Gewinn aus dieser Abhitzeverwertung beträgt fast 20% der Gesamtkrafterzeugung.

Wärmebilanzen mit und ohne Abgaswärmeverwertung siehe S. 60.

Die Verwendung der Gasmaschinen für die Krafterzeugung wird durch die verhältnismäßig kleinen ausführbaren Einheiten (Höchstleistung je Zylinder etwa 2500 PS, der Maschineneinheit zur Zeit 10000 PS) und die hohen Anlage- und Instandsetzungskosten beeinträchtigt.

b) Vergasermotoren verarbeiten flüssige Brennstoffe (Leichtöle, Benzin, Benzol, Spiritus). Die Zündung des verdichteten Brenngemischs erfolgt wie bei Gasmotoren durch besonderen Zünder. Vergasermotoren werden hauptsächlich für Fahrzeug- und Flugmotore verwendet.

5. Brennermotore.

Von den verschiedenen Formen von Brennermotoren (Ölmotore, Dieselmotore, Vorkammermotore und Glühkopfmotore) haben zur Zeit für die Energieerzeugung die Dieselmotoren die größte Bedeutung erlangt.

Der Dieselmotor (Bd. I, S. 338) unterscheidet sich von der Gasmaschine (Zündermotor) dadurch, daß der Brennstoff nicht mit der Luft in die Maschine eingesaugt, sondern durch eine Brennstoffpumpe in die hochverdichtete (30—40 kg/cm²) und über den Entflammungspunkt des Brennstoffes erhitzte reine Luft in den Arbeitszylinder eingespritzt wird. Die Zerstäubung geschieht durch ein als Brenner dienendes Einspritzventil. Bei genügend hohem Verdichtungsverhältnis (Gasöl: $\varepsilon = 14$; $\frac{p_2}{p_1} = 35$, Teeröl: $\varepsilon = 16$; $\frac{p_2}{p_1} = 40$) erfolgt die sofortige Selbstentzündung des Brennstoffes, so daß die Gemischbildung und die Verbrennung unmittelbar aufeinander folgen. Die Verbrennung des Brennstoffes vollzieht sich während der Brennstoffzuführung gleichmäßig. Bei Betrieb mit schwer zündbaren Ölen (Steinkohlenteerölen) werden für das Anfahren mit kalter Maschine leicht zündbare Brennstoffe verwendet; bei warmer Maschine wird dann auf die billigeren, schwer entzündlichen Brennstoffe umgestellt.

Die Steuerungsorgane, das Einsauge-, Auspuff-, Anlaß- und Brennstoffventil sind im Zylinderkopf in besonderem Gehäuse angeordnet. Ihre Betätigung erfolgt über Winkelhebel durch Nocken der Steuerwelle, welche auch die Brennstoffpumpe antreibt.

Die Leistungsregelung erfolgt meist durch Regelung des Gemischwertes bei konstanter Luftmenge bzw. durch Verstellung des Regelventils der Brennstoffpumpe. Dieselmotoren werden als einfach- und doppelwirkende Zweitakt- sowie auch als einfach- und doppelwirkende Viertaktmaschinen, diese auch in Tandemanordnung, ausgeführt.

Großdieselmotoren werden meist als stehende, doppelwirkende Zweitaktmaschinen mit luftloser Brennstoffeinspritzung in Verbindung mit Spülung und Aufladung gebaut. Durch Spülung und Aufladung wird eine Leistungserhöhung der Zylinder um 40—50% und eine Verringerung des Wärmeverbrauchs um etwa 6% erreicht. Spülung und Aufladung lassen sich auch bei Viertaktmotoren (nach Buchi) anwenden, wobei die Energie der Auspuffgase in Abgasturbinen zum Antrieb von Turbogebläsen für die Spül- und Aufladeluft ausgenutzt wird.

D. Gasturbinen.

Die Erfolge der Dampfturbine waren bestimmend für den Nachdruck, mit dem an die Entwicklung von Gasturbinen als selbständigen Kraftmaschinen herangetreten wurde. Das Ziel dieser Entwicklung ist, für große Leistungen, die mit Dieselmotoreinheiten nicht mehr ausgeführt werden können, Anlagewirkungsgrade zu erreichen, welche höher sind, als die von neuzeitlichen Hochdruck-Dampfkraftwerken.

Die Hauptschwierigkeiten, welche bisher den Bau einer einfachen, betriebszuverlässigen reinen Gasturbine, d. h. einer durch Gase betriebenen und durchwegs als Turbine ausgeführten Kraftmaschine, verhindern, bestehen in dem Mangel an Baustoffen, welche genügend hohe Warmfestigkeiten besitzen und in der Notwendigkeit, die Verdichtung des Brennstoffluftgemisches mit Wirkungsgraden vorzunehmen, wie sie bei großen Dampfturbinen erreicht werden.

Bei den heute ausführbaren Gasturbinenanlagen wird nur ein Teil der Leistung von einer Gasturbine erzeugt, während ein erheblicher Teil der Leistung von einer Dampfturbine oder einer Brennkraftkolbenmaschine oder von beiden geliefert wird.

Bei der Verbindung der Gasturbine mit der Dampfturbine als Ergänzungsmaschine ist der Leistungsanteil der Dampfkraftanlage mit der Höhe der Verdichtung des Brennstoffgemisches und der für die jeweiligen Baustoffe zulässigen Temperaturen veränderlich.

Bei der Verbindung der Gasturbine mit einer Brennkraftkolbenmaschine wird die Kolbenmaschine zweckmäßigerweise ganz oder teilweise zum Antrieb des Verdichters verwendet. Der Verdichter wird als Kolben- oder als Kombination von Turbo- und Kolbenverdichter ausgeführt. Der Leistungsanteil der Brennkraftkolbenmaschine ist von der Aufteilung der Verdichterarbeit abhängig.

Die Ausbildung der Gasturbine kann erfolgen:

1. Als Gleichdruckverbrennungsturbine.

Die Verbrennung des der Brennkammer zugeführten Brennstoffgemisches erfolgt in kontinuierlich brennender Flamme. Die Entspannung erfolgt entweder in einer Druck- und mehreren Geschwindigkeitsstufen (Turbine von Armengaud-Lemâle. Wirkungsgrad nicht befriedigend) oder besser in mehreren Druckstufen.

2. Als Verpuffungsturbine.

Das Brennstoffluftgemisch wird periodisch durch gesteuerte Ladeventile in die Brennkammer geladen, gezündet und beim Erreichen des höchsten Verpuffungsdruckes der Turbine zugeführt (Turbine Brown-Boveri-Holzwarth).

Die Verlustwärme des Kühlwassers und der Abgase wird wie bei Gleichdruckverbrennungsturbinen durch Dampferzeuger und Ausnützung des Dampfes in Dampfturbinen zurückgewonnen.

III. Wärmekraftwerke.

A. Dampfkraftwerke¹.

1. Standort und Anordnung des Dampfkraftwerkes.

Die Lage des Werkes ist bedingt durch Erfordernisse des chemischen Betriebes, Rohstoff- und Brennstoffvorkommen, Kühlwasserversorgung und wirtschaftliche Transportwege.

Als Brennstoff wird überwiegend Kohle verwendet. Etwa 68,5% aller Industrieanlagen bzw. über 75% aller Kraftwerke Deutschlands erzeugen ihre Energie in Dampfkraftanlagen. Tabelle 6 gibt eine Übersicht über die Unterteilung der Energieerzeugung nach den Energiequellen (Statistik des Reichsamtes).

Tabelle 6.

Krafterzeuger	Steinkohle	Braunkohle	Stein- und Braunkohle	Wasser	Gas	Öl	Sonstige Kraftquellen	%
Öffentliche Elektrizitätswerke . . .	20,0	25,0	0,5	7,4	0,1	0,4	0,0	
Industrieanlagen .	16,7	14,0	0,7	4,2	9,8	0,3	0,9	
Insgesamt Betriebsjahr 1929 . . .	36,7	39,0	1,2	11,6	9,9	0,7	0,9	100
Insgesamt Betriebsjahr 1930 . . .	36,4	39,0	1,0	13,8	8,3	0,7	0,8	100

Kessel- und Maschinenhaus sind so anzuordnen, daß die Anlage übersichtlich und erweiterungsfähig ist.

Der Grundriß von Braunkohlengroßkraftwerken sah im allgemeinen wegen des großen Platzbedarfs der Kessel mit Rostfeuerungen die Aufstellung des Kesselhauses senkrecht zum Maschinenhaus vor. Die neueren Mühlenfeuerungen gestatten es, auf einer gegebenen Grundfläche wesentliche größere Dampfleistungen zu erzielen als mit Rosten, so daß es nun auch bei Braunkohlenkraftwerken möglich ist, das Kesselhaus parallel zum Maschinenhaus aufzustellen.

¹ Klingenberg: Bau großer Elektrizitätswerke. Berlin: Julius Springer 1929.

2. Maschinen- und Kesseleinheiten.

a) Maschineneinheit.

Unter der Voraussetzung der Errichtung eines Kraftwerkes zur alleinigen Versorgung von industriellen Anlagen werden bei hohem Belastungsfaktor die Erzeugungskosten um so niedriger, je größer die Maschineneinheit ist. Bei kleinem Belastungsfaktor wird der wirtschaftlichste Wärmeverbrauch der Anlage mit entsprechend kleineren Maschineneinheiten erreicht. Je kleiner aber die Maschineneinheit gewählt wird, desto größer werden die anteiligen Anlage-, Bedienungs- und Unterhaltungskosten. Aus beiden Gesichtspunkten ist das wirtschaftlichste Optimum mit den kleinstmöglichen Erzeugungskosten rechnerisch zu ermitteln.

Bei Erweiterungen bestehender Kraftwerke, bei denen die Erweiterung nur als Teil der installierten Leistung angesehen werden kann, werden für die Erweiterung zweckmäßigerweise nur 1—2 Maschineneinheiten gewählt, da zufolge der Entwicklung in industriellen Anlagen meist über eine größere Anzahl kleiner Maschinen verfügt wird.

b) Kesseleinheit.

Die Wahl großer Kesseleinheiten in hochüberlastbarer, sich den jeweiligen Belastungsverhältnissen schnell anpassender Bauart mit flacher Wirkungsgradkurve ergibt niedrige Anlage- und Betriebskosten. Bei der Wahl der Kesseleinheit ist aber zu berücksichtigen, daß die Überholung häufiger vorgenommen werden muß und jeweils längere Zeit in Anspruch nimmt, als die der Turbine, weshalb eine größere Reserve notwendig und der Einbau kleinerer Einheiten als in der Turbinenanlage, wirtschaftlich sein kann.

3. Wärmespeicherung in Heißwasserspeichern.

a) Gefällespeicher.

a) Anwendung im Kondensationsbetrieb. Das Aufladen erfolgt mit Frischdampf oder Gegendruck- bzw. Entnahmedampf aus einer Kraftmaschine, die Dampfabgabe beim Entladen mit fallendem Druck an Speicherturbinen.

Zur Verminderung der Drosselverluste werden bei Hochdruckanlagen Turbinenbauarten vorgeschlagen, die es ermöglichen, die Ladedampfmenge aus verschiedenen Druckstufen der Turbine zu entnehmen und beim Entladen den Dampf verschiedenen Druckstufen der Turbine zuzuführen (wandernder Anschluß).

Die normale Schaltung bei Mitteldruckanlagen geht aus Abb. 24 hervor. Die Beaufschlagung des Aktionsrades erfolgt mit Frischdampf und Speicherdampf in der Weise, daß ein Teil der Düsensegmente für Frischdampf und der andere Teil für Speicherdampf mit vermindertem Druck gebaut werden.

Dampfabgabe und Leistungssteigerung sind unabhängig vom Belastungszustand des Werkes möglich und lediglich begrenzt durch die Leistung der Speicherturbine (Momentanreserve bei Ausfall von Fremdstrom).

ρ) **Anwendung in Industriebetrieben mit Dampf- und Kraftbedarf.** Der Speicher wird zwischen die Dampfnetze verschiedenen Druckes eingeschaltet (Abb. 25).

Das Aufladen erfolgt aus dem Dampfnetz höheren Druckes, die Dampfabgabe in das Dampfnetz niedrigeren Druckes.

Kann der gesamte Heizdampf zwischen den beiden Dampfnetzen zur Krafterzeugung ausgenutzt werden, so bringt die Einschaltung des Speichers nach Abb. 25

eine Verminderung der Leistungsabgabe im Gegendruck- bzw. Entnahmebetrieb mit sich, die durch eine erhöhte Kondensationsleistung ausgeglichen werden muß. Die Speichergroße ist abhängig vom Druckgefälle. Bei kleinem Druckgefälle ergibt sich eine geringe Speicherkapazität, so daß der Speicher nur zum Ausgleich kurzzeitiger Spitzen verwendet werden kann.

γ) **Pufferspeicher.** Der Pufferspeicher, bei dem Druckgefälle von 0,2—0,5 at zulässig sind, findet hauptsächlich im Abdampfnetz stoßweise arbeitender Maschinen Anwendung.

b) Gleichdruckspeicher.

Gebrauchswasser oder Kesselspeisewasser wird über den augenblicklichen Bedarf hinaus mit Dampf von gleichem Druck erwärmt und gespeichert, und so der Dampfüberschuß verwendet. Bei Speicherentladung wird die Wassererwärmung vermindert oder ganz eingestellt und der bisher hierfür benötigte Dampf mit demselben Druck an die Verbrauchsstelle geliefert. Der Wasserbedarf wird in dieser Zeit aus dem Speicher gedeckt. Gleichdruckspeicher werden mit Füllungsschwankung oder als Verdrängungsspeicher betrieben.

α) **Anwendung in Kraftwerksanlagen mit Kondensationsbetrieb (Speisewasserspeicher).** 1. Erwärmung des Speisewassers im Kessel und Überlauf des erwärmten Wassers nach dem Speicher

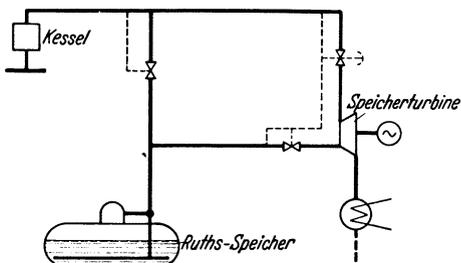


Abb. 24. Gefällespeicher. Schaltung für reinen Kondensationsbetrieb.

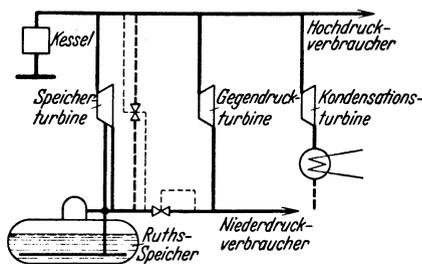


Abb. 25. Gefällespeicher. Schaltung für Industriebetriebe mit Dampf- und Kraftbedarf.

(Schaltung nach Abb. 26). Der Wasserstand wird im Kessel durch Überlauf konstant gehalten. Die Fördermenge der Umwälzpumpe ist größer, als die maximal verdampfte Wassermenge im Kessel. Bei Speicherentladung wird die Speisewasserszufuhr gedrosselt, bei Speicherladung wird verstärkt gespeist.

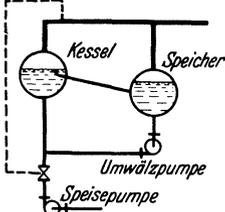


Abb. 26. Gleichdruckspeicher. Schaltung als Speisewasserspeicher.

Neben der Ausgleichswirkung wird eine Vergrößerung des Speiseraumes erzielt, was bei Hochdruckkesseln mit kleinem Wasserinhalt vorteilhaft ist. Es besteht auch die Möglichkeit der unmittelbaren Dampfentnahme aus dem Speicher bei gleichzeitiger Druckabsenkung im Kessel und Speicher. (Wirkung als Pufferspeicher im Hochdrucknetz, Kombination von Gleichdruck- und Gefällespeicher.)

Sind Vorwärmer dem Speicher vorgeschaltet, so muß die Drosselung der Speisewasserszufuhr beim Entladen beschränkt werden, um zu hohe Vorwärmertemperaturen zu vermeiden. Für den Wasserdurchfluß werden Temperaturregler angewendet.

2. Verdrängungsspeicher. Abb. 27 läßt die Verbesserung der Schaltung erkennen. Der Vorwärmerdurchfluß wird

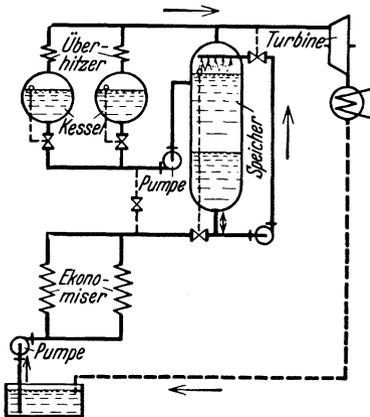


Abb. 27. Gleichdruckspeicher. Schaltung als Verdrängungsspeicher.

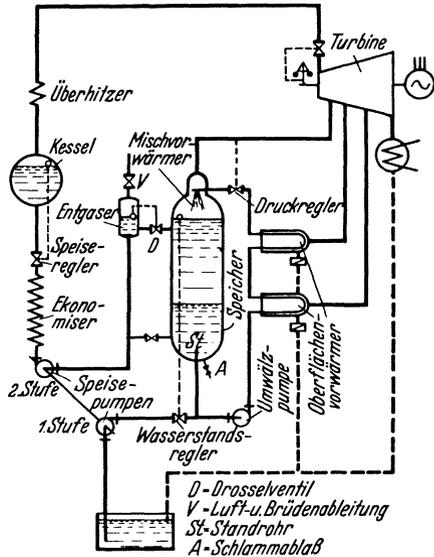


Abb. 28. Gleichdruckspeicher in Verbindung mit regenerativer Speisewasservorwärmung.

in allen Betriebszuständen aufrechterhalten. Ebenso ist der Dampfdurchfluß durch den Überhitzer konstant. Die Anordnung erfolgt als Frischdampfspeicher bei Kesseldrücken bis zu 20 at, wobei die Vorwärmung des Speisewassers entweder nur mit Frischdampf (Abb. 27) oder stufenweise mit Entnahmedampf (Abb. 28) erfolgt.

Bei Hochdruckanlagen steht der Speicher unter geringerem Druck und wird in der obersten Stufe entweder mit Gegendruckdampf einer

Vorschaltmaschine bzw. Entnahmedampf von entsprechendem Druck oder mit reduziertem Frischdampf aufgeladen.

Die mit einem Gleichdruckspeicher erzielbare Mehrleistung ist abhängig vom Temperaturgefälle und der Kesselbelastung. Die Speicherart eignet sich zur Übernahme breiterer Spitzen bis zu 25% über der Grundlast. Drosselverluste werden vermieden. Sonderturbinen sind nicht erforderlich. Nach Abb. 28 kann die Vorwärmung des Speisewassers mittels Entnahmedampf mit der Speicherung verbunden werden.

Bei chemischer Aufbereitung des Zusatzwassers (Abschnitt „Dampfkesselspeisewasser“, s. S. 246) bewirken die hohen Wassertemperaturen von 160—200° C eine Nachreaktion. Soda wird bei 200° C (15 atü)

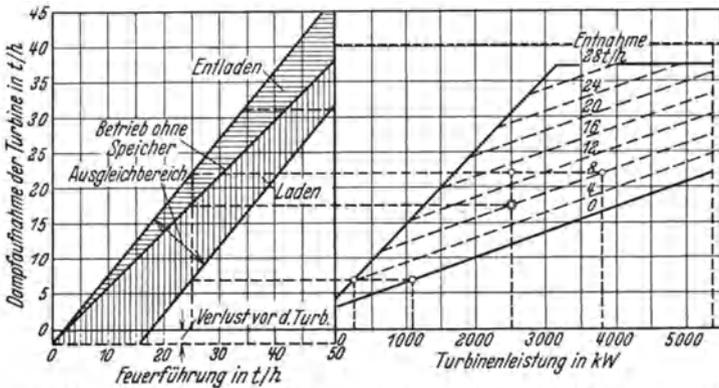


Abb. 29. Ausgleich durch Speicherung bei Betrieben mit Entnahmemaschinen.

bereits weitgehend aufgespalten; die freiwerdende Kohlensäure muß in einer nachgeschalteten Entgasungsanlage abgeschieden werden. Eine wirksame Entgasung ist durch Drosselung möglich, da das Wasser auf die dem Dampfdruck entsprechende Sättigungstemperatur erwärmt wird.

β) Anwendung in Industriebetrieben mit Dampf- und Kraftbedarf. Eine zweckmäßige Schaltung veranschaulicht Abb. 28. Die Ausgleichsfähigkeit wird sowohl im Dampfverbrauchsnetz, als auch hinsichtlich der elektrischen Arbeit erhöht, da nicht nur das Turbinenkondensat, sondern auch das Kondensat des Heizdampfes vorgewärmt wird. Ein Beispiel für die Ausgleichsmöglichkeit zeigt Abb. 29.

Betriebsverhältnisse: Dampfdruck an der Turbine = 15 atü, Entnahmedruck = 4 atü, Entnahme im Normalbetrieb = 8 t/h, Leistung im Normalbetrieb 2500 kW. Speisewasservorwärmung in zwei Stufen mit Entnahmedampf von 4 atü und Frischdampf von 15 atü.

Leistungssteigerung bei gleichbleibender Entnahme von 2500 auf etwa 3800 kW. Bei Speicherladung kann die Leistung bis auf 300 kW zurückgehen, bei gleichzeitiger Verminderung der Entnahme auf 4 t/h.

Bei gleichbleibender Leistung kann die Entnahme von 8 auf 14 t/h, d. h. um 75% gesteigert werden. Bei Speicherladung kann die Entnahme

auf 0 zurückgehen und gleichzeitig die Leistung auf 1100 kW sinken. Neben dieser großen Ausgleichsfähigkeit wird im Gegensatz zum Gefällespeicher die gesamte Dampfmenge für die Krafterzeugung im Gegendruckbetrieb mitherangezogen.

Durch die Vorwärmung des Kondensats mit Entnahmedampf wird die Entnahmeleistung erhöht und der Kondensationsdampfverbrauch vermindert.

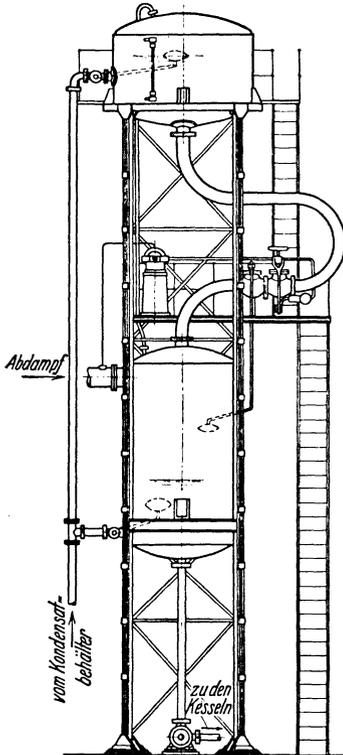


Abb. 30.
Gleichdruckabdampfspeicher.
(Kraftanlagen A. G.)

7) **Gebrauchswasserspeicher.** In industriellen Anlagen mit größerem Warmwasserbedarf ermöglicht die Gebrauchswasserspeicherung häufig einen billigen und wirtschaftlichen Belastungsausgleich. Die Wirkungsweise entspricht der des Speisewasserspeichers. Der Speicher kann mit Füllungsschwankung arbeiten oder als Verdrängungsspeicher betrieben werden.

d) **Niederdruckspeicher.** Die in Abb. 30 dargestellte Gleichdruckspeicherkonstruktion dient zur Nutzbarmachung von stoßweise anfallendem Abdampf (Fördermaschinen usw.) für die Erwärmung von Gebrauchswasser oder Speisewasser. Der Speicher arbeitet mit Füllungsschwankung. Zur Verminderung der Förderleistung der Zubringerpumpe ist ein Ausgleichgefäß über dem Mischvorwärmer des Speichers angeordnet, aus dem die stoßweise erforderlichen großen Wassermengen entnommen werden.

4. Elektrische Speicherung

(Akkumulatoren s. Bd. I, S. 430).

Wie bei der Heißwasserspeicherung ist für die Leistung der Akkumulatoren die Vollastentladedauer maßgebend. Die Anlagekosten von Akkumulatoranlagen steigen mit zunehmender Vollastentladedauer auf etwa RM 200 je installiertes kW bei 1 h Vollastentladung, auf etwa RM 500 je installiertes kW bei 5 h Vollastentladung. Die Tagesbelastungskurven in der chemischen Industrie zeigen im allgemeinen nur geringe Schwankungen (s. S. 55), so daß durch Anwendung elektrischer Speicher wirtschaftliche Vorteile kaum erzielt werden können.

5. Belastungsausgleich durch betriebliche Maßnahmen.

Gleichartige Betriebe können teils für elektrischen, Dampf- oder Verbrennungskraftmaschinenbetrieb eingerichtet werden, so daß zu verschiedenen Zeiten die jeweils günstigsten Antriebsmethoden gewählt

werden können. Billige Abfallenergie kann bei vorliegendem Bedarf zur Wasserstoff-Sauerstoffzerzeugung in drucklosen oder Druckelektrolyseuren benutzt werden.

6. Augenblicksreserve.

Bei neuzeitlichen hochüberlastbaren Dampfkesseln mit leicht regelbaren Feuerungen (Ausrüstung mit mechanischen Rosten, Muldenrosten, Kohlenstaub- oder Kohlenstaubzusatzfeuerung) und geeigneter Unterteilung der Kesseleinheiten bietet die Bereithaltung von zusätzlichen (bis etwa 30%) Dampfmengen, die bei Ausfall einer Kesseleinheit oder bei plötzlich eintretendem Bedarf augenblicklich mit hohem Wirkungsgrad geliefert werden müssen, praktisch keine Schwierigkeiten. Bei wassergekühltem Feuerraum, großer Strahlungsfläche und Luftvorwärmer kann ein Hochleistungskessel in wenigen Minuten von Leerlauf auf Vollast gebracht werden. Sein Wirkungsgrad ist über weite Leistungsbereiche wenig veränderlich. Während Hochleistungskessel kurzzeitig fast auf das Doppelte ihrer Leistung gesteigert werden können, beträgt die Überlastfähigkeit von Dampfturbinen bei normaler Ausführung nur 25%, bei Ausführung als Spitzenturbine nur 50%. Bei Spitzenturbinen wird die Überlastungsfähigkeit dadurch erreicht, daß einer tieferen Hochdruckstufe der Beschaufelung Frischdampf zugeführt wird.

Die Inbetriebnahme eines außer Betrieb gewesenen Turbogenerators erfordert je nach seiner Größe, Bauart und dem Grade der Abkühlung zur Übernahme der Vollast einen Zeitaufwand von 6—60 min und mehr, um schädliche Wärmespannungen zu vermeiden.

Zur Verringerung dieses Zeitaufwandes wird meist eine größere Zahl von Turbogeneratoren in Betrieb gehalten, als der jeweiligen Belastung entspricht. Die Turbinen werden alsdann entweder teilbelastet oder die der Augenblicksreserve dienenden Turbinen laufen leer mit. Bei Teilbelastung wird dadurch der thermodynamische Wirkungsgrad beeinträchtigt; bei Leerlauf von Aggregaten wird der Wärmeverbrauch des Werkes durch den Leerlaufdampfverbrauch ungünstig beeinflusst.

Zur Vermeidung dieser Wärmeverluste kann nach einem Vorschlag von E. Brown [Der außer Betrieb befindliche Turbogenerator als Momentanreserve. 2. Weltkraftkonf., Bd. 4, S. 86. 1930] ein Betriebsverfahren angewandt werden, das die augenblickliche und gefahrlose Inbetriebnahme von großen Dampfturbinen ohne vorherige besondere Dampfanwärmung gestattet. Nach diesem Verfahren wird die Dampfturbine nach dem Abstellen durch Aufheizen mit heißer Luft, die, von einem Gebläse geliefert, im Kreislauf über elektrische Heizwiderstände oder andere Wärmeträger sowie über die Turbinenoberfläche oder durch die Turbine strömt, über der Sättigungstemperatur des eintretenden Dampfes gehalten. Damit ist es möglich, große Turbinen innerhalb etwa einer Minute anzulassen und zu belasten. Der Wärmearaufwand für die Heizung beträgt rund 1 kW je m² zu heizender Oberfläche, d. h. bei einer 30 000 kW Turbine etwa 58 kW entsprechend 280 kg Dampf je h gegenüber einem Leerlaufverbrauch von 9000 kg/h.

7. Anlagekosten.

Die spezifischen Anlagekosten des Kraftwerkes mit Steinkohlenfeuerung und Flußwasserkühlung sind abhängig von der Größe der Einheiten und der Gesamtleistung des Werkes. In Tabelle 7 sind die Anlagekosten für Werke mit 3—5 Turbosätzen und 6—10 Kesseleinheiten, deren Leistung auf die Turbinenleistung abgestimmt ist, zusammengestellt.

Tabelle 7.

Ausgebaute Leistung kW	RM je ausgebautes kW
1000	530
5000	365
10000	320
25000	270
50000	240
100000	225
150000	220

Die Anlagekosten beziehen sich auf Frischdampfdrücke von 25—35 atü. Die Entwicklung des Hochdruckkesselbaues zeigt, daß auch Hochdruckanlagen mit Drücken von 100 atü in Bälde nicht teurer sein werden, als Anlagen mit normalen Drücken bezogen auf dieselbe elektrische Leistung, zumal Kessel, Rohrleitungen, Turbinen und Kondensatoren kleiner werden.

Obige Kostenbeträge verstehen sich ausschließlich Hauptschaltanlage, Umspannwerk, Grunderwerb und Bauzinsen.

Die Kosten verteilen sich auf die einzelnen Anlageteile wie folgt:

Tabelle 8.

	% des Gesamtbetrages
1 Kesselhaus einschließlich Fundamente und eigentlicher Kesselanlage	38,0
2 Maschinenhaus einschließlich Fundamente und Turbinenanlage	29,5
3 Rohrleitung und Isolierung	6,5
4 Speisewasser- und Kühlwasseraufbereitungsanlage	8,5
5 Kohlenförderanlagen und Entaschung	5,5
6 Elektrische Eigenbedarfsanlage	12,0
	100,0

Anlagekosten von Gegendruckanlagen werden nicht auf ausgebaute kW, sondern auf Ausbaugröße der Kesselleistung in t Dampf je h bezogen.

Tabelle 9.

Installierte Leistung kW	je kW	
	m ² Grundfläche	m ³ umbauter Raum
1000	0,21	3,5
5000	0,17	2,5
10000	0,135	2,15
50000	0,075	1,45
100000	0,063	1,15
150000	0,06	1,1

Bei gleichen Verhältnissen wie in Tabelle 7 und einem Gegendruck von 3—6 ata betragen die spezifischen Anlagekosten bei einer Ausbaugröße von 50 t/h etwa RM 30 000 je ausgebaute t Dampf. Bei einer Ausbaugröße von 150 t/h gehen die spezifischen Anlagekosten um etwa 10% zurück.

Der Flächen- und Raumbedarf ist in gleicher Weise wie bei den

Anlagekosten von der Ausbauleistung und der Wahl der Maschinen- und Kesseleinheiten abhängig.

Die Tabelle 9 gibt Grenzwerte für Raum- und Flächenbedarf von Steinkohlenkraftwerken mit Flußwasserkühlung unter der Voraussetzung gleicher Leistungsaufteilung wie unter den Anlagekosten Tabelle 7. Aufspannwerke und Kohlenlagerplatz sind nicht eingeschlossen.

Bei Braunkohlenkraftwerken erhöhen sich diese Werte um etwa 15%.

8. Energiegestehungskosten und Energieverrechnung.

Die vom Industriekraftwerk aufzubringende Spitzenleistung ist (abgesehen von Elektrolyse- und Elektroofenanlagen) erfahrungsgemäß zu etwa 20—35% des Anschlußwerts der Verbraucher elektrischer Energie (Motoren, Heizungen, Beleuchtung) anzunehmen. Der Jahresbelastungs-

faktor $m_i = \frac{\text{Jahresarbeit in kWh}}{\text{Jahresspitzenleistung in kW} \cdot 8760}$ ist naturgemäß stark von den besonderen Verhältnissen des Betriebes abhängig. Für chemische Großbetriebe schwankt er im allgemeinen zwischen 0,65 und 0,85. Die Tagesbelastungsfaktoren können Werte zwischen 0,90 und 0,95 erreichen. Der $\cos \varphi$ zeigt im allgemeinen gewisse Schwankungen je nach den Anteilen der Größe und des Leistungsfaktors der Antriebsmotoren und von Beleuchtungs- und Heizungsanlagen. Die absoluten Werte dürften zwischen $\cos \varphi = 0,65$ und 0,85 anzunehmen sein.

Der Heizdampfbedarf zeigt demgegenüber in den verschiedenen Jahreszeiten stärkere Unterschiede. In Großbetrieben kann die mittlere Heizdampfabgabe zu etwa 65—75%, die kleinste zu etwa 40—50% der Spitzenheizdampfabgabe angenommen werden.

Die Stetigkeit der Tagesbelastungskurven in Industriekraftanlagen erübrigt im allgemeinen eine Aufteilung der Energieerzeugungskosten nach Einzelverbrauchern (Tarife), so daß die Ermittlung von Mischpreisen genügt.

Bei reinen Kondensationskraftwerken können die Gestehungskosten für elektrische Energie mit großer Annäherung aus dem spezifischen Wärmeverbrauch in kcal/kWh, dem Kapitaldienst für die Anlagekosten, den Betriebs- und Unterhaltungskosten sowie dem Ausnutzungs- und Betriebszeitfaktor der Anlage bestimmt werden [s. Hütte, 26. Aufl., Bd. 2, S. 587]. Bei Industriekraftwerken bedingt die gleichzeitige Erzeugung von elektrischer und Wärmeenergie eine weitere Abhängigkeit der Energiegestehungskosten von der Höhe und dem zeitlichen Verlauf der beiderseitigen Energieabnahme und der Art ihrer Verrechnung. Eine formelmäßige Behandlung der Energieerzeugungskosten läßt sich deshalb mit hinreichender Übersichtlichkeit und Genauigkeit bei Industriekraftwerken nur bei besonders einfach gelagerten Verhältnissen durchführen.

Für die Energiegestehungskosten sind zu ermitteln:

1. Die Betriebskosten der Kesselanlage, welche abhängig sind von Betriebsdruck, Größe, Kesselzahl, Wirkungsgrad, Belastungs- und Betriebszeitfaktor der Anlage. Sie setzen sich zusammen aus:

- α) den Brennstoffkosten frei Kesselhaus,
- β) den Kosten für das Speisewasser,
- γ) dem Kapitaldienst für die Anlagekosten,
- δ) den Betriebs- und Unterhaltungskosten.

Im allgemeinen werden die Betriebskosten der Kesselanlage auf 1 t Dampf bezogen.

2. Die Betriebskosten der Turbinenanlage, welche abhängig sind von den Betriebsdrücken, Zahl, Größe und Wirkungsgraden der Gegendruck-, Anzapf-, Vorschalt- oder Kondensations-Turbineneinheiten, sowie den Belastungsverhältnissen für elektrische und Wärmeenergie. Sie setzen sich zusammen aus:

α) Den Kosten für die aufgenommene Dampfmenge.

Die durchgesetzten Dampfmenngen errechnen sich aus Wärme- und Dampfverbrauchszahlen der Betriebsmaschinen unter Berücksichtigung

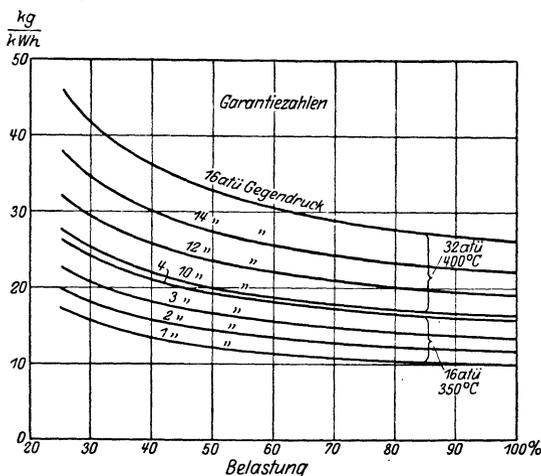


Abb. 31. Garantierte Dampfverbrauchswerte für eine 8000 kW-Gegendruckturbine. (Nach Reutlinger-Gerbel: Kraft- und Wärmewirtschaft, Bd. 1, 1927.)

der Wirkungsgrade bei Teilbelastung für Gegendruck- und Kondensations-turbinen (als Beispiel für eine Gegendruckturbine s. Abb. 31), dem Leerlaufdampfverbrauch für Bereitschaftsmaschinen (s. S. 53), dem Wärmeverlust in Frischdampfleitungen [nach Hütte, 26. Aufl., Bd. 2, etwa 0,2%].

β) Den Kosten des notwendigen Kühlwassers.

Im allgemeinen beträgt die Kühlwassermenge bei Kondensationsbetrieb das 60 bis 100fache der niederzuschlagenden Dampfmenge.

γ) Dem Kapitaleinst für die Anlagekosten.

δ) Den Betriebs- und Unterhaltungskosten einschließlich der Hilfsbetriebe (Eigenverbrauch für Kondensationsanlagen etwa 4% bei Vollast, etwa 2,5% bei Leerlauf, je auf Vollastleistung bezogen).

Der Einbau geeigneter schreibender oder zählender Meßanlagen (Bd. I, S. 667) für alle betriebswichtigen Größen (für Kesselbetrieb: Kohlenverbrauch, CO₂-Gehalt, Wasserverbrauch, Dampfabgabe einschließlich Temperatur- und Druckverlauf, Eigenverbrauch; für die verschiedenen Turbinen: aufgenommene Dampfmenge, Temperatur- und Druckverlauf, Kühlwasserverbrauch, abgegebene Dampfmenngen einschließlich Temperatur- und Druckverlauf, abgegebene elektrische Energie) ermöglicht eine tägliche Energiebilanz und eine wissenschaftliche klare Betriebsführung, die stete Überwachung des Zustandes der Anlage und der Maßnahmen der Belegschaft.

Die Betriebskosten der Turbinenanlage umfassen die Kosten der Strom- und der Heizdampferzeugung. Zur Trennung dieser Kostenbeträge muß die abgegebene Heizdampfmenge bewertet werden.

Die calorische Bewertung errechnet den Preis des Heizdampfes durch eine im Verhältnis der jeweiligen Wärmeinhalte erfolgende Herabsetzung des Frischdampfpreises. Dieses Berechnungsverfahren läßt sich dadurch begründen, daß die unmittelbare Erzeugung des Heizdampfes ohne die Möglichkeit der Entspannung in einer Turbine tatsächlich ungefähr die sich calorisch errechnenden Erzeugungskosten ergeben würde. Der Vorteil der Gegendruckstromerzeugung geht voll zugunsten des Strompreises.

Die energetische Bewertung setzt als Norm für den Strompreis die Kosten einer mit Kondensationsturbine erzeugten kWh fest und setzt vom Frischdampfpreis den Wert der mit dem Heizdampf erzeugten Strommenge ab. Dieses Berechnungsverfahren ergibt mit veränderlicher Heizdampfmenge praktisch gleichbleibende Strom- und Heizdampfpreise. Der Vorteil der Gegendruckstromerzeugung geht voll zugunsten des Heizdampfpreises.

Beide Methoden haben wesentliche Nachteile. Die calorische Bewertung enthält keinen Anreiz für die Steigerung der in der Turbinenanlage entspannten Heizdampfmenge, welche für die Senkung der Strompreise wesentlich ist, solange kein Stromüberschuß vorhanden ist. Die energetische Bewertung führt nicht zu einer Steigerung der Stromabnahme, wenn Heizdampfüberschuß vorhanden ist. Am gerechtesten ist vielleicht eine Teilung der durch Gegendruckbetrieb entstehenden Minderkosten gegenüber der unmittelbaren Heizdampf- bzw. Kondensationsenergieerzeugung zugunsten von Heizdampf und Strom.

9. Eigenerzeugung oder Fremdbezug von elektrischer und Wärmeenergie?

Die Eigenerzeugung oder der Fremdbezug von elektrischer und Wärmeenergie wird im allgemeinen wesentlich von den jeweils in Frage kommenden Kostenwerten abhängen. Eine wirtschaftliche Eigenerzeugung setzt eine gewisse Mindestleistung und Stetigkeit des Energieverbrauches voraus. Sehr billig dargebotene elektrische Energie, z. B. aus Wasserkraften, kann sogar zur Heizdampferzeugung in Elektrokesseln führen (Beispiel Norwegen und Niagarafälle).

Neben der Preisgestaltung sind zugunsten von vollem oder teilweise Fremdbezug folgende Punkte zu berücksichtigen:

1. Minderung des Anlagekapitals der Fabrikanlage und damit Erleichterung der Kapitalbeschaffung.
2. Verringerung des Risikos der Kapitalinvestierung infolge der vielseitigeren Verwendbarkeit öffentlicher Stromerzeugungsanlagen.
3. Verkleinerung der notwendigen Betriebsreserve.

Die Energieerzeugung in eigenen Anlagen wird vielfach durch den gleichzeitigen Bedarf von elektrischer und Wärmeenergie begünstigt. Infolge der zeitlich und mengenmäßig unabhängigen Inanspruchnahme von elektrischer und Wärmeenergie wird der Gegendruckbetrieb entweder auf das Zusammenwirken mit einer andersartigen Stromerzeugungsanlage (Kondensations-, Verbrennungskraftmaschinenbetrieb, Wasserkraft) oder die Verwertung von Abfallstrom bzw. Frischdampfentspannung angewiesen sein.

Kleinere und schwankende Zusatzleistungen können zur Ersparnis von Leerlaufarbeit und von Reserveanlagen zu einem gemischten Eigen- und Fremdbezugsbetrieb führen, für welchen weiter die folgenden Punkte angeführt werden können:

α) Die Sicherung dauernden Strombezugs.

Vorteil der anteiligen Eigenerzeugung: Unabhängigkeit von Witterungsverhältnissen (Eisgang, Trockenperioden bei Wasserkraftanlagen) und Betriebsstörungen (Blitzeinschlägen, Erd- und Kurzschlüssen an Leitungsanlagen).

Vorteil des anteiligen Fremdbezugs: Vorhandensein von Reserveanlagen bei Störungen in der Eigenanlage.

β) Das Auftreten der Heizedampfspitzenentnahme (kleinster Bedarf an Zusatzenergie) im Winter ergibt einen guten Ausgleich mit den Bedürfnissen der allgemeinen Elektrizitätswirtschaft, deren Stromspitzenentnahme in den Winter fällt.

γ) Möglichkeit gegenseitigen Energieaustausches.

Häufig wird die günstigste Energiewirtschaft dann zu erwarten sein, wenn die Lage der Industrieanlagen zum Hauptversorgungsgebiet eines öffentlichen Elektrizitätswerkes (Stromverteilungskosten sind stark von der Lage des Kraftwerks abhängig!) den Bau eines Kraftwerks in der Nähe der Fabrikanlage für kombinierte Heizedampf- und Stromversorgung in Industrie- und öffentlichen Stromversorgungsanlagen rechtfertigt.

10. Kupplung von Energieerzeugung mit Kohleveredelung.

Die Fortschritte der chemischen Ingenieurtechnik haben die Energieerzeugung aus Kohle in immer engere Verbindung mit der Auswertung der Kohle als chemischen Rohstoff gebracht. Von den verschiedenen Formen der Kupplung von Energieerzeugung mit Kohleveredelung ist der Bau eines Schwelkraftwerkes betriebstechnisch lösbar und bereits praktisch ausgeführt [Wellmann: Braunkohlenschwelkraftwerk in Wölfersheim (Oberhessen) in klaglosem Betrieb seit 1929. Weltkraftkonf. Bd. 4, S. 35, 36. 1930].

Die Verschwelung ist eine Destillation bei niedriger Temperatur. Dieses Verfahren hat für Stein- und Braunkohle mit Rücksicht auf den Wert des bei dieser Tieftemperaturverkokung entstehenden Kokes verschiedene Bedeutung.

Bei der Steinkohlenverschwelung (Temperatur rund 500^o) entsteht als Haupterzeugnis ein Halbkoks in Form eines gashaltigen, rauchfreien, stückigen Brennstoffes und als Nebenerzeugnis Teer und Gas, die in der chemischen Industrie weitere Verwendung finden. Steinkohlenschwelkoks hat nur Bedeutung als rauchloser Brennstoff, sein Heizwert ist jedoch kaum höher als der der Rohkohle. Sein Absatz, für den in England die offene Kaminfeuerung günstig ist, bereitet in Deutschland Schwierigkeiten. Die Nebenerzeugnisse Teer und Gas sind in ihrer Ausbeute zu gering, um Anlage- und Betriebskosten der Schwelanlage zu tragen, und eine Verbilligung des Brennstoffes für die Energieerzeugung zu bewirken. Für ein Steinkohlenschwelkraftwerk ist daher derzeit eine Wirtschaftlichkeit nicht gegeben.

Bei der Braunkohlenverschmelzung wird als Haupterzeugnis hochparaffinhaltiger Teer gewonnen, während Braunkohlenschwelkoks neben einigen Schwer- und Leichtölen sowie dem Schwelgas als Nebenerzeugnisse anfallen. Der Braunkohlenschwelkoks hat eine hohe Brenngeschwindigkeit und wird meist auf Rosten, neuerdings auch in Staubfeuerungen verbrannt.

Die Verschmelzung von 1 t Rohbraunkohle ergibt bei einigen für die Schwelung geeigneten Vorkommen ungefähr folgende Primärprodukte: 270 kg Grudekoks, 75 kg Teer, 150 m³ Schwelgas mit einem Heizwert von 4000 kcal/m³, 550 kg Schwelwasser.

Die Anlagekosten der Braunkohlenschwelerei (Rohbraunkohlenbunker, Förderanlage, Brechanlage, Vortrocknung, Mahlanlage, Sichtungseinrichtung, Trockner, Trockenbunker, Trockenförderanlage, Schwelgeneratoren, Teerkondensationsanlage und Benzinfabrik) betragen bei einem

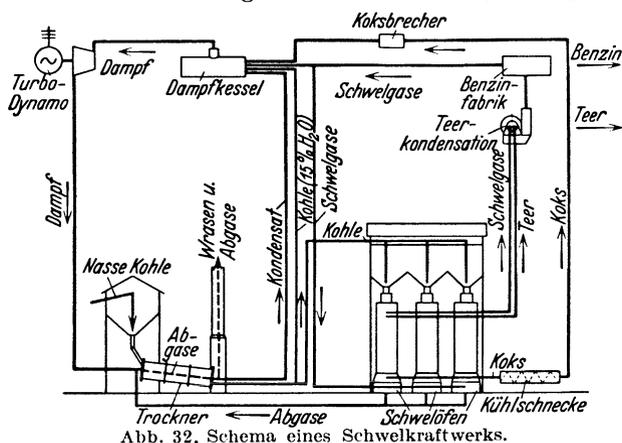


Abb. 32. Schema eines Schwelkraftwerks.

Durchsatz von etwa 600 t Rohbraunkohle je Tag etwa RM 4200 bis RM 5000 je t Tagesverarbeitung an Rohbraunkohle. Die Umrechnung auf spezifische Anlagekosten je ausgebautes kW ergibt hieraus gegenüber Verwendung von Rohbraunkohle zusätzliche Anlagekosten je ausgebautes kW in Höhe von RM 210 bis RM 250, welche bei den jetzigen gedrückten Teerpreisen eine Rentabilität nur bei gesicherter Koksabnahme durch das Kraftwerk und gewinnbringendem Absatz des Schweltees und des gereinigten Schwelgases, z. B. durch Gasfernversorgung, erwarten lassen (Kupplung von Kraft-, Schwel- und Gaswerk).

Die technische Betriebsführung des Schwelkraftwerkes ist nur bei durchlaufendem Grundlastbetrieb möglich. Abb. 32 gibt die schematische Darstellung einer Schwelanlage mit Dampfkraftwerk.

B. Kraftwerke mit Verbrennungskraftmaschinen.

1. Anlagekosten.

Die Anlagekosten unterscheiden sich nicht wesentlich von denen der Dampfkraftwerke (s. S. 54), so daß für Überschlagswerte die Tabelle 7 verwendet werden kann.

2. Flächen- und Raumbedarf.

[Nach Schult: Hütte, 26. Aufl., Bd. 2, S. 596.]

Tabelle 10. Gasmaschinenzentralen.

Größenordnung des Werkes	2000	10000	30000	kW
Bebaute Grundfläche	0,32	0,16	0,11	m ² /kW
Umbauter Raum	4,0	2,2	1,6	m ³ /kW

Tabelle 11. Dieselezentralen.

Größenordnung des Werkes	2000	10000	30000	kW
Bebaute Grundfläche	0,22	0,1	0,06	m ² /kW
Umbauter Raum	3,0	1,5	0,9	m ³ /kW
Grundstück mit Ölbehälter für 2 Monate	0,5	0,2	0,13	m ² /kW

Die Werte gelten ausschließlich Hauptschaltanlage.

3. Wirtschaftlichkeit im Vergleich zu Dampfkraftanlagen.

a) Wirtschaftlichkeit von Großgasmaschinen im Vergleich zu Dampfturbinen.

α) Wärmebilanz einer Gasmaschinenanlage mit Spülung einschließlich Spülgebläse und Kühlpumpenleistung bei Vollast je nach der Zusammensetzung der Gase und der Höhe des Belastungsfaktors.

Ohne Abgasverwertung:

An Generatorklemmen nutzbar abgegeben	1 kWh = 860 kcal
Aufwand an Gas	3100—3600 kcal/kWh
Wirkungsgrad der Gasmaschine	29,2—25,1 %
Wirkungsgrad (Brennstoff-Klemmen)	27,7—23,9 %

Mit Abgasverwertung:

Gewinn aus Abgasen je kWh	0,95—1,3 kg Dampf, 15 ata, 350° C
Nutzbare Leistung aus Abgasen	0,145—0,195 kWh
Aufwand an Wärme je kWh $\frac{3100 \text{ bzw. } 3600}{1 + 0,145}$ kWh	2700—3010 kcal/kWh
Wirkungsgrad der Gasmaschine	33,5—30 %
Wirkungsgrad (Brennstoff-Klemmen)	31,8—28,5 %

Mit Abgas- und Heißwasserverwertung:

Kühlwasserwärme	1000—1200 kcal/kWh
Kühlwassermenge bei $t_e = 15^\circ \text{C}$, $t_a = 95^\circ \text{C}$	12,5—15 l/kWh
Warmwasserbereitung für 20° C Temperaturgefälle	250—300 kcal/kWh
Aufwand an Wärme je kWh	2450—2710 kcal/kWh
Wirkungsgrad der Gasmaschine	36,9—33,3 %
Wirkungsgrad (Brennstoff-Klemmen)	35—31,7 %

β) Wärmebilanz einer Dampfkraftanlage für Hochdruckdampf einschließlich Eigenbedarf bei Vollast.

An den Generatorklemmen nutzbar abgegeben	1 kWh = 860 kcal
Frischdampfdruck am Kessel	105 ata

Frischdampf Temperatur am Kessel	475° C
Wärmeinhalt bei 105 ata, 475° C	793,5 kcal/kg
Wärmeinhalt vor der Turbine	785,5 kcal/kg
Rauchgaszwischenüberhitzung bei	17 ata
Adiabatisches Gefälle bis Zwischenüberhitzer 785,5—678,5 =	107 kcal/kg
Wirkungsgrad bezogen auf Leistung an der Turbinenwelle	76,5%
Innerer Wirkungsgrad	78%
Generatorwirkungsgrad	95%
Dampfverbrauch bezogen auf Leistung an den Generator- klemmen	11,05 kg/kWh
Wärmeinhalt vor Zwischenüberhitzung 785—107 · 0,78	702 kcal/kg
Wärmeinhalt nach Zwischenüberhitzung	764 kcal/kg
Im Zwischenüberhitzer zugeführt	62,0 kcal/kg
Dampfverbrauch der Niederdruckturbinen mit Vorwärmung des Speisewassers auf 110° C, Verdampfung von Zusatz- wasser einschließlich Kraftbedarf der Kondensations- hilfsmaschinen	4,65 kg/kWh
Gesamtdampfverbrauch einschließlich Verbrauch für Speise- pumpenleistung	3,33 kg/kWh
Erzeugungswärme des Dampfes im Kessel 3,33 · 793,5	2640 kcal/kWh
Dem Speisewasser zur Aufwärmung auf 110° C zugeführt 3,33 · (110 — 15)	316 kcal/kWh
Im Zwischenüberhitzer zugeführt 3,33 · 62	206 kcal/kWh
Aufwand an Wärme am Rost ($\eta = 86\%$)	2940 kcal/kWh
Thermischer Wirkungsgrad (Brennstoff-Turbinenwelle)	30,8%
Thermischer Wirkungsgrad (Brennstoff-Klemmen)	29,2%

Aus den Wärmebilanzen ergibt sich der Wärmeverbrauch für 1 kWh, an den Klemmen des Generators gemessen:

Bei Gasmaschinen mit Abgas-, aber ohne Heißwasserver- wertung	2700—3010 kcal/kWh
Bei Gasmaschinen mit Abgas- und mit Heißwasserverwertung	2450—2710 kcal/kWh
Bei Hochdruckdampfanlagen 105 ata, 475° C und Kondensationsbetrieb	2940 kcal/kWh

Der Vergleich zeigt, daß Hochdruckdampfanlagen für Kondensationsbetrieb und Gasmaschinen mit Abgasverwertung im Wärmeverbrauch nur geringe Unterschiede aufweisen. [Als Maschineneinheit wurde für die Gasmaschine etwa 8000 kW (Grenzleistung), für die Turbine etwa 15000—20000 kW zugrunde gelegt.] Die geringe Grenzleistung des Zylinders (normale Bauart etwa 1100 kW, mit Spülung und Aufladung etwa 2000 kW) bzw. der Gasmaschineneinheit (mit Aufladungsverfahren etwa 8000 kW) bedingt bei größeren Anlagen erheblich gesteigerten Raumbedarf, sowie mit Rücksicht auf das höhere Gewicht je Leistungseinheit größere Aufwendungen für Fundamente als bei Turboanlagen. In Hochofenbetrieben, die unmittelbar mit Hüttenwerken in Verbindung stehen, werden daher die Gichtgase des Hochofens und die Abgase des Koksofens vielfach vorteilhafter nicht mehr in Gasmaschinen, sondern zweckmäßiger in den Öfen der Hüttenbetriebe, z. B. Martinöfen, Walzwerkseinsetzöfen ausgenutzt.

In chemischen Betrieben werden Gasmaschinen im allgemeinen nicht zur Erzeugung elektrischer Energie, sondern zum Antrieb großer langsam laufender Maschinen (z. B. Kolbenkompressoren) benutzt, für deren Antrieb Turbinen weniger geeignet sind. Bei den häufig in Frage kommenden Leistungen von 2000—3000 PS tritt die Gasmaschine mit dem

langsam laufenden Synchronmotor in Wettbewerb. Die einander gegenüberstehenden Wärmeaufwandszahlen betragen bei obigen Leistungen für die Gasmaschinenanlage mit Spülung und Abgasverwertung etwa 2560—2860 kcal/kWh
 für elektrischen Antrieb durch Synchronmotor: bei Hochdruckdampfanlage an Generatorklemme 2940 kcal/kWh,
 Wirkungsgrad des Synchronmotors 0,96 3060 kcal/kWh

Die Unterschiede in den Wärmeaufwandszahlen zwischen Gasmaschinen und elektrischem Antrieb betragen also bei reinem Kondensationsbetrieb zwischen 7 und 19% zugunsten der Gasmaschine. Dagegen werden Anlage- und Betriebskosten, sowie Raumbedarf bei Gasmaschinenantrieb wesentlich höher als bei elektrischem Antrieb, so daß sich insgesamt bei elektrischem Antrieb schon im Kondensationsbetrieb wirtschaftliche Vorteile ergeben, die sich im Gegendruckbetrieb wesentlich stärker auswirken. Der Antrieb durch Synchronmotor wird daher mit Erfolg angewandt, sofern nicht die leichtere Regelbarkeit der Gasmaschine für den Betrieb erforderlich ist.

b) Wirtschaftlichkeit von Dieselanlagen gegenüber Dampfkraftanlagen.

Wärmeverbrauch einer Dieselanlage (Brennstoff-Generatorklemmen)	2740 kcal/kWh
Wärmeverbrauch einer Dampfkraftanlage für Kondensationsbetrieb ohne Zwischenüberhitzung. Kesseldruck 15 ata	
Brennstoff-Generatorklemmen	3840 kcal/kg
Heizwert von Gasöl	10000 kcal/kg
Heizwert von Steinkohle	7000 kcal/kg

Die Wettbewerbsfähigkeit einer Dieselanlage mit einer Dampfkraftkondensationsanlage bleibt auf Anlagen mit einem Preisverhältnis von Steinkohle zu Gasöl = 1 : 2 beschränkt. Die Anlagekosten von Diesel- und Dampfkraftwerken sind praktisch die gleichen. Der Dieselmotor kann daher in Deutschland mit Dampfturbinen, die zur Erzeugung von Grundlast dienen, schon bei Wahl mittlerer Drücke nicht mehr wirtschaftlich in Wettbewerb treten, weil die Brennstoffkosten seine Verwendung für Dauerbetrieb nicht rechtfertigen. Dagegen hat die Verwendung von Dieselmotoren zur Deckung von Spitzenlast und zur Momentanreserve die Vorteile jederzeitiger Betriebsbereitschaft ohne Brennstoffverbrauch im betriebsbereiten Ruhezustande, sowie der Möglichkeit einer Aufstellung im Belastungsschwerpunkt des jeweiligen Versorgungsgebietes.

C. Kraftwerke mit Druckfeuerung von Dampf- erzeugern in Verbindung mit Gasturbine (Velox-Dampferzeuger).

Das Prinzip dieses Dampferzeugers beruht darin, daß die Verbrennungsgase mit sehr hohen Geschwindigkeiten (von 200—300 m/s) durch den Dampferzeuger geführt und der Wärmeübergang dadurch auf den 10—20fachen Betrag des Wertes bei normalen Kesseln gebracht wird. Voraussetzung für dieses Verfahren ist die Druckfeuerung und der

wirtschaftliche Antrieb des Verdichters (bzw. der Verdichter bei Gasfeuerung) durch eine Gasturbine, die in den Heizgasstrom eingeschaltet ist und aus den Heizgasen selbst die Energie für die Verdichtung von Luft und Brennstoff bezieht.

Durch die Erhöhung der Wärmeübergangszahl, durch die Verkleinerung der Heizgasquerschnitte (infolge geringeren spezifischen Volumens und höherer Geschwindigkeit) und sehr große Brennkammerbelastungen werden die Abmessungen und damit das Gewicht solcher Dampferzeuger gegenüber normalen Kesseln außerordentlich verringert. Die kurze Inbetriebsetzungszeit (5—8 min bei kaltem, 3 min bei warmem Kessel) machen den Velox-Kessel auch für Spitzenreserve besonders geeignet.

Die Velox-Dampferzeuger können nach zwei Verfahren betrieben werden:

1. Gleichdruckverfahren.

Abb. 33 gibt schematisch ein Bild des Velox-Gleichdruckdampferzeugers für Ölfuehrung. In die druckfeste Verbrennungskammer *b* werden durch einen Verdichter *g* die Verbrennungsluft sowie durch eine Pumpe *l* Brennöhl eingblasen und im

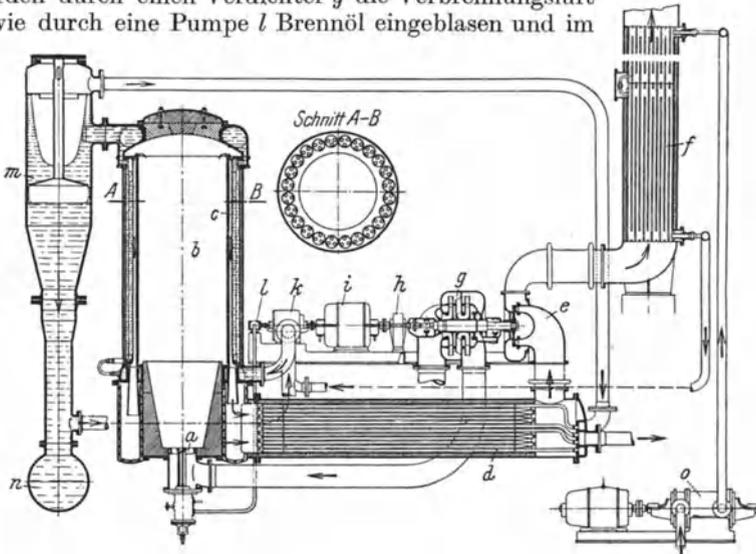


Abb. 33. Anordnung eines Gleichdruckdampferzeugers mit hohen Heizgasgeschwindigkeiten und einer Gasturbine zum Antrieb des Verdichters. (BBC.)
a Brenner; *b* Brennkammer; *c* Verdampferrohre; *d* Überhitzer; *e* Gasturbine; *f* Vorwärmer; *g* Verdichter; *h* Getriebe; *i* Hilfsmotor zum Anlassen und Regeln; *k* Umlaufpumpe; *l* Brennstoffpumpe; *m* Fliehkraftdampfabscheider; *n* Beruhigungsgcfäß; *o* Speisepumpe.

Brenner *a* in ununterbrochen brennender Flamme unter einem unverändert aufrechterhaltenen Druck von 2—3 ata verbrannt. Die Heizgase, die zuerst durch Strahlung einen Teil ihrer Wärme an die den Verbrennungsraum umschließenden Heizrohre abgegeben haben, strömen dann durch die eigentlichen Siederohre und weiter nach dem Verlassen des eigentlichen Dampferzeugers durch den Dampfüberhitzer *d*, die Gasturbine *e* und den Speisewasservorwärmer *f*.

Auf der Wasser-Dampfseite wird durch eine Umwälzpumpe ein Zwangsumlauf hergestellt; die Dampfabscheidung aus dem Wasser-Dampfgemisch erfolgt durch Zentrifugalwirkung in einem besonderen Dampfabscheider.

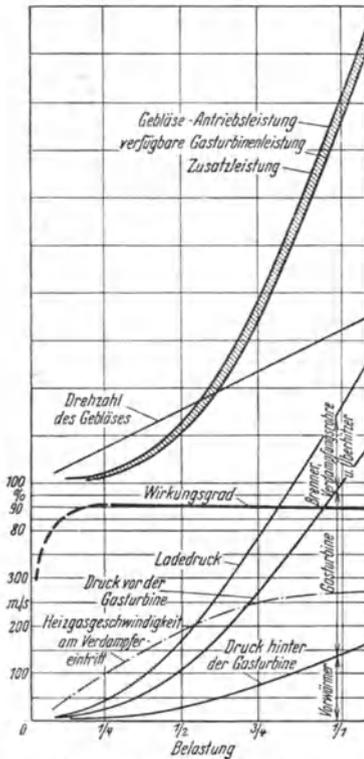


Abb. 34. Zustandsänderungen bei verschiedenen Belastungen eines Velox-Gleichdruckdampfzerzeugers.

Die Regelung des Dampferzeugers erfolgt vollständig automatisch, indem abhängig vom Druck des Dampfes Brennstoff und Luft im jeweils günstigsten Mengenverhältnis zueinander gesteuert werden.

Der Wirkungsgrad des Dampferzeugers bleibt gemäß Abb. 34 bis zu kleinen Belastungen nahezu konstant.

2. Verpuffungsverfahren.

Beim Verpuffungsverfahren wird das vom Verdichter gelieferte Brennstoff-Luftgemisch wie bei einer Verbrennungskraftmaschine periodisch durch ein Ladeventil in die Brennkammer geladen und gezündet. Bei der Verpuffung steigt sein Druck auf das etwa 4—4,5fache des Ladedruckes. Nach Öffnen des Entladeventils strömen die Verbrennungsgase mit sehr großer Geschwindigkeit durch die Heizrohre, Überhitzer und Vorwärmer in eine Gasturbine, die zum Antrieb des Aufladengebläses dient.

Der Velox-Dampferzeuger ist für gasförmige und flüssige Brennstoffe für Hüttenwerke, chemische Industrie,

Tabelle 12.

Dampfdruck 30—40 at	Gewöhnlicher Dampfkessel	Velox-Dampferzeuger
Wärmebelastung, kcal/m ² , h	25000 bis 32000	250000 bis 300000
Erzeugte Dampfmenge, bezogen auf Verdampferheizfläche, kg/m ² , h	40—50	500—650
Erzeugte Dampfmenge, bezogen auf alle Heizflächen mit Überhitzer und Vorwärmer, kg/m ² , h	8—15	100
Umgesetzte Wärmemenge je m ³ Brennkammerinhalt, Öl, kcal/m ³ , h	200000 bis 1200000	7500000
Gasgeschwindigkeit zwischen Wasserrohren und in Heizrohren, m/s	5—15	200
Gewicht des ganzen Kessels je kg Dampf mit Hilfsmaschinen, kg	6—10	1,3—2,5 *

* Für Kriegsmarinekessel sind Konstruktionen von etwa 1,0 kg/kg Dampf entwickelt worden.

Elektrizitätswerke und Marine mehrfach ausgeführt worden. Über die Verwendung von Kohlenstaub werden zur Zeit Versuche durchgeführt.

Tabelle 12 (S. 64) gibt einen Vergleich zwischen einigen Größen eines Velox-Dampferzeugers mit den entsprechenden eines Dampfkessels gewöhnlicher Bauart.

Die Ausgestaltung dieses Dampferzeugers ermöglicht die seit langem angestrebte sog. maschinelle Dampferzeugung, d. h. der Betrieb des Dampferzeugers läßt sich dem Kraftbedarf anpassen wie eine Kraftmaschine.

Literatur: Noack, W. G.: Druckfeuerung von Dampferzeugern in Verbindung mit Gasturbinen. Ztschr. Ver. Dtsch. Ing. 42, 1033 (1932). — Brown-Boveri-Velox-Dampferzeuger. BBC.-Nachr. 1933 und 1934. — Zerkowitz: Die Vergleichsprozesse der Gasdampfturbine mit besonderer Berücksichtigung der Druckfeuerung. Wärme 16, 243 (1933).

IV. Wasserkraftmaschinen¹.

A. Wirkungsweise und Einteilung der Wasserkraftmaschinen.

Wasserkraftmaschinen nutzen die Energie der Lage des Wassers, teilweise auf dem Wege über die kinetische Energie, aus. Nach der Art der Energieumwandlung unterscheidet man

1. Freistrahlturbinen,

auch Druckturbinen oder Aktionsturbinen genannt. Bei diesen wird die Energie der Lage des Wassers zunächst vollständig in kinetische Energie umgewandelt. Die Arbeitsleistung in der Freistrahlturbine erfolgt im wesentlichen nur durch Änderung der Größe und Richtung der relativen Wassergeschwindigkeit.

2. Preßstrahlurbinen,

auch Überdruck- oder Reaktionsturbinen genannt. Bei diesen wird die Energie der Lage des Wassers nur zum Teil in kinetische Energie verwandelt, während der andere Teil beim Eintritt in das Turbinenlaufrad noch in Form eines Überdruckes vorhanden ist. Die Arbeitsleistung in der Preßstrahlurbine erfolgt somit teils durch

¹ Thoma: Hütte, Bd. 2, 26. Aufl., S. 601. — Thomann: Die Wasserturbinen, I. Teil, 3. Aufl. 1924. — II. Teil, 2. Aufl. Stuttgart: Wittwer 1931. — Spannhake: Kreisräder als Pumpen und Turbinen, Bd. 1. Berlin: Julius Springer 1931. — Kaplan-Lechner: Theorie und Bau von Turbinenschnellläufern. München u. Berlin: Oldenbourg 1931. — Kameron: Vorlesungen über Wasserkraftmaschinen, 2. Aufl. Leipzig: Wilhelm Engelmann 1924. — Reichel: Über Wasserkraftmaschinen, 2. Aufl. München u. Berlin: Oldenbourg 1925. — Lawaczek: Pumpen und Turbinen. VDI-Verlag 1932.

unmittelbare Umsetzung von Energie der Lage in mechanische Energie, teils durch Änderung der Größe und Richtung der relativen Wassergeschwindigkeit.

3. Wasserräder.

Bei den Wasserrädern wird die Energie der Lage des Wassers unmittelbar in mechanische Energie umgeformt. Infolge geringer Drehzahl und hohen Gewichts kommen Wasserräder nur für kleine Fallhöhen unter etwa 8 m und Leistungen unter etwa 25 PS wirtschaftlich in Frage.

B. Allgemeine hydraulische Verhältnisse.

1. Nutzleistung.

Die charakteristischen Größen einer Wasserkraft sind die Fallhöhe H [m] und die verfügbare Wassermenge Q [m³/s]. Bei einem gesamten Umsetzungswirkungsgrad η ergibt sich eine Nutzleistung von

$$N = 1000 \cdot \eta \cdot Q \cdot H / 75 \text{ [PS]}.$$

2. Fallhöhe.

Zwischen der Fallhöhe H [m], der Zuströmgeschwindigkeit c_I am Turbineneintritt [m/s], der Abströmgeschwindigkeit c_{II} bei Verlassen des Saugrohres und dem Höhenunterschied H' der Wasserspiegel an den Stellen I und II gilt die Beziehung:

$$H = H' + c_I^2 / 2g - c_{II}^2 / 2g,$$

wobei $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ die Fallbeschleunigung darstellt. Bei geschlossenem Einbau ist H' der Höhenunterschied zwischen den Wasserspiegeln eines bei I angeordneten Piezometerrohres und dem Unterwasserspiegel.

Bei Freistrahlturbinen ($c_{II} = 0$) bezeichnet H' den Höhenunterschied zwischen dem Wasserspiegel eines bei I angeordneten Piezometerrohres und dem tiefsten Punkte des Strahlkreises.

Der Betrieb der Turbine mit veränderter Fallhöhe bei unveränderter Leitschaufel- bzw. Düsenöffnung bedingt keine Änderung der Strömungsverhältnisse und keine Änderung des Wirkungsgrades, wenn die Drehzahl proportional mit \sqrt{H} geändert wird.

3. Die Hauptgleichung der Turbinentheorie.

Die Richtung der absoluten Wassergeschwindigkeit c_1 [m/s] am Laufradeintritt schließt mit der Richtung der Umfangsgeschwindigkeit u_1 [m/s] des Laufrads einen Winkel ein, der durch die Konstruktion des Leitapparates gegeben ist (Abb. 35). Für die Momentenbildung in der Turbine sind die Komponenten c_{u_1} der Eintrittsgeschwindigkeit in der Umfangsrichtung (Abb. 36) und c_{u_2} der Austrittsgeschwindigkeit in der Umfangsrichtung (Abb. 37) wesentlich. Zwischen den hiermit definierten

Geschwindigkeitswerten und der Fallhöhe H besteht die als die Hauptgleichung der Turbinentheorie bekannte Beziehung:

$$u_1 \cdot c_{u1} - u_2 \cdot c_{u2} = \varepsilon \cdot g \cdot H.$$

Hierin bedeutet ε den hydraulischen Wirkungsgrad, welcher die Reibungs- und Wirbelungsverluste in der

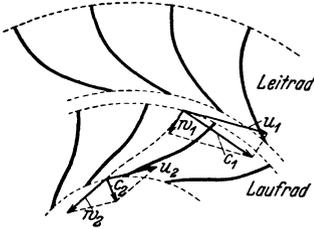


Abb. 35. Verlauf der Wassergeschwindigkeiten in der Turbine.
[Aus Hütte: 26. Aufl., Bd. 2.]

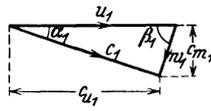
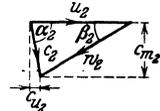


Abb. 36. u. 37. Geschwindigkeitsdiagramm für den Turbineneintritt bzw. -austritt.
[Aus Hütte: 26. Aufl., Bd. 2.]



Turbine, sowie den Saugrohraustrittsverlust $c_4^2/2g$ umfaßt. c_4 stellt hierin die Saugrohraustrittsgeschwindigkeit dar. Der Gesamtwirkungsgrad η ist wegen der Spalt- und Lager- sowie Stopfbuchsenreibungsverluste um 1—2% kleiner als ε .

4. Spezifische Drehzahl (Kennziffer).

Zur Kennzeichnung der hydraulischen Eigenschaften einer Turbine werden Drehzahl, Wassermenge und Leistung auf eine Fallhöhe $H = 1$ m, sowie einen Laufraddurchmesser $D = 1$ m umgerechnet und in Form von Einheitswerten angegeben:

$$n'_1 = \frac{n \cdot D}{\sqrt{H}}; Q'_1 = \frac{Q}{D^2 \sqrt{H}}; N'_1 = \frac{N}{D^2 H \sqrt{H}}.$$

Das Produkt $n'_1 \cdot \sqrt{N'_1}$ ist ein Maß für die Schnellläufigkeit der Turbine oder des Turbinentyps und wird als spezifische Drehzahl $n_s = \frac{n \sqrt{N}}{H^{3/4}}$ bezeichnet. Sie ist aufzufassen als die Drehzahl einer modellähnlichen Turbine, die bei einer Fallhöhe von $H = 1$ m, $N = 1$ PS leistet.

Nach Thoma sind die auf ein Laufrad bzw. eine Düse bezogenen spezifischen Drehzahlen für die verschiedenen Turbinenarten etwa folgende:

Tabelle 13. Spezifische Drehzahlen für verschiedene Turbinenarten.

Peltonräder	n_s normal etwa 20, steigerungsfähig bis etwa 40 bei einer Fallhöhe $H = 50$ m. Durch Vergrößerung des Verhältnisses Laufraddurchmesser zu Strahldurchmesser ist n_s weitgehend herabsetzbar.
Francisturbinen . .	Langsamläufer $n_s = 50-150$ Normalläufer $n_s = 150-250$ Schnellläufer $n_s = 250-450$
Propellerturbinen und Kaplanturbinen .	$n_s = 400-1200$ normal 600—800

Bei Anwendung mehrerer auf der Welle sitzender Laufräder, ferner bei Doppelturbinen mit nach zwei Seiten ausgießenden Laufrädern bzw. bei Anwendung mehrerer Düsen für Peltonturbinen ist

$$n_s = \frac{n\sqrt{N}}{H^{0,4}\sqrt{i}},$$

wobei i die Zahl der Laufräder bzw. der Düsen und N die Höchstleistung der ganzen Turbine in PS darstellt.

Anhaltspunkte für die Abschätzung der Laufraddurchmesser siehe Hütte, 26. Aufl., Bd. 2, S. 618.

5. Kavitation.

Die durch das Bestreben nach wirtschaftlichen Generatorabmessungen bedingte Erhöhung der Schnellläufigkeit verursachte eine wesentliche Steigerung der Austrittsenergie von etwa 5% bei älteren Konstruktionen bis auf etwa 25% bei neuzeitlichen Francisschnellläufern und auf etwa 35% bei den Kaplan- und Propellerturbinen. Der Rückgewinn eines wesentlichen Teiles dieser Austrittsenergie erfolgt durch ein sorgfältig ausgebildetes Saugrohr. Die Ausführung des Saugrohres wird aus baulichen Gründen seltener in gerader, konischer, sondern meist in Krümmenform gewählt, gegebenenfalls zur Verbesserung der Strömung mit eingebauter Mittelwand (Ausführung nach vorher durchgeführten Modellversuchen).

Bei Laufradformen mit hohen Wassergeschwindigkeiten, insbesondere bei Turbinen mit großer spezifischer Schaufelbelastung besteht die Gefahr, daß der absolute Wasserdruck durch die erhöhte Saugwirkung bis auf den Wert der Wasserdampfspannung fällt. Sinkt der Druck bis auf den Wasserdampfdruck herunter, so zerreißt die Strömung und es entstehen mit Wasserdampf gefüllte Hohlräume (Kavitationen).

Diese Kavitationen bewirken bei größeren Beaufschlagungen eine Herabsetzung des Wirkungsgrades und verursachen besonders an den Stellen der Wasserdampfbildung zunächst an den Austrittskanten und Rückseiten der Laufradschaufeln stets Anfressungen (Korrosionen), welche die Lebensdauer des Laufrades stark beeinflussen. Die Kavitationserscheinungen nehmen mit steigender Saughöhe zu. Nach Thoma ist die zulässige Saughöhe

$$H_{szul} = H_a - \min \sigma H,$$

wobei H_a die barometrische Saughöhe am Aufstellungsort und σ einen von den Einzelheiten der Schaufelform abhängigen und für jeden Laufradtyp durch Versuche zu ermittelnden Wert darstellt.

C. Turbinenbauarten.

1. Freistrahlturbinen (Peltonturbinen).

In Freistrahlturbinen tritt das Wasser durch eine Düse ein, deren meist runder freier Querschnitt durch eine verschiebbare „Nadel“ verändert werden kann. Der Wasserstrahl trifft sodann auf gleichmäßig

auf dem Umfang einer Scheibe befestigte Becher auf und erfährt hier eine seitliche Ablenkung (Abb. 38). Die besondere Form der Schaufel und die Ausbildung einer Rundstrahldüse zeigt Abb. 39.

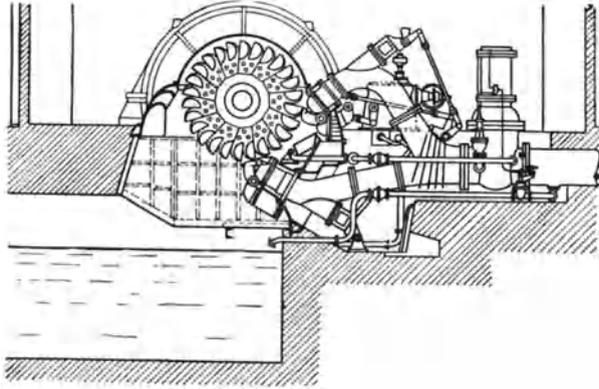


Abb. 38. Schnitt durch eine Freistrahlturbine. (Voith-Heidenheim.)

Die Rücksicht auf die zuverlässige Befestigung der Becher auf der Scheibe (z. B. Abstützung durch eingepaßte Keile) bestimmt bei gegebener Fallhöhe die Begrenzung der spezifischen Drehzahl.

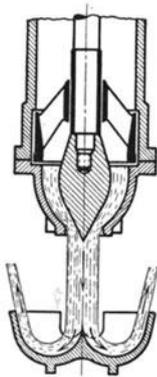


Abb. 39. Freistrahlturbinenschaufel und Rundstrahldüse. (Voith-Heidenheim.)

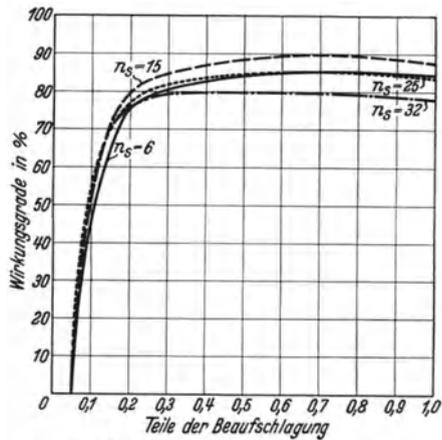


Abb. 40. Wirkungsgrad von Freistrahlturbinen verschiedener Schnellfähigkeiten. (Voith-Heidenheim.)

Die Anordnung eines einzigen von einer Düse beaufschlagten Laufrades bedingt bei größeren unmittelbar gekuppelten Maschinensätzen meist unwirtschaftliche Abmessungen des Stromerzeugers. Um eine geeignete spezifische Drehzahl zu erhalten, wird entweder das Laufrad aus mehreren Düsen beaufschlagt, oder es werden mehrere mit je einer oder zwei Düsen beaufschlagte Laufräder auf eine Welle gesetzt.

Turbinen mit senkrechter Welle werden meist mit einem einzigen Lauf-
rad, aber bis zu vier Düsen, ausgeführt. Bei waagerechter Welle werden
für die Beaufschlagung jeder Scheibe zweckmäßig nicht mehr als zwei
Düsen gewählt.

Freistrahlturbinen haben auch bei Teilbeaufschlagung gute Wirkungs-
grade, die Werte von über 90% erreichen können (Abb. 40).

Die Durchgangsdrehzahl läßt sich zu etwa $70 \sqrt{H/D}$ annehmen. Bei
plötzlichen Entlastungen wird durch einen Strahlablenker (Doppel-
regelung von Voith) der Wasserstrahl ganz oder teilweise vom Rad
weggelenkt, bis die Düsenadel ihre neue Einstellung erreicht hat.

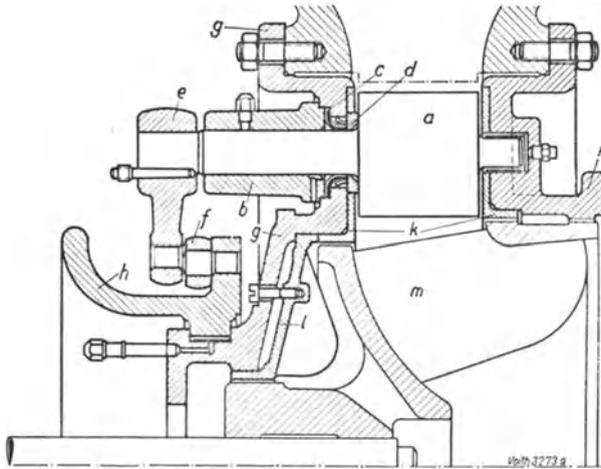


Abb. 41. Schnitt durch das Leitrad einer Francisturbine. (Voith-Heidenheim.) *a* Leit-
schaufel, *b* Leitschaufellager, *c* Manschettdichtung, *d* Rotgußdruckring, *e* Leitschaufel-
hebel, *f* Lenker, *g* Turbinendeckel, *h* Regelring, *i* Leitradring, *k* Auskleidringe,
l Deckelschutzwand, *m* Laufrad.

Freistrahlturbinen eignen sich besonders für große Fallhöhen und kommen
für größere Fallhöhen als etwa 300 m ausschließlich in Frage.

Die obere Leistungsgrenze von Peltonturbinen ist in vielen Fällen
durch die Rohrleitung bedingt, die bei Leistungen über 80—90000 PS
nicht mehr mit wirtschaftlich tragbaren Kosten ausführbar ist [Rei-
chardt: Weltkraftkonf., Bd. 11, S. 101. 1930].

2. Francisturbinen (Preßstrahlsturbinen).

Das Wasser wird dem Laufrad über ein Leitrad mit einstellbarer
Schaufelstellung (Abb. 41) radial und gleichmäßig über den Umfang
verteilt zugeführt. Unter Arbeitsleistung erfolgt sodann die Umlenkung
des Wassers von der radialen in die axiale Richtung. Die Geschwindig-
keit des aus dem Laufrad austretenden Wassers wird durch ein sich
stetig erweiterndes und geeignet geformtes Saugrohr auf die Abfluß-
geschwindigkeit im Unterwasserkanal verzögert. Die Saugwirkung des

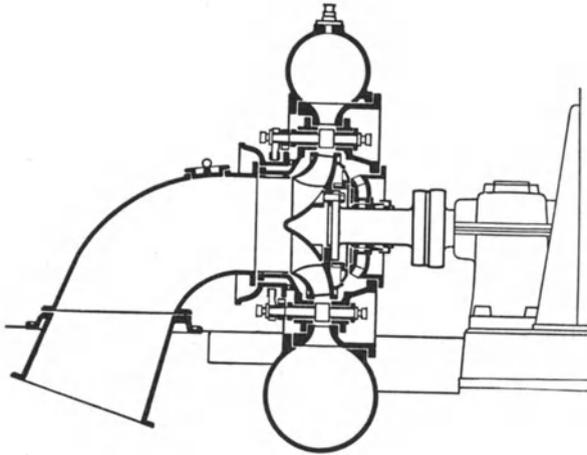


Abb. 42. Schnitt durch eine mit Stromerzeuger gekuppelte horizontalachsige Francis-spiralturbine mit fliegend aufgesetztem Turbinenlaufrad (Voith-Heidenheim). $H = 245$ m, $n = 750$ U/min, $N = 15250$ PS.

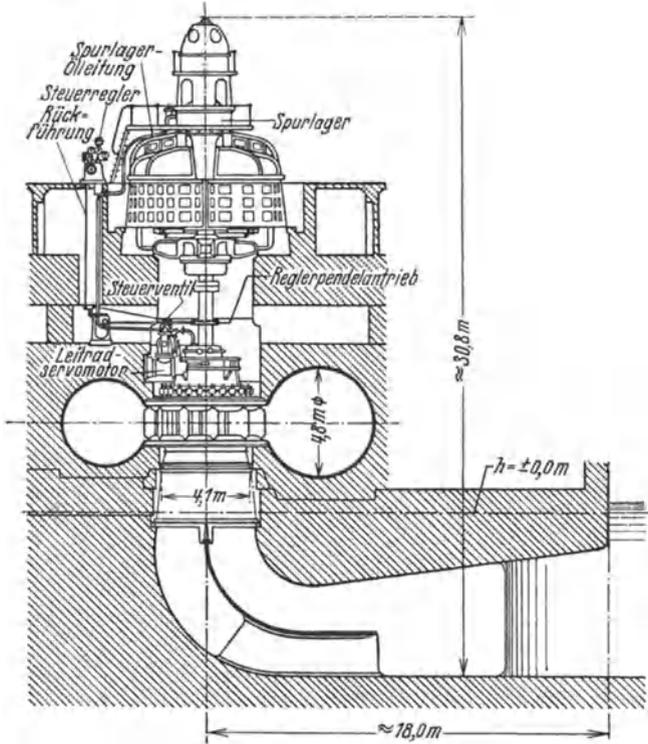


Abb. 43. Schnitt durch eine Francisturbine mit senkrechter Welle. Höchstleistung 38600 P.S. $n = 150$ U/min, bei max. Gefälle 33,73 m. Normales Gefälle 28,5 m. (Kraftwerk Shannon-Irland, Voith-Heidenheim).

im Saugrohr abströmenden Wassers gestattet die weitgehende Ausnutzung des zwischen Turbine und Unterwasserspiegel liegenden Gefällbereiches. Die Laufradwelle wird bei Fallhöhen bis etwa 2 m senkrecht, bei größeren je nach den örtlichen Verhältnissen teils senkrecht, teils waagrecht angeordnet (Abb. 42 und 43). Bei waagrecht angeordneter Welle können zur Erhöhung der Drehzahl zwei und mehr Laufräder angeordnet werden. Für große Wassermengen und Leistungen wird die stehende Einradturbine mit unmittelbar gekoppeltem Stromerzeuger (Schirmgenerator) an Stelle von waagrecht angeordneten Mehradradturbinen trotz der Verringerung der Drehzahl bevorzugt (Abb. 43).

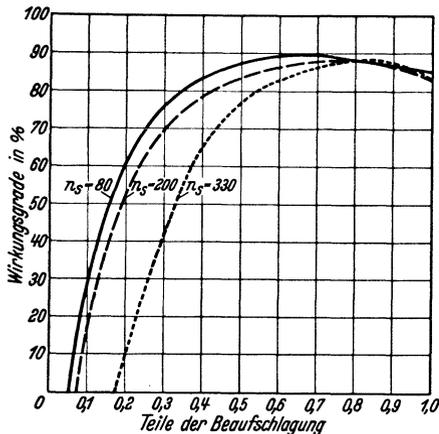


Abb. 44. Wirkungsgradkurven von Francis-turbinen verschiedener Schnellläufigkeit. (Voith-Heidenheim.)

Der Vorteil der stehenden Einradturbine liegt in der Vereinfachung und Verbilligung des hydraulischen Teiles, der Verringerung der Saughöhe und damit der Verminderung der Korrosionsgefahr. Häufig wird auch durch vereinfachte Wasserführung eine Wirkungsgradverbesserung zu erzielen sein.

Der Einbau von Francis-turbinen kann bei Fallhöhen bis zu 15 m in offenen Wasserkammern erfolgen. Bei größeren Fallhöhen wird der Einbau in Spiralgehäusen vorgenommen, die bei mäßigen Fallhöhen bis etwa 25 m meist als Gußspiralgehäuse oder als Betonspirale, bei Fallhöhen über etwa

25 m als Kesselblechspiralen mit kreisförmigem Querschnitt oder häufiger als Stahlgußspiralen ausgeführt werden.

Der Verlauf der Wirkungsgradkurve läßt die Abhängigkeit von der spezifischen Drehzahl erkennen (Abb. 44). Bei $n_s = 80 - 200$ ist der Wirkungsgrad zwischen Vollast und Halblast fast gleich hoch, bei höheren spezifischen Drehzahlen wird der höchste Wirkungsgrad nur in einem engen Beaufschlagungsbereich gewahrt. Bei Laufkraftwerken mit stark schwankender Wasserführung ist daher eine Unterteilung der Leistung auf wenigstens drei Francis-turbinen notwendig, um eine Kupplung der Maschinensätze mit günstigem Wirkungsgrad zu erzielen.

Die Durchgangsdrehzahl beträgt bei Langsam- und Normalläufern etwa das 1,6fache, bei Schnellläufern etwa das 1,9fache, in Ausnahmefällen bis zum 2,5fachen der Normaldrehzahl.

Francis-turbinen werden für Fallhöhen von 1,5 m bis zu etwa 300 m gebaut (nicht höher mit Rücksicht auf Anfressungsgefahr). Bei stark wechselnden Fallhöhen, wie sie z. B. in Mittelgebirgen vorkommen (jahreszeitliche Schwankungen zwischen 30 und 100%), können Turbinen mit auswechselbaren Laufrädern verwendet werden. Die obere Leistungsgrenze ist bei Francis-turbinen mit einteiligem Laufrad durch das Bahn-

profil gegeben. Die zur Zeit größte Francisturbine mit zweiteiligem Laufrad für Dnjeprostroj ist für eine Leistung von 95000 PS gebaut ($Q = 221 \text{ m}^3/\text{s}$, $H = 38 \text{ m}$, $n = 84 \text{ U/min}$, $n_s = 265$, Laufraddurchmesser 6260 mm).

3. Kaplan- und Propellerturbinen.

Die konstruktive Durchbildung des Leitapparates, des Einbaues, sowie des Saugrohres ist die gleiche, wie bei den Francisturbinen. Die Wasserzuführung erfolgt für kleinere Einheiten in offener Kammer, für die größeren Turbinen durch Betonspiralen.

Die Ausbildung des Laufrades erfolgt mit festen Schaufeln (Propellerturbinen) oder mit drehbaren Schaufeln (Kaplanturbinen).

Der Vorteil dieser Turbinengattung gegenüber den Francisturbinen besteht in der durch Verwendung ganz weniger (2—8) kurzer, flügelähnlicher Laufradschaufeln erzielten sehr hohen Schnellläufigkeit (s. S. 67). An Stelle des engen Spaltes der Francisturbinen ist bei dieser Bauart zwischen Leitradaustritt und Laufradeintritt ein schaufelloser Raum vorhanden, in welchem das Wasser um 90° abgelenkt wird, während es die Achse wirbelartig umkreist.

Während die Laufschaufeln der Propellerturbine je nach den Verhältnissen länger oder kürzer als die Teilung gebaut werden, werden die Laufradschaufeln der eigentlichen Kaplanturbine in einer so weiten Teilung angeordnet, daß sie keine Zellen mehr bilden.

Die Kaplanturbine wird mit um radialstehende Zapfen drehbaren Laufradschaufeln ausgeführt (Abb. 45), welche während des Betriebes der Turbine wie die Leitschaufeln geregelt werden. Diese Regelung erfolgt selbsttätig und gleichzeitig mit der Regelung der Leitschaufeln, so daß auch bei stark wechselnden Beaufschlagungen und Belastungen stets mit der günstigsten gegenseitigen Stellung der beiden Regel-

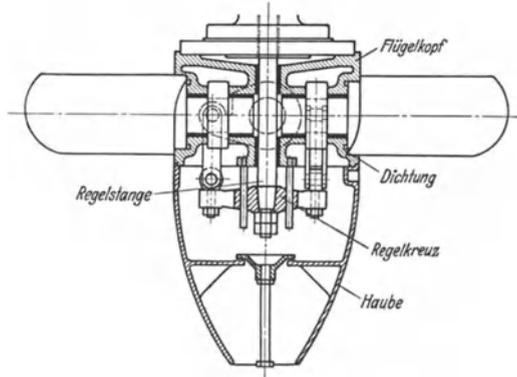


Abb. 45. Schnitt durch den Flügelkopf eines Kaplanlaufrades. (Voith-Heidenheim.)

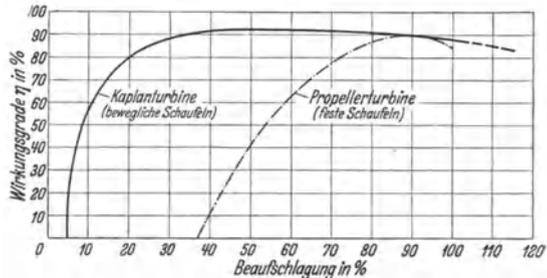


Abb. 46. Vergleich der Wirkungsgrade eines Kaplanlaufrades mit denen einer Propellerturbine. (Voith-Heidenheim.)

systeme gefahren wird. Die Betätigung erfolgt durch einen in die Welle eingebauten Servomotor und ein in der Laufradnabe angeordnetes Verstellgetriebe (Abb. 45).

Die Änderung der Eintritts- und Austrittswinkel des Laufrades bewirkt einen sehr flachen Verlauf der Wirkungsgradkurve, sowie eine Überlastfähigkeit durch „Überöffnung“ des Laufrades, so daß die Ausnutzung einer Laufwasserkraft auch bei stark schwankender Wasserführung mit nur einem Turbosatz möglich ist.

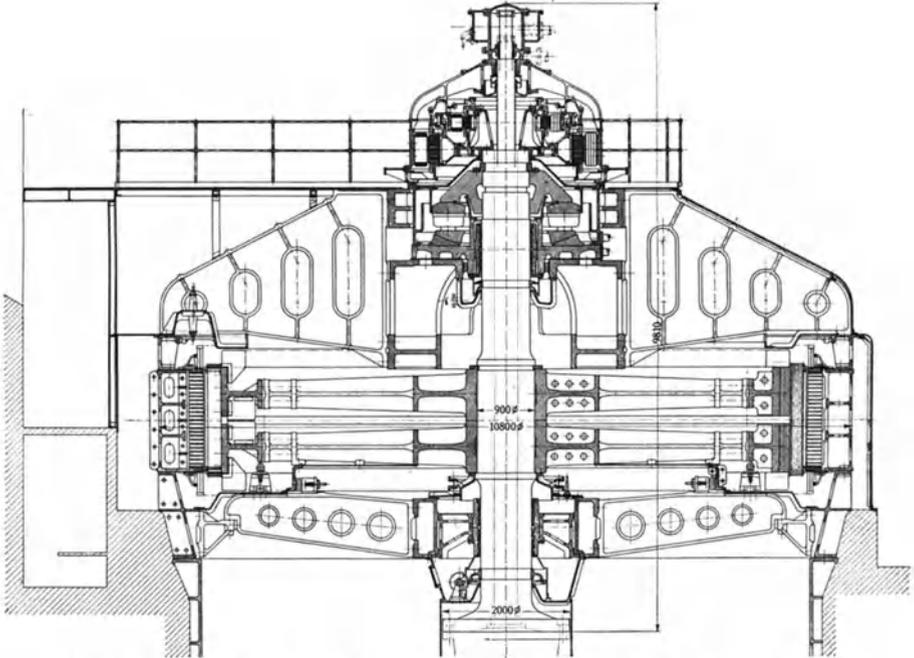


Abb. 47. Schnitt durch einen Drehstrom-Schirmgenerator, 35 000 kVA, $n = 75$ U/min. (BBC.)

Die Propellerturbine mit Kaplanlaufradformen, aber festen Laufradschaufeln erreicht im Scheitelpunkt der Kurve etwa den gleichen Wirkungsgrad wie die Kaplanmaschine, doch verläuft diese Wirkungsgradkurve sehr steil (Abb. 46). Der Abfall des Wirkungsgrades ist um so steiler, je höher die spezifische Drehzahl ist. Das Anwendungsgebiet ist auf Anlagen beschränkt, in denen die Propellerturbine dauernd mit einer Belastung von 80—100% der Vollastmenge arbeiten kann. Propellerturbinen mit Laufradformen, welche größer sind als die Teilung, werden für spezifische Drehzahlen unterhalb $n_s = 600$ ausgeführt. Der Wirkungsgrad hat auch bei diesen Laufradformen einen steilen Verlauf.

Als einfachere und billigere Zwischenlösung käme eine Abart der Kaplanmaschine mit festen Leit- und drehbaren Laufradschaufeln in Betracht. Bei Teilbeaufschlagung wird diese Turbine allerdings mit schlechterem

Wirkungsgrad arbeiten als die Kaplanturbine, aber einen günstigeren Wirkungsgrad aufweisen als die Turbine mit drehbaren Leit- und festen Laufschaufeln. Diese Anordnung hat aber den Nachteil, daß die Turbine mit Hilfe des Laufrades allein nicht stillgesetzt werden kann, sondern, daß auch die Schützen geschlossen werden müssen.

Der Einbau der Kaplan- wie der Propellerturbine kann mit waagerechter oder senkrechter Welle erfolgen. Die waagerechte Anordnung wird nur bei kleinen Einheiten und geringen Schwankungen des Unterwasserspiegels angewendet. Bei größeren Schwankungen des Unterwasserspiegels und bei höheren Leistungen wird die senkrechte Anordnung

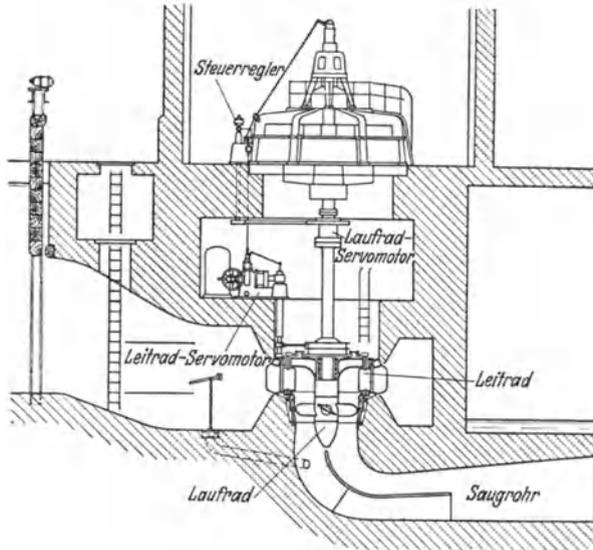


Abb. 48. Einbau einer Kaplanturbine in Betonspirale mit Außenregelung des Leitrades und Steuerkolbenregelung des Laufrades. (Voith-Heidenheim.)

möglichst in unmittelbarer Kupplung mit einem Schirmgenerator (Abb. 47, s. auch Abb. 48) bevorzugt. Diese Anordnung schafft die günstigsten hydraulischen Verhältnisse und gestattet beliebige Höhenlage des Stromerzeugers, so daß dieser hochwasserfrei aufgestellt werden kann.

Propellerturbinen werden für Fallhöhen bis etwa 30 m, Kaplanturbinen bis etwa 20 m ausgeführt. Für Fallhöhen über 30 m wird die Ausführung dieser Turbinengattung ziemlich teuer, da bei 30 m Fallhöhe der Nabendurchmesser aus Festigkeitsgründen etwa 60% des Laufraddurchmessers betragen muß. Die Ausführung für 30 m Fallhöhe ist nur für sehr große Einheiten wirtschaftlich.

Die obere Leistungsgrenze ist durch den Stromerzeuger bestimmt.

Die Durchgangsdrehzahlen von Propellerturbinen mit festen Laufradschaufeln betragen etwa das 2,3fache, von Kaplanturbinen mit drehbaren Laufradschaufeln etwa das 2,5fache der Normaldrehzahlen.

4. Kleinturbinen.

Kleinturbinen werden als Spiral- und als Freistrahlturbinen ausgeführt. Die folgende Zusammenstellung gibt eine Übersicht über die Grenzen der Fallhöhen, der Wassermengen, Drehzahlen und Leistungen, die für die Anwendung der einzelnen Typen bestehen.

Tabelle 14.

Turbinengattung	Fallhöhe	Wassermenge	Drehzahl	Leistung
	m	l/s	U/min	PS
Stehende Spiralkleinturbinen . . .	1,5—10	25—550	750—1600	bis 60
Stehende Freistrahkleinturbinen . .	10—150	bis 150	650—1600	bis 65
Liegende Freistrahkleinturbinen . .	10— 50	bis 140	120—1600	bis 115

Die Durchgangsdrehzahlen betragen bei den Spiralkleinturbinen das Doppelte, bei den Freistrah-Kleinturbinen das 1,9fache der normalen Drehzahlen.

5. Regelung von Wasserturbinen.

Die meist selbsttätig wirkenden Regler von Wasserturbinen haben teils die Aufgabe, auch bei veränderlichen Belastungen eine konstante Drehzahl einzustellen, teils die Wasserdurchflußmenge nach dem verfügbaren Wasserzulauf zu regeln. Beide Aufgaben werden durch Anpassung der Beaufschlagung an den jeweiligen bzw. an den mit Rücksicht auf die Absenkung des Oberwasserspiegels zulässigen Belastungszustand erfüllt.

Die durch Verstellung der Leitschaufeln erforderliche Regelungsarbeit A_r [mkg] der Francis- und Propellerturbinen ist von der Bauart der Leiträder abhängig, und nach Thoma ungefähr

$$A_r = (20 \text{ bis } 25) Q \sqrt{HD},$$

wenn Q [m³/s] die Wassermenge bei voller Beaufschlagung, H [m] die Fallhöhe und D [m] den Durchmesser des Laufrads bezeichnet.

Bei mittleren und großen Turbinen sind die für diese Regelungsarbeit erforderlichen Kräfte für unmittelbar wirkende Fliehkraftpendel zu groß. Zweckmäßig werden hierfür mittelbar wirkende Regler verwendet, bei denen der Fliehkraftregler lediglich einen Steuerkolben beeinflusst.

Die Druckflüssigkeit (Öl, seltener Wasser) für den Steuerkolben wird teils in Windkesseln gespeichert (Windkesselregler) (Abb. 49), teils dauernd von Zahnrumpfen im Kreislauf gefördert. Die windkessellosen Regler erfordern Pumpeinrichtungen, die für die volle kurzzeitig auftretende Regelungsarbeit zu bemessen sind, haben jedoch den Vorteil steter Betriebsbereitschaft.

Plötzliche Änderungen der Reglerstellung können, insbesondere bei Turbinen, die an lange Rohrleitungen angeschlossen sind, zu erheblichen Drucksteigerungen in den Zuleitungsrohren führen. Zu deren Begrenzung

können Umlaufventile angeordnet werden, die sich beim Schließen der Leitschaufeln selbsttätig eine Zeit lang öffnen. Bei Freistrahlturbinen hat sich die Doppelregelung durch zeitweise Strahlablenkung (s. S. 70) als zweckmäßig erwiesen.

Elektrische Widerstandsregler schalten bei Entlastung eine elektrische Zusatzbelastung ein und halten auf diese Weise Gesamtbelastung und Durchflußwassermenge konstant (sie sind nur für Sonderfälle zu verwenden).

Die zweckmäßige Ausbildung einer Turbinenregelung hat sich über die eigentlichen

Regeleinrichtungen (Pendelung, Trägheit) hinaus auf die Einhaltung der richtigen Schwungziffer γ

$$\left(\gamma = \frac{GD^2 \cdot \text{norm } n^2}{\max N} \cdot 10^{-6}\right),$$

der richtigen Rohrdurchmesser und einer zweckmäßigen Ausbildung des Wasserschlosses, sowie auf die Prüfung der Auswirkung von Drehzahländerungen auf das Netz zu erstrecken.

V. Wasserkraftanlagen.

Dies selbsttätige, ständige Erneuerung des Betriebsmittels ohne den Verbrauch nicht

ersetzbarer Bodenschätze gibt den Wasserkraftanlagen gegenüber anderen Energieerzeugungsarten ihre hohe volkswirtschaftliche Bedeutung. Der

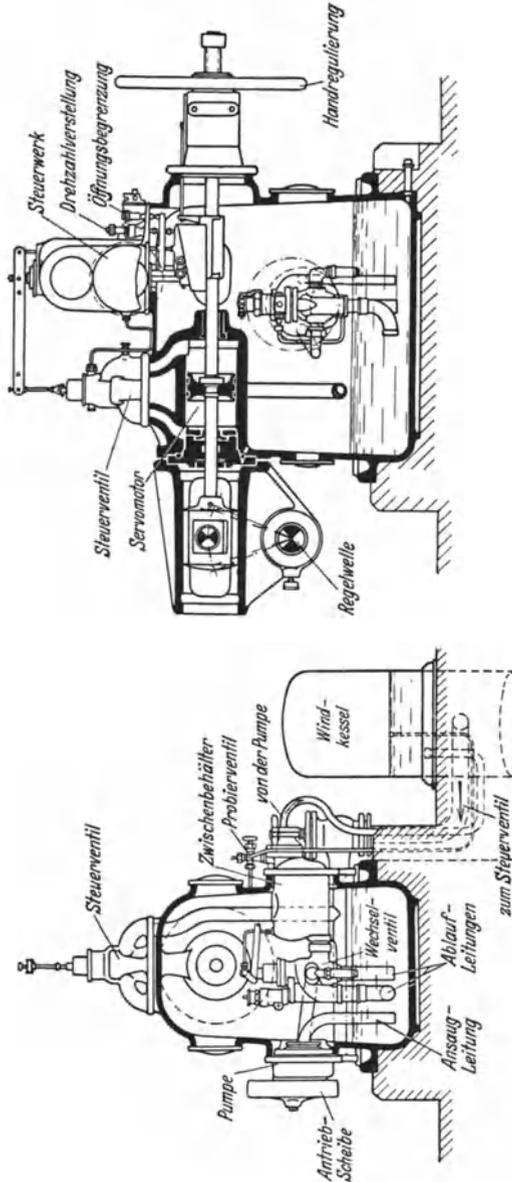


Abb. 49. Selbsttätiger Regler mit getrenntem Windkessel. (Voith-Haidenheim.)

betriebliche Wert von Wasserkraften ist außer von der mittleren verfügbaren Jahresarbeit hauptsächlich von ihrer Stetigkeit und Speichermöglichkeit, also von der Möglichkeit abhängig, die Bedürfnisse des Energieverbrauchs mit den Gegebenheiten der Energiedarbietung in Übereinstimmung zu bringen.

Die in Deutschland vorhandenen Wasserkraften und der gegenwärtige Stand ihres Ausbaues ergeben sich aus Tabelle 15.

Tabelle 15. Zusammenstellung von Schätzungswerten.
[van Heys: Deutschlands Elektrizitätswirtschaft. Dresden: Limpert 1931.]

Landesgebiet	Vorhandene Leistung	Mittlere zu erwartende Jahresarbeit	Ausgebaute Leistung	Mittlere Jahresarbeit der ausgebauten Leistungen
	kW	kWh	kW	kWh
Norddeutschland . .	2500000	12500 · 10 ⁶	368000	1840 · 10 ⁶
Bayern	2700000	13500 · 10 ⁶	591000	2995 · 10 ⁶
Baden	970000	4850 · 10 ⁶	598000	2990 · 10 ⁶
Württemberg . . .	180000	900 · 10 ⁶	70000	350 · 10 ⁶
Insgesamt	6350000	31750 · 10 ⁶	1627000	8135 · 10 ⁶

Die noch nicht ausgebauten deutschen Wasserkraften erfordern größtenteils nach den bisherigen Methoden ihrer Ausnutzung unverhältnismäßig hohe Aufwendungen.

Außer den deutschen Wasserkraften haben die Wasserkraften in den Nachbarländern Tirol, Vorarlberg und Schweiz, nach Verbilligung der Übertragungskosten (Gleichstromübertragung) vielleicht in Zukunft auch die skandinavischen Wasserkraften, für die deutsche Energieversorgung Bedeutung.

A. Einteilung von Wasserkraftanlagen.

Nach ihrer betrieblichen Eigenart werden Lauf- und Speicherwasserkraften unterschieden; die Speicherwasserkraften können wieder in natürliche und künstliche Speicherwasserkraften unterteilt werden.

1. Laufwasserkraften.

Die Energiedarbietung der Laufwasserkraften ist im allgemeinen wegen der schwankenden Wasserführung der Flußläufe stark veränderlich. Laufwasserkraften, denen Ausgleichsspeicher (z. B. Oberrhein und Bodensee) vorgelagert sind, sind deshalb besonders günstig. Der Ausbau von Laufwasserkraften erfolgt im allgemeinen für eine mittlere Wasserführung, welche gestattet, die Anlagen während eines großen Teils des Jahres als Grundlastwerke betreiben zu können. Zur Steigerung der Wirtschaftlichkeit wird die Zahl der Maschineneinheiten möglichst eingeschränkt. Kleine und mittlere Anlagen werden unter Umständen nur mit einem Maschinensatz ausgerüstet. Nach Lawaczek wird die

Aufteilung des Flußgefälles zweckmäßig so weit gesteigert, daß das Hochwasserbett für eine Tagesspeicherung benutzt werden kann. Damit könnten die Laufwasserkräfte zur Spitzenstromlieferung benutzt werden. Die veränderliche Energiedarbietung von Laufkraftwerken zwingt zum Zusammenschluß mit einem anderen Erzeugersystem.

2. Speicherwasserkräfte¹.

a) Natürliche Speicherwasserkräfte.

Der Ausgleich veränderlicher Wasserführung wird durch Staubecken, für welche sich natürliche Seen besonders gut eignen, bewirkt. Je nach der Größe des Speicherbeckens ergibt sich ein Tages-, Wochen-, Monats- bzw. Jahresausgleich. Die künstliche Regelung eines natürlichen Speichersees erfolgt nach Staugrenzlinsen unter Beachtung des Hochwasserschutzes [Methoden zur Bestimmung der Wertvermehrung durch Speicherung s. 2. Weltkraftkonf., Bd. 9, S. 107. 1930. Beispiel: Regulierung des Bodensees für die Kraftwerke am Rhein]. Bisweilen werden gleichzeitig auch die Trinkwasserversorgung oder die Wasserregelung von Schiffsstraßen mit der Wasserkraftnutzung verbunden.

Die größte natürliche Speicherwasserkraft Deutschlands nutzt das Walchenseewerk aus (Fallhöhe etwa 195 m, durchschnittliche Jahresleistung 30000 PS, normale Spitzenleistung 126000 PS, maximale Spitzenleistung 168000 PS). Als Beispiele für künstliche Speicherbecken mit eigenem oder talfremden Zufluß können angeführt werden: Schluchsee, Leitzachsee, Schwarzenbach, Obere Saale-Bleiloch. Durch zusätzliche Pumpspeicherung können die natürlichen Speicherkräfte erhöht werden. Die Verbindung von Laufkraftwerken mit Speicherkraftwerken kann zu einer wesentlichen Verbesserung der Ausnutzung von Laufkraftwerken führen. Sie wurde z. B. beim Laufkraftwerk Beznau-Schweiz infolge der Verbindung mit dem Hochdruckspeicherwerk Löntsch von 63% auf 90% erhöht.

b) Künstliche Speicherwasserkräfte².

Für künstliche Speicherwasserkräfte oder Pumpspeicherwerke im engeren Sinn ist kennzeichnend, daß in Zeiten geringen Energiebedarfs Wasser in ein erhöht liegendes Speicherbecken gepumpt und zu Zeiten hohen Energiebedarfs wieder zur Arbeitsleistung verwendet wird. Der Umsetzungswirkungsgrad beträgt etwa 65%. Die in Deutschland bisher gebauten Pumpspeicherwerke (z. B. Herdecke-Ruhr 130000 kW, Niederwartha-Dresden zur Zeit 70000 kW, Bringhausen-Waldeck 115000 kW) haben eine Gesamtleistung von 600000 kVA.

Die wirtschaftliche Bedeutung der reinen Pumpspeicheranlagen steht naturgemäß der der Hochdruckspeicheranlagen mit natürlichem Zufluß

¹ Wöhrle: Wahl und Aufteilung der Antriebskraft in großen Energieversorgungsanlagen unter Berücksichtigung der Energiespeicherung und Spitzenkraftzeugung [2. Weltkraftkonf. Bd. 11, S. 90].

² Wasserkraftpumpwerke für Energiespeicherung [2. Weltkraftkonf., Bd. 9, S. 3, 74. 1930].

wesentlich nach und erfährt ihre Rechtfertigung hauptsächlich durch die in der allgemeinen Elektrizitätsversorgung üblichen Schwankungen der Stromabnahme, insbesondere wenn die Pumpspeichieranlage nahe dem Verbrauchsschwerpunkt liegt und dadurch erhebliche Einsparungen an Leitungskosten ermöglicht werden. Für die meist annähernd gleichmäßigen Leistungsbedürfnisse der chemischen Industrie kommen Pumpspeicherwerke weniger in Frage.

3. Selbsttätige Anlagen.

Wasserkraftanlagen kleinerer Leistungen oder solche in unwirtschaftlichen Gegenden werden neuerdings häufig als bedienungslose Anlagen ausgeführt. Anlassen, Parallelschalten, sowie Abstellen im Gefahrfall erfolgen selbsttätig oder durch Steuerung von einer fernliegenden Kommandostelle. Die Betriebssicherheit solcher vollautomatischer Anlagen kann durch mehrjährige günstige Betriebserfahrungen in einer größeren Anzahl solcher Anlagen als erwiesen gelten.

B. Anlage- und Betriebskosten von Wasserkraftanlagen.

Die Anlagekosten von Wasserkraftwerken schwanken je nach den örtlichen Verhältnissen so stark, daß allgemein gültige Angaben hierüber nicht gemacht werden können. Für Niederdruckwerke rechnet man Ausbaukosten zwischen RM 350,— und RM 1000,—/kW, bei Hochdruckwerken zwischen RM 250,—/kW und RM 800,—/kW ohne die Kosten etwa notwendiger Übertragungsleitungen.

Die jährlichen Betriebskosten sind wesentlich durch die Ausgaben für die Abschreibung und Verzinsung des Anlagekapitals bestimmt, während Bedienung und Betriebsmaterialien, sowie die Unterhaltung nur eine untergeordnete Rolle spielen.

Die Wirtschaftlichkeit eines Neuausbaues von Wasserkraften wird somit wesentlich durch die erreichbaren Mindestbaukosten und Mindestzinssätze, sowie durch den Jahresbelastungsfaktor der Anlage bestimmt.

VI. Verteilung von Energie.

Die Aufgabe, Energie zweckmäßig und möglichst wirtschaftlich von der Erzeugungstätte auf die einzelnen Verbraucher zu verteilen, ist für die Energiewirtschaft ebenso wichtig wie die Energieerzeugung selbst. Es ist bekannt, daß z. B. in der allgemeinen Elektrizitätsversorgung die Verteilungskosten für elektrische Energie die reinen Erzeugungskosten um das Vielfache übersteigen können. Bei der Verteilung von Wärmeenergie in Form von Dampf wird die wirtschaftliche Übertragungslänge wesentlich durch die Wärmeverluste begrenzt. Außer den rein wirtschaftlichen Fragen sind in Industrieanlagen die Anforderungen zu beachten, die vom Einzelverbraucher aus an die Form der dargebotenen

Energie, beim Strom z. B. an die Stromart, die Spannung und die Sicherstellung gleichmäßigen Strombezugs, beim Dampf z. B. an Druck und Temperatur gestellt werden. Im Rahmen dieser Ausführungen können nur die leitenden Gesichtspunkte angedeutet werden.

A. Gesichtspunkte für die Verteilung elektrischer Energie in Industrieanlagen.

1. Allgemeine Voraussetzungen.

Elektrische Energie wird in Anlagen der chemischen Industrie hauptsächlich für folgende Zwecke benötigt:

1. für motorische Antriebe,
2. für elektrische Beleuchtungsanlagen,
3. für elektrische Heizungs- und Ofenanlagen,
4. für Elektrolysezwecke,
5. für Lichtbogenöfen.

Der weitaus überwiegende Teil der elektrischen Antriebe kommt mit festen Drehzahlen aus. Die Bereitstellung von Gleichstrom, der für Regelantriebe besondere Vorzüge besitzt, wird deshalb im allgemeinen nur für Spezialantriebe gefordert. Für die meisten Antriebe stellt der Drehstrom, und zwar für Leistungen unter etwa 100 kW in Niederspannung, darüber in Hochspannung, die günstigste Stromart dar.

Elektrische Beleuchtungsanlagen können gleicherweise mit Gleichstrom oder Wechselstrom betrieben werden. Als normale Spannungen sind in Deutschland 110 und 220 V anzusehen. Im Interesse einer guten Beleuchtung und einer angemessenen Lebensdauer von Glühlampen dürfen die Spannungsschwankungen zwischen verschiedenen Punkten eines Netzes und die zeitlichen Spannungsschwankungen an diesen Punkten 5% tunlichst nicht überschreiten.

Elektrische Heizungs- und Ofenanlagen sind ebenfalls, abgesehen z. B. von Hochfrequenz- und Induktionsofenanlagen, im allgemeinen von der Stromart unabhängig und verlangen nur bezüglich der Spannungshöhe gewisse, durch Regelbarkeit und Temperatur gegebene Grenzen. Kleinere Heizungsanlagen werden mit Niederspannung gespeist, während für größere Heizungsanlagen, und insbesondere für Öfen größerer Leistung, Spezialeinrichtungen, z. B. Reguliertransformatoren, Umformeranlagen u. dgl. benötigt werden, welche meist an ein allgemeines Drehstromverteilungsnetz angeschlossen werden können.

Elektrolyseanlagen erfordern Gleichstrom von einer dem Verfahren wie der besonderen Einrichtung und Größe der Anlage angepaßten, meist unter 1000 V liegenden Spannung. Die hohen Stromstärken verbieten Übertragungen auf größere Entfernungen, so daß Erzeuger- oder Umformeranlagen in der unmittelbaren Nähe der Verbrauchsstätten untergebracht werden müssen.

Lichtbogenöfen werden für chemische Zwecke z. B. zur Herstellung von Carbid und Phosphor verwendet. Je nach dem Arbeitsverfahren

werden die Lichtbogenöfen für Drehstrom, Wechselstrom oder Gleichstrom gebaut, welcher unmittelbar oder über Umformer aus dem allgemeinen Netz entnommen, oder in der günstigsten Stromart erzeugt wird.

Bezüglich der seltener vorkommenden Berechnung von Gleichstromverteilungen sei auf die Spezialliteratur [Herzog-Feldmann: Die Berechnung elektrischer Leitungsnetze. Berlin: Julius Springer 1927; Hütte, 26. Aufl., Bd. 2, S. 1125] verwiesen.

Auch die Berechnung längerer linearer Drehstromkraftübertragungen mittels Hochspannungsfreileitungen kann hier unter Hinweis auf die Spezialliteratur [Burger: Drehstromkraftübertragungen. Berlin: Julius Springer 1931; Schwaiger: Hochspannungsleitungen. München: Oldenbourg 1931] übergangen werden.

Die flächenhafte Energieverteilung in der Industrieanlage selbst wird zweckmäßigerweise (Betriebssicherheit, Korrosionsgefahr) im allgemeinen mittels Kabel erfolgen. Zur günstigsten Auslegung eines Drehstromkabelnetzes [Näheres s. Speidel: Wirtschaftliche Energieverteilung in Drehstromkabelnetzen. München: Oldenbourg 1932] sind folgende Feststellungen bzw. Entscheidungen zu treffen:

1. Wahl der Niederspannungen für Kraft- und Lichtversorgung.
2. Feststellung der in den verschiedenen Netzteilen anzunehmenden Energieflächendichten [kVA/km^2].
3. Ermittlung der für Energieverluste im Verteilungsnetz einzusetzenden Energiepreise.
4. Vorausschätzung der in den verschiedenen Netzteilen zu erwartenden Jahresbelastungsfaktoren und Jahresverluststundenzahlen.
5. Festlegung der günstigsten Verteilungsform.
6. Berechnung der wirtschaftlichen Stromdichten in den Leitungen und Schätzung der für Betriebssicherheit und klare Netzgestaltung notwendigen Leitungsreservefaktoren.
7. Berechnung der wirtschaftlichen Verteilerhochspannung.
8. Berechnung der wirtschaftlichen Zahl von Unterstationen.
9. Auslegung des Netzes und Nachprüfung, gegebenenfalls Abgleichung von Leitungsreservefaktoren, Verteilerhochspannung und Unterstationszahl.

2. Wahl der Niederspannungen für Kraft- und Lichtversorgung.

Für die Energieverteilung als solche sind unter Einschränkungen, die sich auf die zulässigen Mindestquerschnitte und die Ausnutzbarkeit (Reservefaktoren) der Leitungen beziehen, möglichst hohe Verteilungsspannungen anzustreben. Ihre Höhe wird bei der Kraftversorgung begrenzt durch die Unfallsicherheit, sowie Isolations- und Herstellungsschwierigkeiten bei Apparaten und Motoren für kleinere Leistungen, bei der Lichtversorgung durch Lichtausbeute und Lebensdauer von Glühlampen, welche sich mit größer werdender Spannung wesentlich verschlechtern.

Als normale Drehstromspannungen für industrielle Niederspannungskraftnetze kommen in Deutschland 220, 380 und 500 V in Frage. Bei diesen Spannungswerten muß sich die Bemessung der Leitungen und Schaltgeräte im wesentlichen nach der Stromstärke richten. Bezogen auf dieselben Anschlußleistungen ergeben sich deshalb bei einer Erhöhung der Spannung im allgemeinen niedrigere Anschlußkosten. Die Rücksicht auf die mechanische Haltbarkeit der Installationsmaterialien begrenzt jedoch die Auswirkung der kleineren Anschlußströme auf die Anschlußkosten bei den Spannungen 220 V oder 380 V auf Anschlußleistungen über etwa 5 kW und bei den Spannungen 380 V oder 500 V auf Anschlußleistungen über etwa 10 kW. Da 380 V die gebräuchlichere Spannung darstellt und dementsprechend die Lagerhaltung der Firmen hauptsächlich auf diese Spannung eingestellt ist, wird die Wahl einer Drehstromniederspannung von 500 V für Kraftversorgung nur dann in Erwägung zu ziehen sein, wenn ein großer Teil der anzuschließenden Motoren auf Leistungen zwischen 10 und 100 kW entfällt. Der Mehraufwand in der eigentlichen Energieverteilung kann bei 380 V gegenüber 500 V durch die Anordnung einer entsprechend größeren Zahl von Unterstationen in der Größenordnung von etwa 10% gehalten werden (s. S. 85).

Für Beleuchtungsanlagen sind die Spannungen 110 V und 220 V, letztere vielfach als Phasenspannung eines 380 V-Drehstromnetzes, gebräuchlich. Glühlampen für 110 V haben — bezogen auf dieselbe Wattzahl — eine um 10—25% größere durchschnittliche Lichtausbeute und eine bis zu 25% erhöhte Lebensdauer gegenüber Glühlampen für 220 V. Die Energieverteilung ist jedoch bei 110 V um etwa 25—35% teurer als bei 220 V und um etwa 40—60% teurer als bei 380 V. Den kleineren Aufwendungen für Glühlampen bei 110 V stehen also wesentlich höhere Verteilungskosten als bei 220 V gegenüber. Die jeweils wirtschaftlichste Spannung läßt sich in Abhängigkeit von Energieflächendichte in kW/km², jährlicher Benutzungsdauer und durchschnittlicher Lampengröße [Chrustschoff: Elektrotechn. Ztschr. 1930, 744], sowie unter Berücksichtigung etwaiger Rückwirkungen auf die Niederspannungsverteilung für Kraftversorgung berechnen. Für kleinere Industrieanlagen wird sich eine Kombination der Licht- und Kraftspannungen 220 V und 380 V empfehlen. Für Großanlagen mit hoher spezifischer Flächenbelastung und Benutzungsdauer werden zweckmäßigerweise die sich bei 110 V und 500 V ergebenden jährlichen Betriebsausgaben denen bei 220/380 V gegenübergestellt.

3. Verteilungsformen und Unterstationsausführung.

Sowohl die Anlage- als auch die Betriebskosten für die Übertragung einer bestimmten Leistung auf die Längeneinheit sind wesentlich von der Übertragungsspannung abhängig.

Die Anlage- und die Betriebskosten je kVA zulässiger maximaler Übertragungsleistung auf 1 km (Abb. 50) ergeben in Abhängigkeit von der Spannung hyperbelähnliche Kurven, deren Zahlenwerte durch die

Verlegungsverhältnisse, Kupfer- und Bleipreise, die Energiepreise, sowie die zu berücksichtigende jährliche Kapitalquote beeinflußt werden

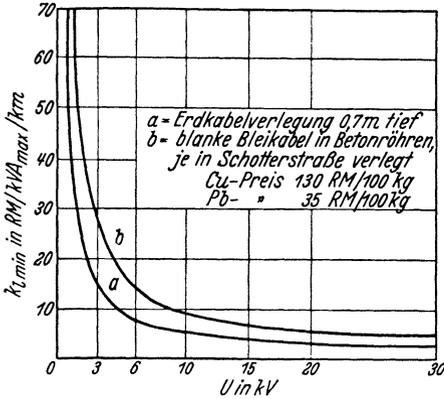


Abb. 50. Anlagekosten verlegter Kabel je kVA maximal zulässiger Übertragungsleistung auf 1 km ($k_{1 \text{ min}}$) in Abhängigkeit der Spannung U kV.

[Ableitung mathematischer Gleichungen und Begründung s. Speidel: Wirtschaftliche Energieverteilung in Drehstromkabelnetzen. München: Oldenbourg 1932].

Die hohen spezifischen Verteilungskosten bei Niederspannung beschränken ebenso wie der Spannungsabfall die Größe eines in reiner Niederspannungsverteilung zu betreibenden Netzes. Obwohl durch die Kosten von Transformatorstationen neue Beträge anfallen, ist bei Anlagen von mehr als etwa 0,1—0,2 km² Grundfläche bereits die Wahl eines Zweispannungs-systems wirtschaftlicher. Dreispannungsnetze kommen bei

den für Industrieanlagen anzunehmenden Energieflächendichten und Netzabmessungen nur bei Fremdbezug in Frage.

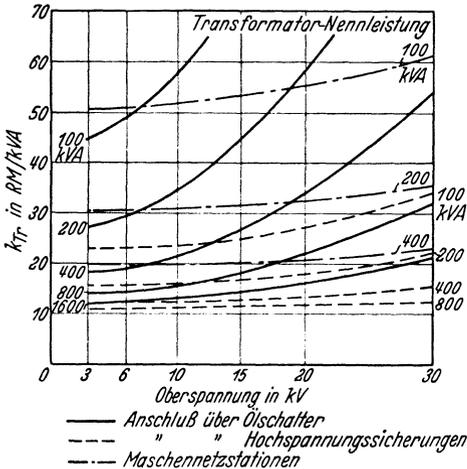


Abb. 51. Anlagekosten je kVA für fertig installierte Transformatoren mit Zubehör in Abhängigkeit von Spannung und Leistung.

Die Anlagekosten von Transformatorstationen sind wesentlich abhängig von der Leistung der einzelnen Transformatoren, der Oberspannung, der Art und Ausführung der hoch- und niederspannungsseitig angeordneten Schaltgeräte sowie der Bauausführung. Die Abhängigkeit der Anlagekosten je kVA fertig installierter Transformatorleistung einschließlich Zubehör von der Transformatorleistung folgt etwa einem Hyperbelgesetz, während ihre Abhängigkeit von der Oberspannung etwa einem Parabelgesetz gehorcht (Abb. 51).

Auch die jährlichen Betriebskosten für Transformatorstationen einschließlich der Ausgaben für die in den Transformatoren

auftretenden Wicklungs- und Leerlaufverluste lassen sich durch mathematische Formeln ausdrücken, für welche die Trennung in ein leistungsunabhängiges, jedoch stark spannungsabhängiges Glied und ein leistungsabhängiges und praktisch spannungsunabhängiges Glied, sowie ein Absolutglied charakteristisch ist. Im Interesse einer wirtschaftlichen

Energieverteilung muß vor allem der leistungsunabhängige Kostenanteil tunlichst klein gehalten werden [s. Speidel: l. c.]. Der hierfür anzunehmende absolute Zahlenwert wird hauptsächlich durch die Art des primärseitigen Anschlusses des Transformators und die Zahl der Stationstransformatoren beeinflußt.

Der primärseitige Transformatoranschluß über Hochspannungssicherungen setzt voraus, daß auf der Sekundärseite Leistungsschaltergeräte eingebaut werden. Er ist weiter nur für Transformatorleistungen unter etwa 250 kVA anwendbar, bei welchen der Transformatorleerlaufstrom noch mittels Trennmessern abgeschaltet werden kann. Diese Stationsausführung ergibt bei allen, insbesondere bei hohen Verteilervoltspannungen die niedrigsten leistungsunabhängigen Stationskosten.

Der hochspannungsseitige Transformatoranschluß über Leistungsschalter, z. B. über gußgekapselte Ringkabelschalter, ergibt günstige Stationskosten bei Spannungen unter 10 kV. Bei weiterer Steigerung der Verteilervoltspannung ergeben sich wegen der mit der Spannung stark ansteigenden Schalterpreise rasch steigende spezifische Anlagekosten. Der Transformatoranschluß über Ringkabelschalter hat seine besonderen Vorteile in Anlagen mit hohem spezifischem Leistungsverbrauch, wo an die Hochspannungskabel auch andere Hochspannungsverbraucher (z. B. Hochspannungsmotoren) angeschlossen werden müssen. Dies trifft für die meisten Industrieanlagen zu.

Bei modernen Maschennetzen werden nach der in amerikanischen Großstädten zuerst eingeführten Bauweise die Transformatoren unmittelbar ohne Leistungsschalter an die Hochspannungskabel angeschlossen, während auf der Sekundärseite sog. Rückwattschalter eingebaut werden, um Kurzschlüsse im Netz einzugrenzen. Solche Netze ergeben eine hohe Betriebssicherheit. Sie verursachen jedoch infolge hoher Kabelreserve, insbesondere bei kleinen Energieflächendichten unverhältnismäßig hohe Anlagekosten. In Industrieanlagen mit stark konzentrierten Verbrauchsgebieten wirken sich diese Nachteile besonders stark aus. Der Anschluß weiterer Hochspannungsverbraucher verlangt besondere Vorkehrungen, die bei unvermaschten Netzen mit Ringkabelschaltern vermieden werden. Maschennetze kommen deshalb für Industrieanlagen nur bei besonders gelagerten Verhältnissen in Frage.

4. Berechnung der wirtschaftlichen Größen von Kabelnetzen.

Die richtige Auslegung eines Kabelnetzes setzt die Berechnung der wirtschaftlichen Unterstationszahl, der günstigsten Verteilervoltspannung sowie der wirtschaftlichsten Verteilungsform voraus.

a) Die wirtschaftliche Unterstationszahl X_0

eines Zweispennungsnetzes, bezogen auf die Flächeneinheit, ist im wesentlichen abhängig von der Flächendichte J_F der maximalen Energieentnahme im Niederspannungsnetz in kVA/km², den jährlichen Betriebskosten k_{nJ} je kVA maximaler Übertragungsleistung und km für die Niederspannungskabel bei der gewählten Spannung, und den leistungs-

unabhängigen und spannungsabhängigen jährlichen Betriebskosten A einer Unterstation. Formelmäßig ergibt sich für X_0 der Näherungsausdruck:

$$X_0 = \left(\frac{J_F \cdot k_l n J}{4 A} \right)^{2/3}$$

Die Entfernung und Anschlußleistung der Einzelverbraucher haben nur einen geringen, die Größe des Netzes und die Kosten der Hochspannungskabel nur einen mittelbar über die Größe A wirksamen

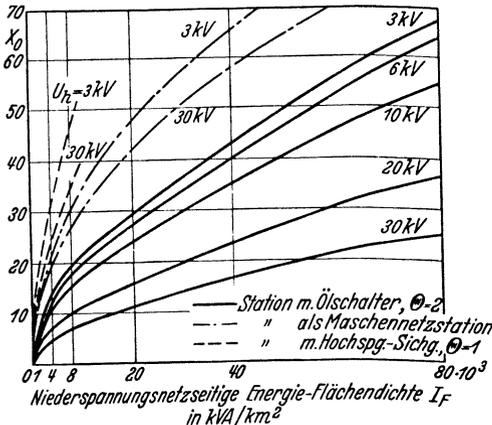


Abb. 52. Wirtschaftliche Unterstationszahl X_0 je km^2 für Zweispennungsnetze in Abhängigkeit von J_F für $U_n = 380 \text{ V}$, Verluststundenzahl 2000, Kabelverlegung in Schotter- oder Pflasterstraße.

Einfluß auf die wirtschaftliche Unterstationszahl. Der sich dabei einstellende Spannungsabfall im Niederspannungsnetz ist bei richtiger Berechnung und den in Industrieanlagen üblichen Energiedichten stets kleiner als 5%. Abb. 52 zeigt die Abhängigkeit der Unterstationszahl X_0 von J_F bei bestimmten Voraussetzungen [s. Speidel: Wirtschaftliche Energieverteilung].

Erfahrungsgemäß wird die Zahl der Unterstationen vielfach zu klein gewählt. Durch eine gründliche Berechnung können bedeutende Ersparnisse erzielt werden.

b) Die wirtschaftliche Verteilerhochspannung

für flächenhafte Energieverteilungen kann nicht nach den für lineare Kraftübertragungen geltenden Gesetzmäßigkeiten errechnet werden. Die einer gegebenen Verteilerhochspannung zugeordnete wirtschaftliche Netzfläche ist wesentlich von der Ausführung der Unterstationen, in geringerem Maße von der Energieflächendichte, weiter von der äußeren Umgrenzung des Versorgungsgebiets, z. B. von dem Verhältnis der Seitenlängen eines rechteckigen Gebiets und der Lage der Zentrale zu der Verteilungsanlage abhängig. Die genaue Berechnung erfordert die Beantwortung so vieler Einzelfragen, daß im Rahmen dieses Werkes auf die formelmäßige Behandlung verzichtet und auf die Spezialliteratur verwiesen werden muß [s. Speidel: l. c.].

Für Industrieanlagen wird es sich meist um die Entscheidung zwischen den Verteilerhochspannungen 3 kV und 6 kV handeln. Da die Stationskosten sich bei 3 kV und 6 kV bei allen erwähnten Verteilungsformen kaum wesentlich unterscheiden, ist auch die wirtschaftliche Unterstationszahl und damit die Aufteilung des Niederspannungsnetzes bei beiden Spannungen praktisch gleich. Die Spannung 6 kV wird für die Energieverteilung die Vorteile größerer Beweglichkeit bei unvorher-

gesehenen Erweiterungen der Industrieanlage und einer einfacheren Ausführung der Zentralen-Schaltanlage und als Nachteil — mindestens bei kleineren Anlagen — höhere Kabelreservefaktoren im Hochspannungsnetz als bei 3 kV aufweisen.

Neben den in der eigentlichen Energieverteilungsanlage anfallenden Anlage- und Betriebskosten sind die bei 6 kV gegenüber 3 kV im allgemeinen günstigeren Kurzschlußverhältnisse bei größeren Anlagen und andererseits die Aufwendungen für den Anschluß von Hochspannungsverbrauchern zu berücksichtigen. Bei Hochspannungsmotoren müssen



Abb. 53. Gekapselte Schaltanlage mit 6 kV Ringleitungsfeldern im Freien, aufgestellt in einer chemischen Fabrik.

z. B. gegenüber Niederspannungsmotoren Mehrpreise eingerechnet werden, welche unabhängig von der Motorgröße und Drehzahl bei 3 kV zwischen RM 500,— und RM 1000,—, bei 6 kV zwischen RM 1000,— und RM 2500,— schwanken.

Zu einer zweckmäßigen Bestimmung der wirtschaftlichen Verteilerhochspannung, welche ebenso wie die der wirtschaftlichen Unterstationszahl für die Wirtschaftlichkeit der Gesamtenergiewirtschaft sehr bedeutsam ist, ist demnach ein Überblick über die voraussichtliche Entwicklung der Anlage und die Art der Einzelverbraucher erforderlich.

c) Die Verteilungsform

ist im wesentlichen durch die Zahl und Lage der Unterstationen und die Art des primärseitigen Anschlusses der Transformatoren sowie die Zahl der Stationstransformatoren festgelegt. Die weitere Auslegung des Netzes wird die Gewährleistung einer ausreichenden Betriebssicherheit zum Ziel haben müssen. Diesem Zwecke dient eine genügende Kabel-

reserve, die Möglichkeit der doppelseitigen Speisung von Netzteilen, um Instandsetzungsarbeiten und Neuanschlüsse zu erleichtern, und der Einbau einer ausreichenden Zahl von Trennmöglichkeiten, um Fehlerstellen leicht suchen und isolieren zu können. Die Zugänglichkeit der Trennstücke wird wesentlich erleichtert, wenn diese ebenso wie alle Abzweige über Erde in gekapselten Verteilergruppen eingebaut werden, von denen aus in übersichtlicher Weise die einzelnen Verbraucher gespeist werden. Ein zweckmäßiges Verteilermaterial sollte tunlichst aus handlichen, leicht erweiterbaren Einzelstücken bestehen, welche zu wasserdichten Anlagen zusammengebaut werden können. Auch die Verteilung in den einzelnen Fabrikationsbauten wird den Hauptgesichtspunkten der Betriebssicherheit und Übersichtlichkeit neben ausreichender Aufteilbarkeit und Erweiterbarkeit der Anlage bei wirtschaftlichster Gestaltung zu genügen haben.

Für den Anschluß von Hochspannungsverbrauchern können die Unterstationen oder vorhandene andere Hochspannungsverbraucher als Stützpunkte dienen.

Eine größere Zahl benachbarter Hochspannungsverbraucher kann zur besseren Ausnutzung der Zuleitungskabel in Ringsystemen (vgl. Abb. 53) zusammengefaßt werden, für welche von einzelnen Firmen (z. B. Brown, Boveri & Cie., Mannheim und Voigt & Haeffner, Frankfurt) besondere Schaltgeräte entwickelt wurden.

5. Anlagekosten für Verteilungsnetze und Energieverteilungskosten je kWh.

In dem Bericht des Ausschusses zur Untersuchung der Erzeugungs- und Absatzbedingungen der deutschen Wirtschaft über „Die deutsche Elektrizitätswirtschaft“ [verlegt bei E. S. Mittler & Sohn, Berlin 1930] wird der Wiederbeschaffungswert der Verteilungsanlagen in durchschnittlicher Schätzung auf RM 700,— je kW beziffert. Unterschiede zwischen Kabel- oder Freileitungsverteilungen, sowie dem Umfang des Versorgungsgebietes und den gewählten Spannungen werden hierbei nicht gemacht.

Nach neueren Methoden [Speidel: Wirtschaftliche Energieverteilung in Drehstromkabelnetzen. München: Oldenbourg 1932] lassen sich die Anlagekosten für Verteilungsnetze je kVA Verteilerleistung voraus berechnen, wenn die in Frage kommenden Spannungen, die Verteilungsform, die Unterstationsausbildung und die Energieflächendichte, sowie die Verschiedenheitsfaktoren bekannt sind. Hiernach fallen die Anlagekosten je kVA mit größer werdender Flächendichte nach einer hyperbolischen Funktion und steigen etwa linear mit größer werdender Netzausdehnung. Bei einer Niederspannung von 380 V schwanken die Anlagekosten je kVA Verteilerleistung zwischen etwa RM 500,— (für Energieflächendichte von etwa 2000 kVA/km², bezogen auf die Zentrale), und etwa RM 200,— (für eine Energieflächendichte von etwa 30000 kVA/km², bezogen auf die Zentrale).

Auf ähnliche Weise lassen sich auch die Verteilungskosten je kWh für ein Netz vorausberechnen. In stärkerem Maße wie die Anlagekosten sind sie von den für die Energieverluste einzusetzenden Stromkosten und der Abschreibungs- und Verzinsungsquote abhängig. Bei den in Industrieanlagen anzunehmenden Energiekosten, Kapitalquoten und Netzverhältnissen werden sich die Verteilungskosten bis zum Niederspannungsverbraucher zwischen 0,6 Pfg/kWh (bei großen Energieflächendichten von 30000 kVA/km² und mehr) und 1,5 Pfg/kWh (bei kleinen Energieflächendichten unter etwa 4000 kVA/km²) bewegen.

Die Verteilungskosten können bei mehr oder weniger geschickter Netzgestaltung große Unterschiede aufweisen. Um so mehr ist eine wissenschaftliche Behandlung der Verteilungsprobleme erforderlich. Dazu gehört vor allem eine genaue statistische Erfassung der Belastungsverteilung im Netz, welche gegebenenfalls durch Pläne erleichtert werden kann, die topographisch nach den in Frage kommenden Energieflächen dichtungen angelegt sind. Bei Erweiterungen sollte die Aufrechterhaltung einer klaren und übersichtlichen Netzgestaltung vor kleinen Einzelvorteilen entscheidend sein.

B. Gesichtspunkte für die Verteilung von Dampf in Industrieanlagen.

1. Grundformen der Dampfverteilung.

a) Niederdruckdampfverteilung.

Ähnlich wie bei der elektrischen Energieverteilung gibt es auch für die Dampfverteilung wirtschaftlichste Versorgungsgebietsgrößen, die von einer Dampferzeugungsanlage beliefert werden können. Die Größe dieses von einer Dampferzeugungsanlage gespeisten Versorgungsgebietes hängt von der Umgrenzung des Gebietes und dem durchschnittlichen Belastungsgrad des Verteilungsnetzes ab.

Bei quadratischer Umgrenzung ergeben sich größere Versorgungsgebiete als bei rechteckiger Umgrenzung des Fabrikgeländes. Bei einem Seitenverhältnis kleiner als 1 : 2 nimmt die Größe des wirtschaftlichen Versorgungsgebietes stark ab.

Hoher durchschnittlicher Belastungsgrad des Verteilungsnetzes begünstigt die Belieferung eines großen Versorgungsgebietes, während geringe durchschnittliche Belastung den Wirkungsbereich beschränkt. Bei schlechtem Belastungsgrad bleiben die Wärmeverluste praktisch unverändert und bewirken daher bei gleichen Anlagekosten des Verteilungsnetzes hohe Übertragungskosten für die gelieferte Wärmeinheit.

Die wirtschaftliche Grenze der zentralen Versorgung mit niedergespanntem Heizdampf (von 2—6 atü) liegt bei einem Aktionsradius von 2 km. Der zugelassene Druckabfall beträgt im Mittel etwa $\frac{1}{2}$ at und soll bis zur weitesten Strecke 1 at nicht überschreiten. Die Verluste sind abhängig vom Belastungszustand des Verteilungsnetzes. Sie betragen

bei hohem Belastungsgrad und überhitztem Dampf etwa 5—2% als Menge und 10—5% als Wärme gerechnet. Bei wenig überhitztem Dampf steigen die Mengenverluste infolge Kondensatbildung an.

Die Kosten für die Dampfverteilung betragen bei einem Aktionsradius von 1 km und einem mittleren Belastungsgrad von 60% etwa 0,20—0,25 RM je t verteilten Dampfes. Bei einem Aktionsradius von 2 km steigen die Verteilungskosten bei gleichem Belastungsgrad auf etwa 0,70—0,80 RM je t verteilten Dampfes an. In diesen Überschlagswerten sind die Kosten für Abschreibung und Verzinsung, sowie für Wärmeverluste enthalten.

Innerhalb eines Wirkungsbereiches von 2 km bietet die zentrale Dampferzeugung mit unmittelbar angegliedertem Maschinenhaus in zentraler Lage zum Fabrikgelände hinsichtlich wirtschaftlicher Dampfbelieferung im allgemeinen günstigere Bedingungen als die dezentralisiert angeordnete Dampfversorgung.

b) Hochdruckdampfverteilung.

Die Hochdruckdampfverteilung von zentraler Kesselanlage aus, die in günstigster Transportlage errichtet werden kann, auf dezentral im Verbrauchsschwerpunkt der Verteilungsgebiete angeordnete Gegendruckturboanlagen gestattet, den Wirkungsbereich zentraler Dampfversorgung zu erhöhen. Voraussetzung für die Wirtschaftlichkeit solcher Verteilungssysteme ist, daß die in den dezentralisierten Gegendruckanlagen anfallende elektrische Energie auch in ihrer Nähe benötigt wird. Die Anwendungsfälle sind aber selten. Möglichkeiten der Anwendung bestehen z. B. im Versorgungsgebiet für Braunkohle, wenn die Kohlenzufuhr teuer ist und die räumliche Entfernung mehrere Dampferzeugungszentren notwendig machen würde. Technische Schwierigkeiten hinsichtlich der Ausgestaltung von Höchstdruckfernleitungen bestehen nicht.

[Über die Vorteile der Fernleitungen im höheren Druckgebiet berichtet Hencky: Energieerzeugung und -verteilung vom Standpunkt der wärmeverbrauchenden Großindustrie. Weltkraftkonf. Stockholm 1933, 36.]

Mit Rücksicht auf die Verschiedenartigkeit der einzelnen Betriebe und Verwendungszwecke ist die Aufstellung allgemein gültiger Regeln für die Dampfverteilung nicht möglich. Entscheidend für die Wahl zentraler oder aufgeteilter Dampfversorgung, sowie der Niederdruck- oder Hochdruckdampfverteilung bleibt die Wirtschaftlichkeit unter Berücksichtigung der Kosten für Anlage und Betrieb bei Vollast und bei Teillasten.

2. Die hauptsächlichsten Systeme der Dampfröhrlösungen in Kraftwerken.

Die Haupterfordernisse, die man an die Dampfröhrlösungen eines Dampfkraftwerkes stellt, sind:

Betriebssicherheit, Wirtschaftlichkeit und leichte Übersicht in der Anordnung und Bedienung.

Die Betriebssicherheit ist abhängig von der Wahl der benutzten Werkstoffe, der Konstruktion des Gesamtleitungssystems und der Rohrleitungseinzelteile.

Die Wirtschaftlichkeit einer Rohrleitungsanlage ist abhängig von dem gewählten Rohrdurchmesser, den mittleren Jahresdruckverlusten und den Abkühlungsverlusten [s. u. a. Denecke: Wirtschaftlichster Rohrdurchmesser. Ztschr. Ver. Dtsch. Ing. 1927, 1881]. Je kleiner der Querschnitt der Leitung gewählt wird, um so niedriger werden die Anlagekosten und die Abkühlungsverluste; die Druckverluste und die Durchflußgeschwindigkeiten steigen jedoch an. Übliche Durchflußgeschwindigkeiten liegen zwischen 20 und 50 m/s. Sie können nur bis auf etwa 90—100 m/s gesteigert werden. Bei dem Überschreiten dieser Geschwindigkeitsgrenze treten Schwingungserscheinungen in der Leitung auf, die Geräusche zur Folge haben (Pfeifen). Nur in den seltensten Fällen (Anschluß für Reduzierstation und andere) darf bei Auslegung des Rohrleitungsnetzes bis an diese Geschwindigkeit gegangen werden.

Bei der Projektierung und nach Festlegung des Leitungssystems wird im allgemeinen die zwischen Überhitzeraustritt und Maschineneintritt zur Verfügung stehende Druckdifferenz so aufgeteilt, daß in sämtlichen Leitungsabschnitten möglichst gleiche Dampfgeschwindigkeiten auftreten. Die zur Verfügung stehende Druckdifferenz hält sich im Durchschnitt in der Größenordnung von 5—10% des Austrittsdruckes am Dampfüberhitzer.

Die Übersichtlichkeit und leichte Zugänglichkeit darf bei der Projektierung nicht außer acht gelassen werden. Sie ist erforderlich, um bei Überholungsarbeiten an schweren Armaturen den Bau teurer Gerüste zu ersparen und im Störfall schnell Umschaltungen ausführen zu können.

Für die Wahl des wirtschaftlichsten Dampfleitungssystems können allgemein gültige Regeln nicht aufgestellt werden, weil die Betriebsverhältnisse zu verschieden sind. Maßgebend für die Wahl des Dampfleitungssystems bleibt die Wirtschaftlichkeit unter Berücksichtigung nachfolgender Faktoren:

Anzahl und Größe der Kessel im Verhältnis zur Maschinenleistung,
Art der Kraftmaschine (kontinuierlicher oder stoßweiser Dampfstrom,

örtliche Lage der Kessel zur Maschine,

Berücksichtigung späterer Ausbaumöglichkeiten oder bei vorhandenen Anlagen Beachtung des alten Dampfleitungsnetzes.

Die Anzahl der verfügbaren Leitungssysteme ist sehr groß. Die Kennzeichen der hauptsächlichsten werden nachstehend aufgeführt.

a) Einstrangleitung.

Die Kessel arbeiten auf einen gemeinsamen Sammelstrang, von dem die Maschinenanschlußleitungen abzweigen (Abb. 54). Der Sammelstrang ist

durch Zwischenschieber absperrbar, so daß ein Kessel unmittelbar auf seine Maschine arbeiten kann bzw. bei kleinen Kesseleinheiten mehrere Kessel

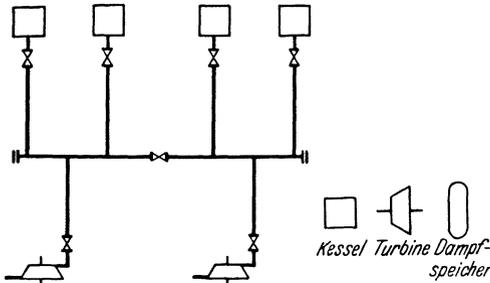


Abb. 54. Einstrangleitung.

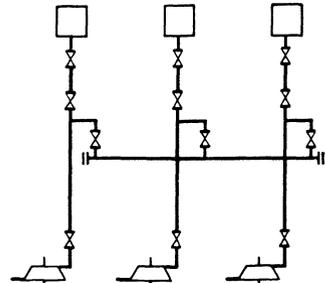


Abb. 55. Einstrangleitung mit Notstrang bei 1 Kessel je Turbine.

eine Turbine speisen können. Wesentliche Umschaltmöglichkeiten sind bei diesem System nicht vorhanden. Es wurde vielfach bei älteren und auch bei kleineren Anlagen benutzt.

In etwas abgeänderter Form wurde dieses System in den letzten Jahren auch für Höchstdruckanlagen, und zwar unter der Bezeichnung unmittelbare Verbindung verwendet. Die Kesselgrößen wurden hierbei so ausgelegt, daß jeder Kessel den Dampfbedarf einer Maschine decken kann. Die einfache Verbindungsleitung zwischen Kessel und Maschine erhält einen Nebenanschluß an einen Ausgleichstrang, auch Notstrang genannt (s. Abb. 55), um gegebenenfalls eine Umschaltmöglichkeit zu besitzen.

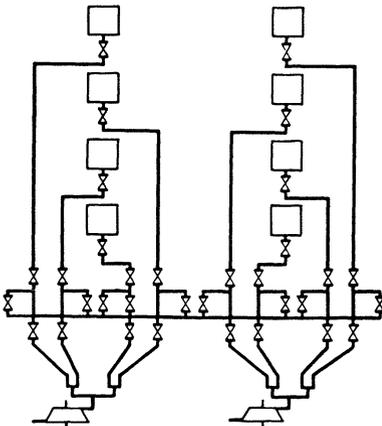


Abb. 56. Einstrangleitung mit Notstrang bei 4 Kesseln je Turbine.

Abb. 56 zeigt das Schema einer unmittelbaren Verbindung, wenn 4 Kessel auf eine Turbine arbeiten.

Vorteile der Einstrangleitung sind:

Wenige Absperrorgane und Armaturen, also erhöhte Betriebsbereitschaft, geringe Anlagekosten, geringe Druck- und Wärmeverluste. Nachteile: Geringe Umschaltmöglichkeiten, bei Störung in der Leitung zum mindesten Ausfall einer gesamten Kessel- und Maschineneinheit.

b) Ringleitung.

Abb. 57 zeigt eine Ringleitung in der einfachsten Form. Bei ihr ist jede Einheit für sich absperrbar. Normalerweise dient der gesamte Dampf zur Förderung des Dampfes.

Eine Weiterausbildung dieses Systems stellt Abb. 58 dar. Es unterscheidet sich von dem der Abb. 57 dadurch, daß innerhalb des Maschinen-

hauses noch ein besonderer Dampfiring angeordnet ist, aus dem die Maschinen von beiden Ringhälften Dampf entnehmen können. Diese Ausführung ist für große Leistungen sehr zu empfehlen, da die Rohrdurchmesser hierbei kleiner gehalten werden können. Hierdurch werden die Leitungen

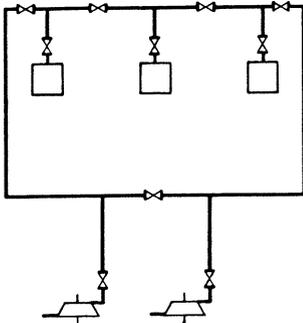


Abb. 57. Ringleitung.

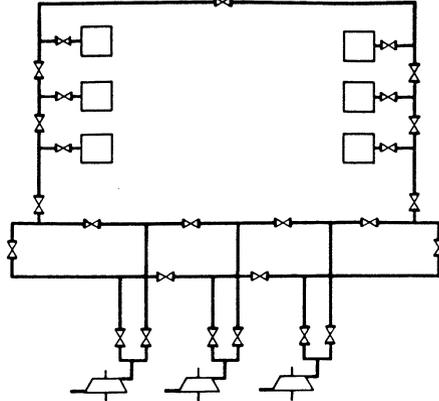


Abb. 58. Maschinenhausringleitung mit Doppelschluß der Kesselhaussammelleitung.

elastischer, ferner die Festpunktkräfte und Beanspruchungen geringer. Allerdings werden die Herstellungskosten etwas größer.

Abb. 59 stellt einen Ring mit einem Mittelstrang dar. Dieser Mittelstrang — bei größeren Leistungen können es auch mehrere sein — dient zur Entlastung der Hauptringleitung und vor allem zum Zuführen von Dampf an die entlegensten Maschinen, für die andernfalls der Energieverlust durch Druckabfall unzulässig hoch würde.

Vorteile der Ringleitung sind: Sehr vielseitige Schaltmöglichkeiten, gesteigert durch Benutzung eines oder mehrerer Mittelstränge.

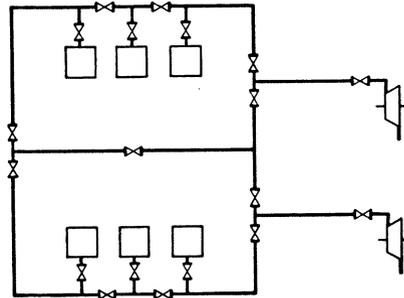


Abb. 59. Kesselhausring mit Mittelstrang.

Nachteile: Sehr viele Armaturen und Formstücke, dadurch hohe Anlage- und Unterhaltungskosten, große Druckverluste, herrührend aus den vielen Armaturen, sowie große Wärmeverluste.

Ringleitungen, vor allem solche mit größeren Nennweiten, erfordern meist den Einbau von besonderen Kompensatoren. Dieser Einbau erhöht die Anlagekosten, die Druckverluste und die Wärmeverluste wesentlich.

c) Doppelleitung.

Als Doppelleitung wird eine Zweistrangleitung bezeichnet, an welche jeder Kessel und jede Maschine je einmal an beiden Strängen angeschlossen

ist (Abb. 60). Die Leitungsquerschnitte werden gering, da jeder Strang nur für die halbe Dampfmenge bemessen wird. Die Querschnitte der einzelnen Strangabschnitte können unter sich gestaffelt werden. Bei Störung eines Stranges geht die gesamte Dampfmenge durch den anderen Strang. Der hierdurch bedingte größere Druckverlust kann in Kauf genommen werden, da die Störungsmöglichkeiten in einer Doppelleitung sehr gering sind. Hohe Betriebszuverlässigkeit ist dadurch gegeben, daß in den Hauptsträngen Armaturen nicht vorhanden sind und die Leitungen in den allermeisten Fällen so verlegt werden können, daß sich der Einbau besonderer Kompensatoren erübrigt.

Für große Dampfzentralen ist die Ausbildung der Doppel-

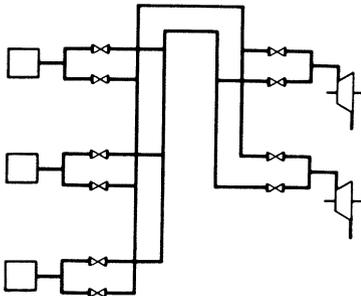


Abb. 60. Doppelleitungssystem.

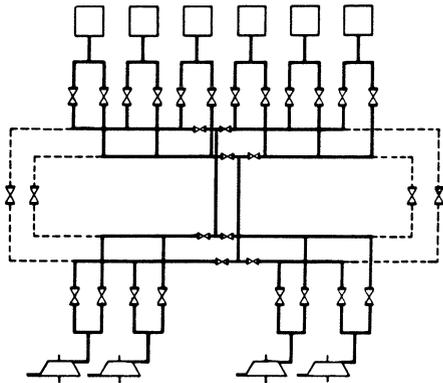


Abb. 61. Doppelsammelleitungssystem.

leitungen nach Abb. 61 zu empfehlen. Diese Ausführung läßt vor allen Dingen bei Erweiterung der Anlage die Ausbildung der Doppelleitung zu einer Art doppelten Ringleitung zu, jedoch nur mit Abschaltung von einzelnen Gruppen.

Vorteile sind: Wenige Armaturen und Kompensatoren, geringe und unter Umständen gestaffelte Rohrdurchmesser, dadurch geringe Anlage- und Unterhaltungskosten. Die Druckverluste bleiben in tragbaren Grenzen. Große Elastizität der Rohrleitungsanlage läßt sich durch geschickte Ausnutzung der Gebäude erzielen. Die Schaltmöglichkeiten sind für die meisten Betriebsfälle als gut anzusprechen. Störungen werden nur selten auftreten.

Nachteile sind: Etwas höhere Abkühlungsverluste. Diese Wärmeverluste sind jedoch nicht wesentlich größer als bei einer Ringleitung.

d) Sammlerleitung.

In Abb. 62 führen sämtliche Kesselleitungen zu einem Dampfsammler. Von diesem gehen die Dampfleitungen zu den einzelnen Maschinen ab. Die Bedienung kann bei diesem System zentral und sehr übersichtlich vorgenommen werden. Bei der Verwendung eines Sammlers ist jedoch Bedingung, daß nur ein Sammler allerbesten Konstruktion und Ausführung benutzt wird. Bei Störungen, z. B.

beim Abblasen nur eines Stützendichtungsringes zwischen Sammler und Dampfschieber muß der ganze Betrieb stillgelegt werden. Deshalb ist die Anordnung nach Abb. 63 eher zu empfehlen, bei welcher zwei Sammlervorgesehen sind. Die Schaltmöglichkeiten und somit die Sicherheit des Betriebes sind hier verdoppelt.

Vorteile sind: Zentrale Bedienung, gute und schnelle Übersicht, zentrale Entwässerung, gleichmäßige Belastung der verschiedenen Kessel bei Lastschwankungen.

Nachteile sind: Verhältnismäßig hohe Anschaffungskosten. Nach Möglichkeit sind mindestens zwei Dampfsammler vorzusehen, da bei dem System mit einem Dampfsammler die Gefahr der Betriebsstilllegung zu groß wird.

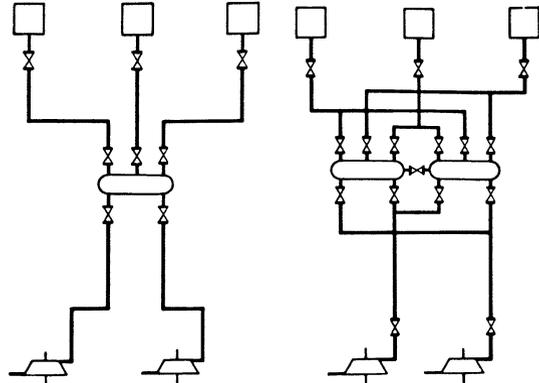


Abb. 62. Dampfsammler als Sammelleitung.

Abb. 63. Zwei-Dampfsammlersystem.

3. Die wesentlichsten Gesichtspunkte für die Ausbildung der Dampfnetze.

Die Speisung der Niederdruck- wie etwaiger in der Fabrikanlage vorhandener Mitteldruckdampfverbraucher erfolgt im allgemeinen aus einer Nieder- bzw. Mitteldrucksammelleitung, auf welche die Gegendruck- oder Entnahmeturbinen arbeiten. Der Anschluß der Netzleitungen kann je nach der Betriebswichtigkeit des Dampfverbrauchers in einer der im vorigen Abschnitt für die Dampfleitung von den Kesseln zu den Turbinen erläuterten Schaltungen erfolgen. Im allgemeinen werden sich durch Zusammenfassen parallellaufender Stränge Ringleitungen ergeben, an welche die Einzelverbraucher durch Stichleitungen angeschlossen werden.

Bei der Leitungsführung ist besonders auf den Ausgleich der Wärmeausdehnung, die Entwässerung und die Anordnung der Absperrorgane zu achten. Einfache Rohrbogen mit beiderseits anschließenden geraden längeren Leitungen vermögen im allgemeinen Leitungsausdehnungen von 50—100 mm zu kompensieren. Bei längeren geraden Leitungsstücken sind besondere Kompensatoren einzubauen. Solche Kompensatoren werden bei Niederdruckrohrleitungen unterhalb von etwa 400 mm NW (Nennweite) im allgemeinen als Rohrschleifen (Faltenrohrkompensatoren) oder Metallschlauchkompensatoren, über etwa 400 mm NW als entlastete Stopfbuchsenkompensatoren gebaut. Bei Hochdruckrohrleitungen bis etwa 35 atü kommen Metall-

schlauchkompensatoren oder Rohrschleifen, über 35 atü nur Rohrschleifen in Frage. Abgesehen von den Festpunkten werden die Leitungen zweckmäßig beweglich auf Rollenböcken gelagert.

Die Anordnung der Kondenstöpfe zur Entwässerung der Leitung ist einerseits von der Dampftemperatur, andererseits von der Strömungsrichtung und der Entnahmhäufigkeit abhängig. Man wird bestrebt sein, nur die geringstmögliche Zahl von Kondenstöpfen einzubauen, da diese häufig zu Dampfverlusten und Störungen, insbesondere im Winter, Anlaß geben. Im Durchschnitt werden in Niederdrucknetzen mit geringer Überhitzung je 150—200 m und in Heißdampfnetzen je 250—300 m Entwässerungen einzubauen sein. Dazu kommen die Entwässerungseinrichtungen vor den einzelnen Dampfverbrauchern.

Die Anordnung der Absperrorgane wird im allgemeinen so erfolgen, daß bei Auswechslung von Dichtungen oder bei Neuanschluß von Abnehmern möglichst wenige wichtige Abnehmer kurzzeitig abgetrennt werden müssen. Als Absperrorgane verwendet man bei Leitungsdurchmessern unter etwa 100 mm Durchmesser im allgemeinen nur Ventile, auch bei größeren Leitungsdurchmessern, wenn eine häufigere Regulierung in Frage kommt. Einzelheiten über Absperrorgane, Ventile, Hähne und Schieber siehe S. 588.

Für die Betriebszuverlässigkeit des Leitungsnetzes ist die Wahl der geeigneten Rohrverbindung von großer Bedeutung.

Für jeden Temperaturbereich gibt es eine Anzahl von Ausführungsformen von Flanschverbindungen. Von diesen können nur einige Beispiele angeführt werden, ohne damit den nicht erwähnten Konstruktionen die Eignung abzusprechen.

Die einfachste, allerdings unlösbare Rohrverbindung ist die Schweißung. Sie wird deshalb in steigendem Maße bis zu den höchsten Drücken angewandt. Hierbei ist besonderer Wert auf die mechanische Entlastung der Schweißnaht, etwa durch übergezogene Muffen und vollkommenes Durchschweißen sowie Spannungsfreiheit (Normalisieren) zu legen. Die Ausführung dichter und haltbarer Schweißverbindungen für Rohrleitungen erfordert eingehende Spezialerfahrung und insbesondere Kenntnis der Materialeigenschaften von Rohr und Schweiße (Näheres s. S. 575).

Flanschverbindungen werden im allgemeinen nur da gewählt, wo eine Lösbarkeit im Betrieb erwünscht ist. In manchen modernen Anlagen sind Schieber in die Leitung eingeschweißt worden.

Die bei niederen Drücken (unter etwa 8 at) früher wohl am häufigsten angewandte und billigste Rohrverbindung ist der Bördelflansch nach Abb. 64. Sein Vorteil liegt insbesondere in der einfachen Herstellung. Als Dichtungsmaterialien kommen Asbest- (z. B. Klingerit-) oder Wellblechdichtungen (aus zähem, nichtrostendem Eisen oder Aluminium mit Graphiteinlage) und andere in Frage.

Neben dem einfachen Bördelflansch gibt es die Nietflansche mit Umbördelung nach Abb. 65. Sie sind ebenfalls an Ort und Stelle leicht ausführbar. Im Laufe der Zeit neigen jedoch die Niete zum Undichtwerden und müssen nachgestemmt werden.

Diesen Nachteil vermeidet der Anschweißflansch nach Abb. 66 bis 68. Das Anschweißen des Flansches erfolgt zunächst von außen

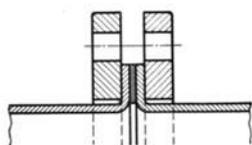


Abb. 64. Bördelflansch.

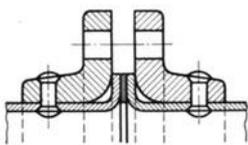


Abb. 65. Nietflansch mit Umbördelung.

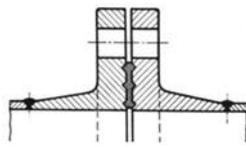


Abb. 66. Anschweißflansch mit Rillen.

keilförmig; anschließend wird die Schweißraupe innen ausgeschliffen und untersucht. Schließlich wird von innen eine zweite keilförmige

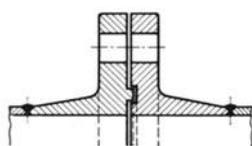


Abb. 67. Anschweißflansch mit Nut und Feder.

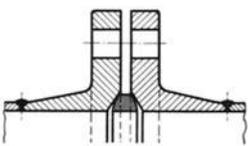


Abb. 68. Anschweißflansch mit Linsendichtung.

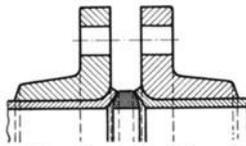


Abb. 69. Aufwalzflansch mit Linsendichtung.

Schweißnaht hergestellt. Hierauf wird die Schweißnaht zweckmäßig ausgeglüht. Abb. 67 zeigt einen Anschweißflansch mit Nut und Feder, welche das Herausdrücken der Dichtung verhindern.

Die Linsendichtung nach Abb. 68—70 (aus weichem Eisen) hat sich besonders in Hochdruckanlagen bestens bewährt. Sie läßt sich nach Sautter mit Erfolg auch in Verbindung mit Aufwalz- oder Stauchflanschen (Abb. 69) verwenden. Der Gewindeflansch setzt hohe Wandstärken des Rohres voraus. Er hat sich nur bei kleinen Nennweiten (< 80 mm) bewährt. Für Höchstdruckanlagen werden neben Linsendichtungen besonders Stauchbundflansche mit Lippendichtschweißung bevorzugt.

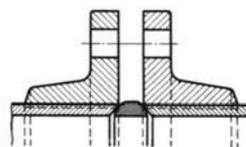


Abb. 70. Gewindeflansch mit Linsendichtung.

Wärmeübertragung.

Von Dr.-Ing. E. Hegelmann VDI, Ludwigshafen a. Rh.

Einleitung.

Viele chemische Prozesse verlaufen nur in einem ganz bestimmten Temperaturbereich mit einer für ihre technische Durchführbarkeit befriedigenden Reaktionsgeschwindigkeit. Es ist mitunter eine recht beträchtliche Reaktionswärme in einem ganz bestimmten Temperaturbereich ab- oder zuzuführen, je nachdem es sich um exotherme oder endotherme Prozesse handelt.

Oft spielen die aufzuwendenden oder zu gewinnenden Wärme- oder Kältemengen für die Wirtschaftlichkeit eines Verfahrens eine solche

Rolle, daß ihre teilweise Rückgewinnung oder Regeneration, z. B. durch Vorwärmung der Reaktionskomponenten usw. oder auch ihre Ausnutzung, z. B. zur Dampferzeugung oder zum Trocknen eines Produktes, von Wichtigkeit ist. Um dies auf die wärmetechnisch vorteilhafteste Weise zu tun, ist ein Eingehen auf die Gesetze der Wärmeübertragung erforderlich. Auch die Gestaltgebung und Größenbemessung der wärmeübertragenden Flächen oder der Retorteninhalte usw. verlangen dieses Eingehen, falls man von vornherein über das kostspielige Stadium des Probierens hinausgelangen will.

In den folgenden Ausführungen wird nur das zur praktischen Anwendung und zum Überblick Notwendigste zusammengefaßt und an den geeigneten Stellen auf eingehendere Unterlagen und Literatur aufmerksam gemacht.

Formelzeichen und Dimensionen.

Abkürzung		Dimension
a	Temperaturleitfähigkeit	m^2/h
C_s	Strahlungszahl des absolut schwarzen Körpers	$kcal/m^2 \cdot h \cdot ^\circ abs^4$
C'	zusammengesetzte Strahlungszahl	$kcal/m^2 \cdot h \cdot ^\circ abs^4$
c	spezifische Wärme	$kcal/kg \cdot ^\circ C$
c_p	spezifische Wärme bei konstantem Druck	$kcal/kg \cdot ^\circ C$
d	Durchmesser	m
E	Emissionsvermögen	$kcal/m^2 \cdot h$
G	Gewicht	kg
g	Beschleunigung der Erdschwere	m/s^2
H	Höhe	m
h	relative Wärmeübergangszahl	m
J	Strahlungsintensität	$kcal/m^2 \cdot h \cdot cm$
i	Wärmeinhalt	$kcal/kg$
K	Heizflächenbelastung	$kcal/m^2 \cdot h$
k	Wärmedurchgangszahl	$kcal/m^2 \cdot h \cdot ^\circ C$
L	Länge	m
M	Molekulargewicht	—
n, m	Zahl nach besonderer Angabe, Exponent	—
P	Druck	kg/m^2
p	absoluter Druck	kg/cm^2
$p_{\ddot{u}}$	Überdruck	kg/cm^2
Q	Wärmemenge	$kcal$
Re	Reynoldssche Zahl	—
r	Verdampfungswärme	$kcal/kg$
s	Schwärzegrad, Absorptions- bzw. Emissionsverhältnis	—
T bzw. Θ	absolute Temperatur	$^\circ abs$
t, ϑ	Temperatur, Index F für Flüssigkeit, W für Wand	$^\circ C$
w	Geschwindigkeit	m/s
α	Wärmeübergangszahl	$kcal/m^2 \cdot h \cdot ^\circ C$
β	räumlicher Ausdehnungskoeffizient	$1/^\circ C$
γ	spezifisches Gewicht	kg/m^3
δ	Dicke, Grenzschichtdicke	m
η	absolute Zähigkeit	$kg \cdot s/m^2$
λ	Wärmeleitfähigkeit	$kcal/m \cdot h \cdot ^\circ C$
μ	Einheit für sehr kleine Längen	$1/1000 mm$
ν	kinematische Zähigkeit = η/ρ	m^2/s
ξ	Widerstandsziffer	—
ρ	Massendichte = γ/g	$kg \cdot s^2/m^4$
τ	Zeit	s, h

Wo Abweichungen von diesen Bezeichnungen notwendig waren, findet sich ein Hinweis im Text.

Reaktionswärme und charakteristisches Temperaturintervall.

Charakteristisch für den Wärmevergong bei einem chemischen Prozeß ist nicht allein dessen Wärmetönung. Es kommt vor allem auch die Temperaturerhöhung bzw. -erniedrigung in Betracht, welche die an dem Vorgang unmittelbar beteiligten Körper erfahren würden, wenn die Reaktionswärme nur dazu dienen würde, die nach der Umsetzung gebildeten Stoffe aufzuheizen oder abzukühlen. Diese Temperaturdifferenz berechnet sich aus der Summe der Gewichte G aller gebildeten Stoffe, den mittleren spezifischen Wärmen c_m derselben für das betreffende Temperaturintervall und der Reaktionswärme Q zu

$$t_2 - t_1 = \frac{Q}{\sum (G \cdot c_m)}. \quad (1)$$

Hierin ist t_1 die Temperatur, bei der die Reaktion beginnen soll, t_2 die Temperatur am Ende der Reaktion. Diese Temperaturdifferenz ist je nach ihrem Vorzeichen ein Maß für die Gefahr des Durchbrennens eines exothermen Prozesses oder des Auslöschens oder Kaltblasens eines endothermen Prozesses. Für die Ausbildung der wärmeübertragenden Flächen einer Reaktionsapparatur ist es von Interesse, die Wärmeentwicklung zu kennen, die in der Raumeinheit einer Apparatur auftritt. Man könnte deshalb auch die je Raumeinheit stündlich zu- oder abzuführende Wärme für den Bau der Apparatur als charakteristische Größe nennen. Ihre Ermittlung wird für jeden besonderen Fall notwendig sein, sie erfordert jedoch noch weitere Daten, z. B. Durchsatzgeschwindigkeit, Verweilzeit, Kontaktvolumen usw. Für eine allgemeinere Beurteilung ist jedoch die Ermittlung der genannten Temperaturdifferenz schon recht aufschlußreich. Es liegt nahe, durch Kombination eines exothermen und eines endothermen Prozesses eine chemische Reaktion von einem Wärmeaustausch von oder nach außen unabhängig zu machen. Eine solche Kombination ist z. B. beim Wassergasblasen unter gleichzeitiger Zufuhr von Luft mit eventuell erhöhtem Sauerstoffgehalt mit Erfolg möglich (Mischgaserzeugung). Die Daten zur Ermittlung des charakteristischen Temperaturintervalls sind dem Kapitel Verbrennungsvorgänge, Bd. I, S. 258 sowie dieser Band S. 151 zu entnehmen.

I. Allgemeiner Teil (Theoretische Grundlagen).

A. Wärmeleitung.

1. Fouriersches Gesetz.

Bei der Betrachtung des Wärmeübergangs zeigt sich die Doppelnatur der Wärme. Sie tritt in der stofflich gebundenen Form der

Wärmeleitung und als freie strahlende Wärme auf. Die durch Leitung an Flüssigkeiten und Gase übertragene Wärme kann auch durch freie oder erzwungene Strömung derselben mitgeführt werden. Man spricht deshalb von Mitführung oder Konvektion. Im Innern von festen Körpern ohne Hohlräume kann Konvektion und Strahlung nicht auftreten, man hat es dann nur mit Wärmeleitung zu tun.

Von der Wärmeleitfähigkeit macht man bei jeder Wärmeübertragung durch Heizflächen Gebrauch. Zur Maßbestimmung definiert man als Wärmeleitfähigkeit λ diejenige Wärmemenge in kcal, die in 1 h durch den Ausschnitt der Flächeneinheit (m^2) einer sehr großen Platte von 1 m Dicke bei $1^\circ C$ Temperaturunterschied der beiden Plattenoberflächen im Beharrungszustande hindurchtritt.

Für die Wärmeleitung gilt die von Biot und Fourier aufgestellte Gesetzmäßigkeit

$$dQ = \lambda \cdot F \cdot \frac{\delta t}{\delta L} \cdot d\tau. \quad (2)$$

Ein „Beweis“ dieses Gesetzes ist nicht möglich, da dieses Gesetz bei der Bestimmung der λ -Werte vorausgesetzt wird. Selbst wenn in völlig berechtigter Weise eine nicht lineare, z. B. eine schon von Dalton,

Tabelle 1. Stoffwerte einiger technisch wichtigen Körper und Baustoffe¹.

Material	Spezi- fisches bzw. Raum- gewicht kg/dm ³	Tem- peratur ° C	λ kcal/mh°C	c kcal/kg°C	a m ² /h
Aluminium	2,6—2,7	20	175	0,22	0,3
Blei	11,3	20	30	0,031	0,086
Eisen	7,2—7,8	20	40—45	0,115	0,05
Kupfer, elektrolytisch rein	8,3—8,9	20	332	0,094	0,37
„ Handelsware		20	320		
„ 0,63% Phosphor			90		
Rotguß 8—14% Zn	7,4—8,9	20	51—61	0,091	0,06
Messing (rot, gelb)	8,4—8,7	20	94	0,092	0,11
Ebonit (Gummi)	1,19	0—100	0,14	0,34	0,00035
Tannenholz	0,55	30	⊥ 0,12	0,65	0,00034
Lampenruß	0,180	10—300	0,03		
Asbestplatte	1,93	20—90	0,70		
Beton (1 Zement + 5 Sand + 9 Vol.-% Feuchtigkeit)	1,9	0	1,10	0,27	0,002
Eis		0	2,0	0,43—0,5	
Schamotte (Retortenmaterial)					
66% SiO ₂ , 29% Al ₂ O ₃	1,880	500—1100	0,34—0,76		0,74—1,12
Natronglas	2,59	20—100	0,64	0,18	0,0014
Porzellan	2,3—2,5	95	0,89	0,26	0,001
Flußsand, feinkörnig trocken	1,52	0	0,26	0,17—0,22	0,001
Maschinenziegel, ganz trocken	1,672	0—40	0,45		
„ mit 1,8 Vol.-% Feuchtigkeit			0,82		

¹ Zahlen entnommen aus ten Bosch: Die Wärmeübertragung, 1927.

später von Schreiber, H. v. Baravalle [Hegelmann: Dissertation, Darmstadt 1928] und neuerdings für tiefe Temperaturen von R. Plank vertretene logarithmische Temperaturfunktion eingeführt wird, werden sich nur die λ -Werte im Zusammenhang mit der Temperatur ändern, ohne daß man ein Kriterium für die „Gültigkeit“ obigen Gesetzes erhält.

2. Stoffwerte fester Körper.

Die Wärmeleitfähigkeit aller Stoffe ist von ihrer Temperatur abhängig. Bei den meisten Metallen und krystallinen Körpern mit Ausnahme von Aluminium und seinen Legierungen und von Kohlenstoff sinkt sie mit zunehmender Temperatur, jedoch ist dieser Temperatureinfluß bei Metallen über 0° nicht erheblich, erst bei sehr tiefen Temperaturen zeigt sich eine starke Zunahme. Bei Metallen können selbst kleine Verunreinigungen (z. B. Phosphor in Kupfer) die Wärmeleitzahl stark herabdrücken. Bei Krystallen ist λ in den Hauptachsenrichtungen verschieden. Bei amorphen Stoffen nimmt λ mit der Temperatur zu. Bei feuerfesten Steinen und porösen Materialien ist ein Teil der Zunahme von λ auf den zunehmenden Einfluß der Strahlung mit höherer Temperatur zurückzuführen. Auch die Feuchtigkeit poröser Stoffe spielt eine große Rolle, denn für Wasser ist die Wärmeleitzahl etwa 25mal so groß als für Luft. Die Wärmeleitfähigkeit λ , spezifische Wärme c und Temperaturleitfähigkeit a (s. S. 103) sind für einige technisch wichtige Körper und Baustoffe in der vorstehenden Tabelle 1 angegeben (für Isolierstoffe vgl. auch Abb. 36.)

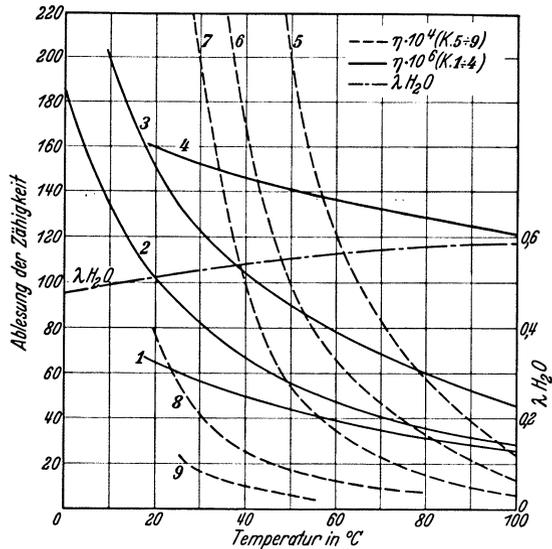


Abb. 1. Wärmeleitzahl λ und Zähigkeit η des Wassers. η für einige weitere Flüssigkeiten (F. Morkei bzw. ten Bosch). Zähigkeit von 1 Benzol, 2 Wasser, 3 wäßriger NaCl-Lösung konz., 4 Quecksilber, 5 Heißdampfzylinderöl, 6 Glycerin, 7 schweres Maschinenöl, 8 leichtes Maschinenöl, 9 Spindelöl.

Wasser ist die Wärmeleitfähigkeit etwa 25mal so groß als für Luft. Die Wärmeleitfähigkeit λ , spezifische Wärme c und Temperaturleitfähigkeit a (s. S. 103) sind für einige technisch wichtige Körper und Baustoffe in der vorstehenden Tabelle 1 angegeben (für Isolierstoffe vgl. auch Abb. 36.)

3. Stoffwerte flüssiger Körper.

Von den Flüssigkeiten (mit Ausnahme flüssiger Metalle) zeigt das Wasser die größte Wärmeleitfähigkeit. Für Wasser ist nach M. Jakob

$$\lambda = 0,477 (1 + 0,002984 t) \frac{\text{kcal}}{\text{m} \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}}$$

Abb. 1 gibt die Wärmeleitfähigkeit λ und die Zähigkeit η von Wasser und die Zähigkeit für einige andere Flüssigkeiten in Abhängigkeit von

der Temperatur wieder. Vgl. auch Mengenummessung Bd. I, Abb. 25a, S. 675. Es ist zu bemerken, daß die Stoffwerte von Ölen von der Zusammensetzung, von Alter usw. abhängig sind. Abb. 1 kann somit für Öle nur Anhaltspunkte geben.

Tabelle 2. Verhältnis der Stoffwerte γ , c , λ , η und a verschiedener Stoffe zu den entsprechenden Werten für Wasser bei Zimmertemperatur (F. Merkel).

	γ/γ_w	c/c_w	λ/λ_w	η/η_w	a/a_w
Wasser . . .	1,00	1,00	1,00	1,0	1,00
Alkohol . . .	0,79	0,60	0,33	1,3	0,70
Benzol . . .	0,90	0,38	0,24	0,7	0,70
Glycerin . . .	1,26	0,58	0,48	930	0,66
Olivenöl . . .	0,92	0,43	0,29	88	0,73
Petroleum . . .	0,80	0,50	0,25	1,6	0,63
Quecksilber . . .	13,6	0,03	12,0	1,5	29

Für Wasser nimmt λ nach neueren Messungen von E. Schmidt und W. Sellschopp bis zu $\lambda_{\max} \sim 0,59$ bei etwa 120 bis 130° C zu und nimmt dann ab. Bei 260° beträgt λ nur noch 0,527 [Forsch. Ing.-Wes. 3, 277 (1933)]. Über die Eigenschaften einer Reihe weiterer Stoffe sei verwiesen auf die umfassendere Darstellung

dieses ganzen Gebietes von M. Jakob und S. Erk [in Eucken-Jakob: Der Chemie-Ingenieur, Bd. 1, 1. Teil, S. 309. 1933].

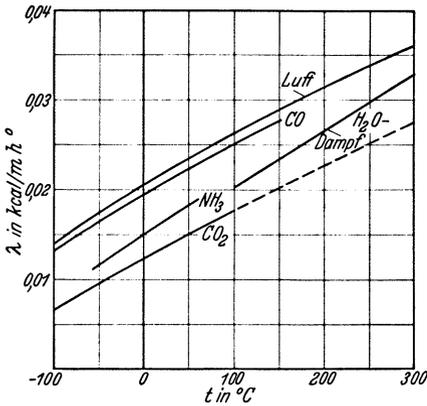


Abb. 2. Wärmeleitzahl λ einiger Gase bei 1 ata; Luft, H₂O (Gröber-Erk); NH₃, CO₂, CO (F. Merkel).

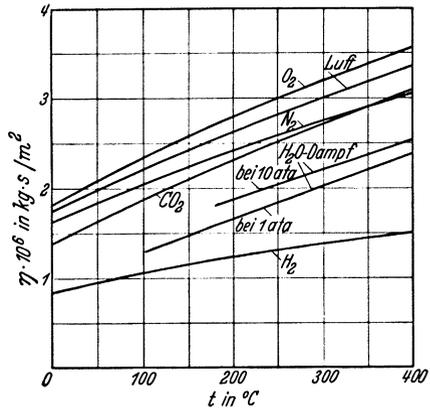


Abb. 3. Zähigkeit η einiger Gase; Luft, H₂O (Gröber-Erk), übrige Gase (F. Merkel).

Für das Eindampfen von Lösungen ist zu beachten, daß bei wäßrigen Salzlösungen λ kleiner wird als bei Wasser, und zwar um so mehr, je höherprozentig die Salzlösung ist. In einem Lösungsgemisch läßt sich λ annähernd additiv aus der Abnahme der λ der einzelnen Komponenten errechnen.

Bei organischen Flüssigkeiten nimmt λ im Gegensatz zu Salzlösungen mit steigender Temperatur ab. Für Mischungen derselben versagt im allgemeinen die Mischungsregel für λ .

Bei Mineralölen kann für λ bzw. η annäherungsweise gesetzt werden:

$$\lambda = \frac{101}{\gamma} (1 - 0,00054 t); \quad \gamma \text{ in kg/m}^3 \text{ bei } 15^\circ * \\ \log \eta_t = (2,35 - 1,035 \log t) \log \eta_{20} **.$$

Tabelle 2 gibt die Wärmeleitfähigkeit und weitere Stoffwerte einiger Flüssigkeiten im Verhältnis zu denen des Wassers wieder.

Bei Gasen ist die Wärmeleitfähigkeit stark mit der Temperatur veränderlich, und zwar nimmt dieselbe ebenso wie die Zähigkeit η mit der Temperatur zu. Abb. 2 und 3 geben die Stoffwerte für einige technisch wichtige Gase, wobei zu bemerken ist, daß die Versuchsunterlagen zum Teil noch ungenügend sind.

4. Ausbreitung der Temperatur durch Leitung.

Als charakteristische Größe interessiert außer der Wärmeleitfähigkeit noch die sog. Temperaturleitfähigkeit. Sie wird dargestellt durch die Größe

$$a = \frac{\lambda}{c \cdot \gamma} \text{ m}^2/\text{h}. \quad (3)$$

Der Nenner dieser Größe stellt die spezifische Wärme je Volumeneinheit (1 m^3) eines Stoffes dar. Die spezifische Wärme je Volumeneinheit (1 dm^3) fester und flüssiger Stoffe bewegt sich im allgemeinen zwischen 1 (H_2O) und 0,351 (Blei), schwankt also nur höchstens im Verhältnis von etwa 3:1, während die spezifischen Wärmen, bezogen auf die Gewichtseinheit, sich innerhalb eines Verhältnisses von etwa 30 zu 1 bewegen. Um das Wesen der Temperaturleitfähigkeit zu charakterisieren, ist es von Bedeutung sich zu vergegenwärtigen, daß die Wärmeleitfähigkeit von Gasen sehr gering ist, jedoch ist wegen ihrer geringen Wärmekapazität je Volumeneinheit ihre Temperaturleitfähigkeit von derselben Größenordnung wie bei Metallen. Temperaturunterschiede in Gasräumen gleichen sich deshalb rasch aus, weil nur geringe Wärmemengen im Spiel sind.

Zur Lösung von Aufgaben mit vorgeschriebenen Randbedingungen beim Abkühlen oder Aufheizen von Körpern ist es vorteilhaft, das Verhältnis der Wärmeübergangszahl α (s. S. 108) zur Wärmeleitfähigkeit λ des auskühlenden Körpers

$$h = \alpha : \lambda$$

als relative Wärmeübergangszahl (nach Gröber) einzuführen, deren Dimension gleich der Längeneinheit (m) ist.

Die Lösung von Wärmeleitungsaufgaben beim Anheizen und Abkühlen von Platten, zylindrischen und kugelförmigen Retorten mit festen oder körnigen Inhalten führt meist auf Differentialgleichungen, die mit Besselschen Funktionen zu lösen sind. Durch die Arbeiten von Gröber [H. Gröber u. S. Erk: Die Grundgesetze der Wärmeübertragung, 1933] liegen für eine Reihe von Fällen Hilfsmittel in Kurven und Tabellen vor, durch welche die sonst langwierigen Rechnungen

* Über die Eigenschaften einiger technischer Öle vgl. H. Kraussold: VDI-Forsch.-Heft 351 (1931).

** Ölschläger: Ztschr. Ver. Dtsch. Ing. 62, 425 (1918).

erleichtert werden. In Abb. 4 sind für den Mittelpunkt oder die Achse einiger einfachen geometrischen Körper die Abkühlungskurven als Funktion der dimensionslosen Fourierschen Kenngröße $Fo = \tau \cdot \frac{\alpha}{r^2}$ wiedergegeben. Hierin bedeutet τ die Abkühlungszeit, r den Radius bzw. die halbe Kantenlänge oder die halbe Plattendicke.

Zur Ermittlung der erforderlichen Aufheiz- oder Abkühlzeiten, z. B. von Ofenmauerwerk (vgl. Abb. 33 a und b, S. 140), Erzbriketts, Retortenfüllungen, die unter Abschluß der Luft auskühlen müssen, können die Kurven der Abb. 4 zu Hilfe genommen werden. Es ergibt sich daraus, wenn man die Abkühlungszeit bis zu 50%iger Abkühlung für den

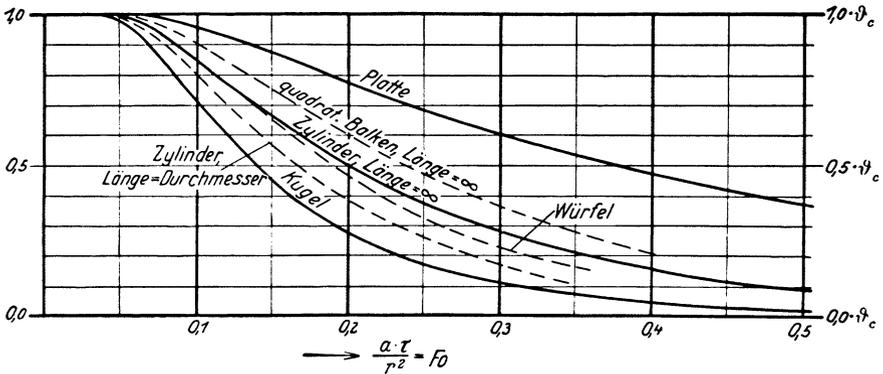


Abb. 4. Abkühlungsgeschwindigkeit für den Mittelpunkt oder die Achse verschiedener Körper. [H. Gröber u. S. Erk: Die Grundgesetze der Wärmeübertragung, 1933.]

Mittelpunkt der Kugel gleich 1 setzt, [daß dieselbe für den Würfel $\sim \frac{4}{3}$, für den Zylinder ($l = \infty$) $\sim \frac{1.0}{7}$, für den quadratischen Balken $\sim \frac{5}{3}$, für die Platte $\sim \frac{8}{3}$ ist.

Für weitergehende Rechnungen auf diesem Gebiete ist das Eingehen auf die Gröberschen Arbeiten ratsam, für spezielle Anwendungsgebiete siehe W. Trinks: Industrieöfen 1928, ferner F. Münzinger: Dampfkraft, 1933.

B. Mitführung der Wärme oder Konvektion.

1. Allgemeines.

Neben dem Fourierschen Gesetz der Wärmeleitung sind hier die Strömungsgesetze flüssiger oder gasförmiger Medien zu beachten. Man unterscheidet die Wärmemitführung in freier und erzwungener Strömung. Im erstenen Falle wird die mitführende Strömung durch die Dichteunterschiede infolge der Erwärmung oder Abkühlung selbst eingeleitet, im zweiten Falle wird sie durch andere Umstände bewirkt, also meist durch Rührwerke oder durch Pumpen- bzw. Ventilationsarbeit. Als neue Definitionsgröße tritt an der Grenze zwischen festen und strömenden Medien die Wärmeübergangszahl α (s. S. 108) auf.

Ein eigentlicher Übergangswiderstand in der Berührungsebene zweier Medien, der einen Temperatursprung zur Folge haben müßte, konnte bisher nicht nachgewiesen werden. Die Art und Beschaffenheit der wärmeübertragenden Wand ist nur von mittelbarer Bedeutung, weil eine rauhe Wand eine etwas dickere anhaftende Schicht bedingt.

2. Grenzschicht bei turbulenter Strömung.

Der Widerstand für den Wärmeübergang an der Grenze eines festen und eines strömenden Mediums tritt in der laminar strömenden Flüssigkeits- oder Gas-Grenzschicht auf. Dieselbe wurde zuerst von Prandtl in der Strömungslehre auf Grund theoretischer Betrachtungen nachgewiesen.

E. Schmidt-Danzig hat die Grenzschicht an einem geheizten Rohr unter Benutzung der verschiedenen Lichtbrechung photographiert [Forsch. Ing.-Wes. 3, 181 (1932)].

In der Grenzschicht kann man das Urphänomen für den Wärmeübergangswiderstand zwischen flüssigen und festen Medien bei turbulenter Strömung sehen. In der angrenzenden turbulent strömenden Flüssigkeit findet eine relativ gute Durchmischung und ein Temperaturausgleich der Flüssigkeit statt. Nimmt man die in einem Rohr turbulent strömende Flüssigkeitsmasse des Strömungskernes mit gleicher Temperatur an und verlegt das gesamte Temperaturgefälle in die Grenzschicht¹ (Abb. 5), so würde sich daraus mit Einsetzung eines mittleren Wertes für λ_m bei bekannter Grenzschicht δ die Wärmeübergangszahl α errechnen zu

$$\alpha = \frac{\lambda_m}{\delta}. \quad (4)$$

Man nennt den reziproken Wert von α

$$\frac{1}{\alpha} = \frac{\delta}{\lambda_m}$$

den spezifischen Wärmeübergangswiderstand. Er ist also bei gegebenem λ_m unmittelbar ein Maß für die mittlere Grenzschichtdicke.

Wenn man auch bei bekanntem α und λ_m diese einfache Beziehung für die Abschätzung der Größenordnung der Dicke der Grenzschicht heranziehen kann, so sind in derselben doch eine Reihe von Vereinfachungen enthalten, die für eine genauere Ermittlung von α noch mitberücksichtigt werden müssen.

Es ist zu unterscheiden zwischen turbulenter (Wirbel- oder Flechtströmung) und laminarer oder geschichteter Strömung (vgl. Mengemessung, Bd. I, S. 675). Die Geschwindigkeitsverteilung in einem Rohr

¹ Die Größe dieser Grenzschicht ist infolge der Annahmen eine „ideelle“ oder „fingierte“.

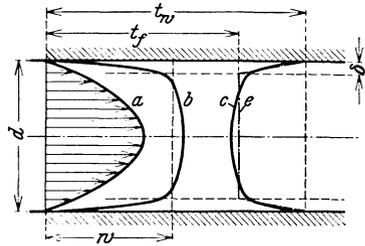


Abb. 5.

Geschwindigkeits- und Temperaturverteilung in einem Rohr (schematisch). a Geschwindigkeit bei laminarer, b bei turbulenter Strömung; c Temperatur; e fingierte Temperaturverteilung; w mittlere Geschwindigkeit (turbulent); t_f mittlere Flüssigkeitstemperatur; t_w Wandtemperatur; δ Grenzschichtdicke.

für laminare und turbulente Strömung ist schematisch durch Abb. 5 gegeben. Ähnlich ist auch der Temperaturverlauf. Für das Verhältnis der Geschwindigkeit w' an der Grenze der laminaren Schicht zur mittleren Geschwindigkeit w im Rohr fand Prandtl das Verhältnis

$$\frac{w'}{w} = 1,6 \left(\frac{Re}{2} \right)^{-1/8},$$

d. h. die vereinfachende Annahme trapezförmiger Geschwindigkeits- und Temperaturverteilung (vgl. Abb. 5) bringt größere Fehler in die Rechnung. Ebenso kann für λ_m nicht einfach der arithmetische Mittelwert genommen werden. Experimentelle Unterlagen über die Temperaturverteilung in Heißdampf-

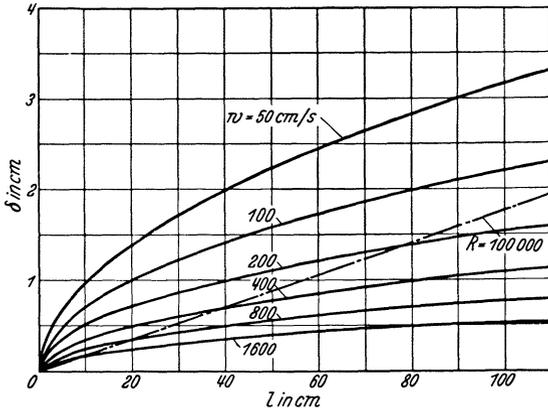


Abb. 6. Dicke der Grenzschicht von strömender Luft über einer Platte (Blasius). — · — · — Verbindungslinie der Punkte mit Reynoldsscher Zahl 100 000.

rohren siehe Jakob, Erk und Eck: *Forsch. Ing.-Wes.* 3, 135 (1932); vgl. auch Gröber-Erk: *Die Grundgesetze der Wärmeübertragung* 1933, S. 180 und 208.

Immerhin gibt die genannte Annäherung einen Hinweis darauf, durch große Strömungsgeschwindigkeit die Dicke der Grenzschicht klein zu halten. Flüssigkeiten und Gase haben gegenüber Metal-

len eine so geringe Wärmeleitfähigkeit, daß schon eine ganz dünne Grenzschicht genügt, um den Wärmeübergangswiderstand in der den Werten von α entsprechenden Größe hervorzurufen.

Für die Dicke der Grenzschicht im Abstand l von der Kante einer Platte, die parallel zu ihrer Oberfläche von einem Gasstrom mit der Geschwindigkeit w angeblasen wird, gibt Blasius folgende Beziehung an:

$$\delta = 5,83 \sqrt{\frac{\nu \cdot l}{w}}.$$

Abb. 6 [entnommen aus E. Schmidt: *Ztschr. Ver. Dtsch. Ing.* 90, 885 (1926)] gibt die Dicke der Grenzschicht bei einer parallel zur Oberfläche einer Platte von der Länge l gerichteten Luftströmung mit der Geschwindigkeit w an [vgl. *Ztschr. f. Math. u. Physik* 56, 1 (1908)]. Karman und Hegge Zijnen haben die Blasiussehe Gleichung noch erweitert (Anlaufstrecke) [vgl. auch Geiger u. Scheel: *Handbuch der Physik*, Bd. 7, S. 155. 1927].

3. Kritische Geschwindigkeit.

Unterhalb der kritischen Geschwindigkeit verschwindet der turbulente Strömungskern, und es tritt bei der Strömung in Rohren vom

Durchmesser d eine parabolische Geschwindigkeitsverteilung ein (Abb. 5), wie es dem Hagen-Poiseuilleschen Gesetz entspricht, das dann in Kraft tritt (vgl. Bd. III, „Filtrieren“, S. 237). Diese Strömungsart tritt ein unterhalb der kritischen Reynoldsschen Zahl (s. u.)

$$Re_{\text{krit}} = \frac{w \cdot d}{\nu} = 2320. \quad (5)$$

Für Luft von 20° ergibt sich daraus eine kritische Geschwindigkeit von

$$w_{\text{krit Luft}} = \frac{3,46}{100 \cdot d \cdot p} \text{ m/s}, \quad (5a)$$

wobei d in m; p in ata einzusetzen ist (vgl. Gaswaschung Bd. III, Abb. 43, S. 514).

Bei einem Rohrdurchmesser von $d = 0,1$ m wird die kritische Geschwindigkeit unabhängig vom Druck nach Gleichung (5):

für Wasser ($\nu = 1,01 \cdot 10^{-6}$ bei 20°)	$w_{\text{krit}} = 0,0234$ m/s
„ Eismaschinenöl (4,8° E, $\nu = 36 \cdot 10^{-6}$ bei 20°)	$w_{\text{krit}} = 0,835$ „
„ rohes Rüböl (12,78° E, $\nu = 97 \cdot 10^{-6}$ bei 20°)	$w_{\text{krit}} = 2,25$ „
„ Maschinenöl (30° E, $\nu = 228 \cdot 10^{-6}$ bei 20°)	$w_{\text{krit}} = 5,29$ „

Bei Ölleitungen bleibt man somit selbst unter Anwendung großer Geschwindigkeiten und größerer Rohrdurchmesser leicht im laminaren Strömungsgebiet. Bei Unterschreitung der kritischen Geschwindigkeit geht die Wärmeübergangszahl sprunghaft auf einen Bruchteil des Wertes oberhalb w_{krit} zurück. Bei Verringerung der Strömungsgeschwindigkeit in einem Rohr wird die Grenzschicht dicker, bis beim Übergang zur völlig laminaren Strömung der turbulente Strömungskern vollständig verschwindet (s. auch Bd. I, „Mengenmessung“, S. 675).

4. Dimensionslose Kenngrößen.

Es hat sich in neuerer Zeit eingebürgert, die Wärmeübergangszahl in mathematischen Funktionen von dimensionslosen Zahlen darzustellen [vgl. W. Nusselt: Ztschr. Ver. Dtsch. Ing. 61, 686 (1917)].

Solche dimensionslose Ausdrücke, die nach Gröber Kennzahlen genannt werden, liegen vor in der sog. Reynoldsschen Zahl

$$Re = \frac{\rho \cdot w \cdot l_0}{\eta} \quad [\text{vgl. Gleichung (5)}], \quad (6)$$

ferner z. B. in den Ausdrücken

$$\frac{a}{w \cdot l_0} = \frac{\lambda}{c \cdot \gamma \cdot w \cdot l_0} = Pe \quad (\text{Péclet}) \quad (7)$$

$$\frac{a}{\nu} = \frac{a \cdot \rho}{\eta} = \frac{\lambda}{c \cdot \eta \cdot g} = St \quad (\text{Stanton}) \quad (8)$$

$$= Re \cdot Pe$$

$$\frac{l_0^3 \cdot \rho^2 \cdot g (t_n - t_f) \beta}{\eta^2} = Gr \quad (\text{Grashof}) \quad (9)$$

$$\frac{\alpha \cdot l_0}{\lambda} = Nu \quad (\text{Nusselt}), \quad (10)$$

worin β der räumliche Ausdehnungskoeffizient der Flüssigkeit und l_0 eine Abmessung des Körpers ist. Ihre zweckmäßige Benutzung hängt

oft davon ab, wie man die Größen zusammenfaßt. Sie spielen in neueren theoretischen Erörterungen besonders bei der Anwendung des Ähnlichkeitsgesetzes eine große Rolle und gestatten oft eine übersichtliche Zusammenfassung der Gesetzmäßigkeiten (vgl. z. B. Abb. 4, 14 und 17).

C. Wärmeübergangszahlen.

Als Wärmeübergangszahl α gilt diejenige Wärmemenge, die durch 1 m^2 Austauschfläche bei 1°C Temperaturunterschied zwischen Wand und Medium in 1 h hindurchtritt. Die Wärmeübergangszahlen bilden neben der Wärmeleitfähigkeit des übertragenden Materials die Grundlagen zur Ermittlung der Wärmedurchgangszahlen k und der Kühl- bzw. Heizflächenbelastung K (s. S. 131). Auch bei den Verdunstungs- und Absorptionsvorgängen (s. Bd. III, S. 355 und 483) ist ihre Kenntnis

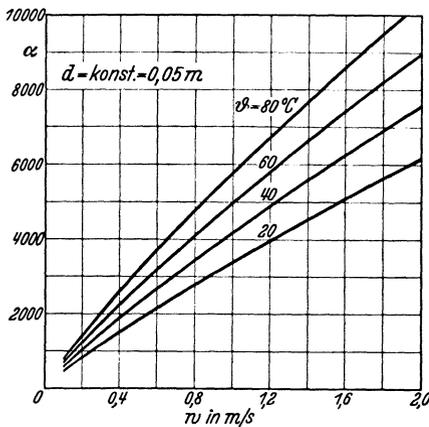


Abb. 7a. Wärmeübergangszahl α für Wasser bei verschiedener Temperatur ϑ °C, abhängig von der Strömungsgeschwindigkeit w . Rohrdurchmesser $d = 0,05 \text{ m}$.

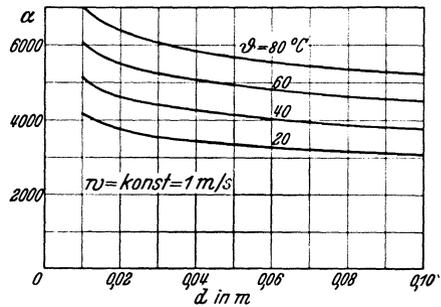


Abb. 7b. α für Wasser, abhängig vom Rohrdurchmesser (d). Strömungsgeschwindigkeit $w = 1 \text{ m/s}$.

zur Anwendung der Ähnlichkeitslehre von Interesse. Sie liefern die Elemente zur Ermittlung von Leistung, Verlusten und zur Größenbemessung wärmeaustauschender Apparate. Selbstverständlich sind zur vollen Gültigkeit nachstehender Beziehungen durchweg reine Austauschflächen (vgl. S. 134 u. Bd. III, S. 373) und oft strenge Einhaltung der bei der Ableitung derselben zugrunde gelegten Bedingungen notwendige Voraussetzung. Jedoch auch wenn dieselben — wie fast stets in der Praxis — nicht völlig erfüllt sind, so bieten die theoretischen Idealfälle doch wertvolle Anhaltspunkte oder Richtlinien. Freilich wird dadurch eine Abschätzung der im Betrieb möglichen Abweichungen oder Fehler selten überflüssig sein.

1. Bei erzwungener Strömung.

Flüssigkeiten in Rohrleitungen. Wenn nicht anders erwähnt, ist stets von turbulenter Strömung die Rede. Auf Grund von Versuchsergebnissen von Stender mit strömendem Wasser in Röhren hat

F. Merkel eine auf der Ähnlichkeitstheorie aufgebaute Formel aufgestellt. Diese lautet:

$$\alpha = 0,153 \lambda \cdot \left(\frac{\gamma}{a \cdot \eta} \right)^{0,435} \cdot \frac{w^{0,87}}{d^{0,13}} = b \cdot \frac{w^{0,87}}{d^{0,13}} \quad (11)$$

Für Wasser kann der Wert von b mit großer Annäherung durch folgende Gleichung wiedergegeben werden:

$$b = 1755 (1 + 0,015 t) \quad (12)$$

Einen Überblick über die Größe der Wärmeübergangszahl nach den Gleichungen (11) und (12) geben die Abb. 7 a und b [vgl. auch z. B. Schiller u. Burbach: Ztschr. Ver. Dtsch. Ing. 72, 1195 (1928)].

In der chemischen Industrie ist die Wärmeübergangszahl von Salzlösungen von großem Interesse. Für einige Kältelösungen ist das Verhältnis α/α_w der Wärmeübergangszahl der betreffenden Lösung zu der von Wasser unter gleichen Bedingungen in Abb. 8 nach K. Linge dargestellt [Ztschr. ges. Kälteind. 37, 195 (1930)].

Bei Ölen und anderen zähen Flüssigkeiten ist auch für turbulente Strömung hauptsächlich durch die dickere Grenzschicht α oft ganz erheblich geringer als bei Wasser. Tabelle 3 gibt für einige Flüssigkeiten das Verhältnis α/α_w der Wärmeübergangszahl α der betreffenden Flüssigkeit zu der von Wasser (α_w) bei Zimmertemperatur und gleicher Strömungsgeschwindigkeit wieder [vgl. H. Kraussold: VDI-Forsch.-Heft 351 (1931)].

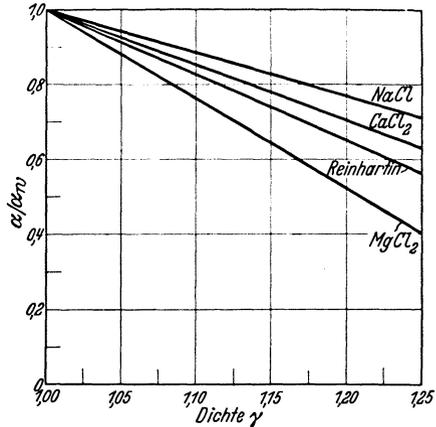


Abb. 8. α/α_w für einige Kältelösungen, abhängig von der Dichte (K. Linge).

Tabelle 3. Werte von α/α_w für aufgezwungene turbulente Strömung im Rohr [Hütte, 26. Aufl., Bd. 1. 1931].

Näherungswerte bei Zimmertemperatur. Für andere Temperaturen sind erhebliche Abweichungen möglich.

Alkohol . . .	0,31	Glycerin . . .	0,03
Benzol . . .	0,31	Oliveneröl . . .	0,05
Petroleum . . .	0,23	Quecksilber . . .	7,2

Gase in Rohrleitungen. Nach der Formel von Nusselt ist die mittlere Wärmeübergangszahl α_m in einer von Gröber für die Anwendung modifizierten Form

$$\alpha_m = 23,7 \frac{(w \cdot p)^{0,79}}{L^{0,05} \cdot d^{0,16}} \cdot b \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}} \quad (13)$$

Hierin ist der absolute Gasdruck p in ata, die Geschwindigkeit w beim Betriebszustand in m/s einzusetzen. Die nur von der mittleren Temperatur abhängige Größe b ist gegeben durch:

$$b = \lambda^{0,21} (c_p \cdot \gamma_1)^{0,7} \quad (13a)$$

γ_1 ist das spezifische Gewicht bei 1 ata und der mittleren Temperatur t_m . Für die exakte Rechnung sind die Mittelwerte nach einer von Nusselt gegebenen Anweisung zu bilden. Die Werte von α für in Rohren strömende Luft lassen sich aus der in Abb. 9 wiedergegebenen Kurven-

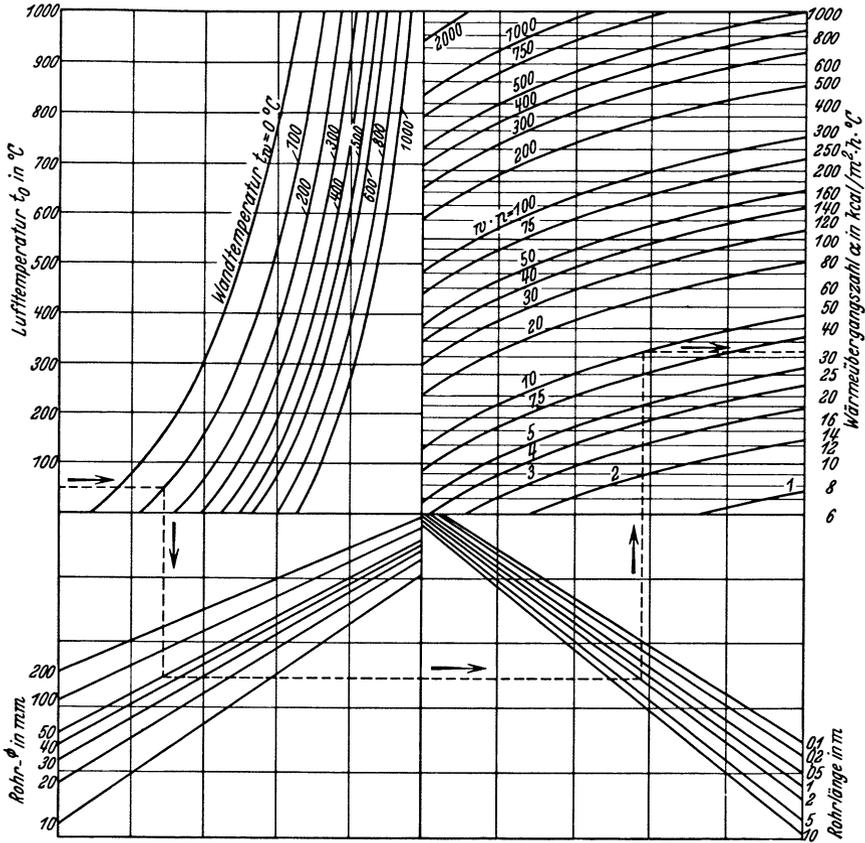


Abb. 9. Diagramm zur Ermittlung der Wärmeübergangszahl von einem heißen Rohr an Luft, die in demselben turbulent strömt (W. Nusselt). Beispiel: Gegeben: Lufttemperatur $t_0 = 50^\circ$; Rohrwandtemperatur $t_w = 100^\circ$; Rohrdurchmesser 50 mm; Rohrlänge $L = 2 \text{ m}$; Luftdruck $p = 1 \text{ ata}$; Luftgeschwindigkeit 10 m/s. Gesucht: α . Lösung: Der gestrichelte Linienzug führt in Richtung der Pfeile zu $\alpha = 32 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$.

tafel nach W. Nusselt [Ztschr. Gesundheits-Ing. 41, 13 (1918)] ermitteln. Für größere Temperaturunterschiede siehe Techn. Mech. Thermodyn. 1, 277 (1930).

Für andere Gase als Luft kann man die für Luft gefundenen Zahlen häufig mit genügender Annäherung durch Multiplikation der für Luft gefundenen Zahlen mit einem Faktor finden. Für eine gegenüber Gleichung (13) etwas vereinfachte Formel sind diese Faktoren α/α_L nach Hütte, 26. Aufl., Bd. 1, 1931 in folgender Tabelle gegeben:

Tabelle 4. α/α_L für aufgezwungene turbulente Strömung.

Sauerstoff	1,00	Ammoniak	1,25	Kohlendioxyd	1,12
Helium	1,10	Rauchgase	1,02	Wasserdampf	1,20
Kohlenoxyd	0,99	Stickstoff	1,00	Chlormethyl.	1,04
Schwefeldioxyd	1,00	Wasserstoff	1,50		

Bei Dämpfen gelten diese Zahlen nur, solange die Wandtemperatur ϑ_w über der Sättigungstemperatur des Dampfes liegt.

Platten in strömender Luft. Hierfür geben Nusselt und Jürges [Ztschr. Gesundheits-Ing. 45, 641 (1922)] auf Grund ihrer Versuche an Kupferplatten mit verschiedener Rauigkeit Gleichungen, die sie dann durch folgende Näherungsgleichungen ersetzen:

$$\left. \begin{array}{l}
 \text{Für glatte Oberfläche (Strömung zur Oberfläche)} \\
 \alpha = 4,8 + 3,4 w \quad \text{für } w \leq 5 \text{ m/s,} \\
 \alpha = 6,12 w^{0,78} \quad \text{für } w > 5 \text{ m/s.} \\
 \\
 \text{Für gerauhte Oberfläche} \\
 \alpha = 5,3 + 3,6 w \quad \text{für } w \leq 5 \text{ m/s,} \\
 \alpha = 6,47 w^{0,78} \quad \text{für } w > 5 \text{ m/s.}
 \end{array} \right\} \quad (14)$$

Für einzelne Rohre und Rohrbündel im Gasstrom. (Die Rohre werden senkrecht zur Rohrachse auf der Außenseite vom Gasstrom getroffen.) Auf Grund der Ähnlichkeit zwischen den Gleichungen für den Wärmeübergang mit denen der Diffusion können aus Diffusionsversuchen Schlüsse auf den Wärmeübergang gezogen werden. Lohrisch hat solche Versuche an Rohrbündeln im Kreuzstrom durchgeführt. Die Oberfläche der Modellrohre war für diesen Zweck mit salzsäuregetränktem Fließpapier überzogen. Über die Rohre hinweg wurde ammoniakhaltige Luft geblasen, so daß durch die entstehenden Salmiaknebel deutliche Strömungsbilder zum Ausdruck kamen.

Abb. 10 zeigt deutlich die sich ausbildende Grenzschicht, die sich beim Übergang auf die rückwärtige Rohrhälfte ablöst und zu einem Wirbelgebiet Anlaß gibt. Die Abb. 11 und 12 [entnommen aus Wien-Harms: Handbuch der Physik, Bd. 9] mit geradlinig und versetzt angeordneten Rohrbündeln sprechen für sich selbst.

Nach Versuchen von Reiher [Forsch.-Arb. Ing.-Wes. 1925, H. 269] und einer zusammenfassenden Untersuchung von J. Ulsamer [Forschg.

Tabelle 5. Beiwerte A und m der Gleichung (15) nach H. Reiher.

Anzahl der Rohrreihen des Rohrbündels	Anordnung der Rohre	A	m
Ein Rohr	einzel	0,350	0,56
„ „ (J. Ulsamer)	„	0,536	0,5
2 Rohrreihen	reihenförmig	0,122	0,654
	versetzt	0,100	0,69
3 Rohrreihen	reihenförmig	0,126	0,654
	versetzt	0,113	0,69
5 Rohrreihen	reihenförmig	0,131	0,654
	versetzt	0,131	0,69

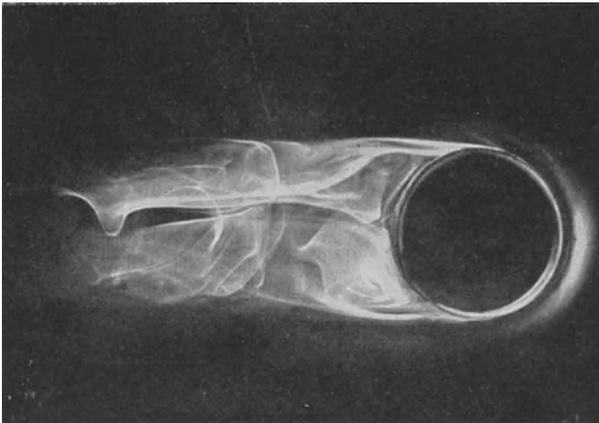


Abb. 10.

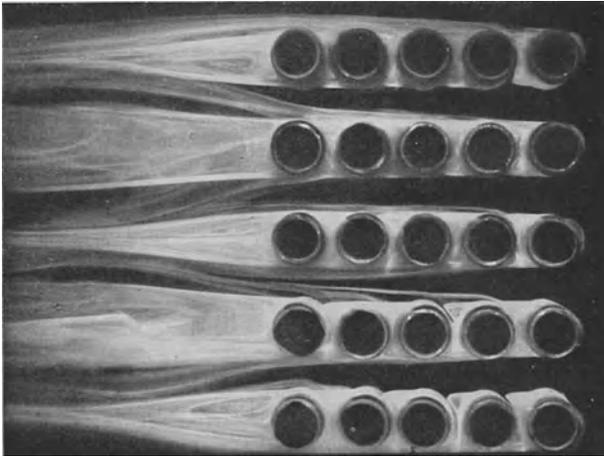


Abb. 11.

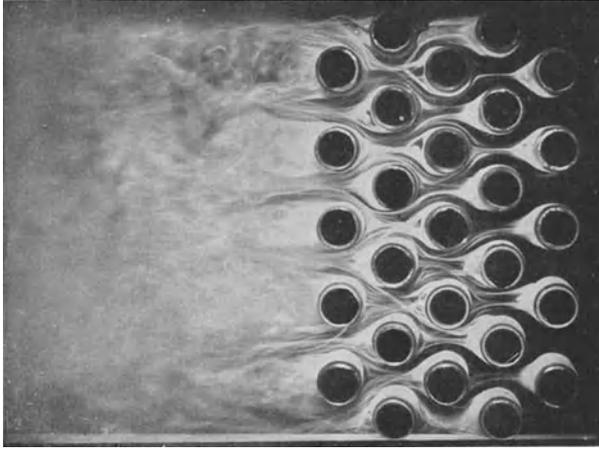


Abb. 12.

Abb. 10—12. Strömungsbilder an Rohren im Kreuzstrom (Lohrisch).

Ing.-Wes. 3, 94 (1932)] ergaben sich für Rohre im Luftstrom Gleichungen von folgender Form:

$$\alpha = A \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{w \cdot d \cdot \varrho}{\eta} \right)^m, \quad (15)$$

wobei für ϱ und η Mittelwerte einzuführen sind.

Die für A und m einzusetzenden Werte ergeben sich aus Tab. 5, S. 111.

A. Schack leitet für ein einzelnes Rohr durch Einführung der Temperaturabhängigkeit für die Stoffwerte der Luft bei der mittleren Temperatur t_m in der Grenzschicht die folgende bequemere Näherungsgleichung aus Gleichung (15) ab:

$$\alpha = \left(4,0 + 3,0 \frac{t_m}{1000} \right) \frac{w_0^{0,56}}{d^{0,44}}. \quad (15a)$$

In den Gleichungen (15) und (15a) gibt α den Mittelwert für die Außenseite des Rohres (bzw. des ganzen Bündels) an. w bedeutet die Geschwindigkeit in den engsten Querschnitten des Bündels (zwischen den Rohren) bei t_m^0 ; w_0 die Geschwindigkeit, bezogen auf 0°C .

2. Bei freier Strömung.

Senkrechte Platten in ruhender Luft. Freie Strömungen verlaufen häufig laminar. Auf Grund neuerer ausführlicher Versuche, bei welchen auch das Temperatur- und Geschwindigkeitsfeld um Platten von 12 und 50 cm Höhe gemessen wurden, haben E. Schmidt und W. Beckmann, Danzig [Techn. Mech. Thermodyn. 1, 341 u. 391 (1930)] eine einfache Formel aufgestellt. Befindet sich eine Platte von der Höhe H in m und der absoluten Temperatur T_1 in Luft von der absoluten Temperatur T_0 und dem Barometerstand b in mm Hg, so wird die mittlere Wärmeübergangszahl α_m für die ganze Platte

$$\alpha_m = 4,80 \sqrt[4]{\frac{T_1 - T_0}{T_0 \cdot H}} \sqrt{\frac{b}{760}} \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}}. \quad (16)$$

Der Zahlenfaktor 4,80 enthält dabei die Wärmeleitzahl und die Zähigkeit der Luft, er ist praktisch konstant. Die örtliche Wärmeübergangszahl α in der Höhe x über der Plattenunterkante ist $\alpha = \frac{3}{4} \alpha_m$, wenn man in der Formel H durch x ersetzt (vgl. Abb. 32 und 35, S. 139 und 141). Die bewegte Luftschicht, die am oberen Plattenende am stärksten, etwa 1 cm dick ist, hat in der Entfernung von etwa 1—3 mm von der Platte ein Geschwindigkeitsmaximum.

Waagerechte Rohre in ruhender Luft. Dieser Fall ist von Bedeutung zur Beurteilung der Wärmeverluste von Rohrleitungen (vgl. S. 141). In Abb. 13 sind die Ergebnisse aus Versuchen von Heilmann und von Koch dargestellt [Schack: Der industrielle Wärmeübergang, 1929]. Der Strahlungsanteil ist dabei mit inbegriffen. Die gefundenen Wärmeübergangszahlen für Konvektion + Strahlung lassen sich unabhängig vom Durchmesser auf die Formel bringen:

$$\alpha = 8,2 + 0,00733 t \sqrt[3]{t}. \quad (17)$$

Hierin bedeutet t die Außentemperatur der Rohrwand.

Die Gleichung (17) kommt nur in Betracht für Rohrleitungen in zugfreien Räumen. Wo dieselben einem Windzug ausgesetzt sind, also auf

jeden Fall im Freien, ist noch ein Windzuschlag zu machen, der nach Gleichung (15) bereits bei einer Windgeschwindigkeit von $w = 1-2$ m/s

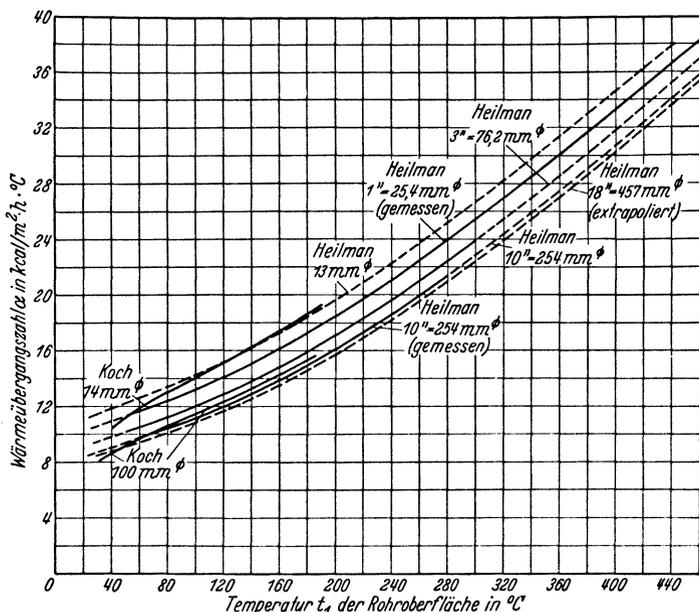


Abb. 13. Wärmeübergangszahlen waagerechter Röhre in ruhender Luft (Konvektion + Strahlung).

das 2- bis 3fache und mehr der Konvektion allein betragen kann (für α , nicht für k , s. S. 141). Der Strahlungsverlust allein kann nach Gleichung (29), S. 124 ermittelt werden.

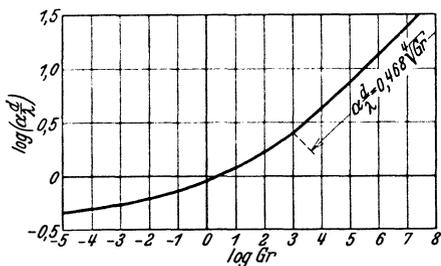


Abb. 14. Die Größe $\log \left(\alpha \frac{d}{\lambda} \right)$, abhängig vom \log der Grashof'schen Kennzahl, bei freier Strömung an einem horizontalen Zylinder (Nusselt, Gröber).

Für ganz dünne Röhre und Drähte (elektrische Heizung) eignet sich Gleichung (17) nicht mehr. W. Nusselt [Ztschr. Ver. Dtsch. Ing. 73, 1475 (1929)] hat unter Zusammenfassung einer großen Anzahl von Versuchen an Drähten bis herunter zu 0,04 mm Durchmesser und Röhren bis herauf zu 90 mm Durchmesser die Größe $\log \left(\alpha \cdot \frac{d}{\lambda} \right)$ als Funktion

des \log der Kennzahl Grashof (Gr) dargestellt. Sie ist in Abb. 14 wiedergegeben. Kann man die Kennzahl Gr [vgl. Gleichung (9) S. 107], die für Gase sich schreiben läßt

$$Gr = \frac{d^3 \cdot \rho^2 \cdot g (t_w - t_r)}{\eta^2 \cdot T_m}, \tag{10a}$$

worin t_W die Wandtemperatur, t_F die Gasttemperatur und T_m die mittlere absolute Temperatur zwischen Wand und Gasttemperatur bedeutet, aus den gegebenen Daten und Stoffwerten ausrechnen, so läßt sich aus der Kurve in Abb. 14 die Größe $\log\left(\alpha \cdot \frac{d}{\lambda}\right)$ abgreifen und damit α angeben.

Da sich die Kurve in ihrem unteren Teil asymptotisch dem Werte

$$\alpha \cdot \frac{d}{\lambda} = 0,435 \text{ bzw. } \alpha = 0,435 \frac{\lambda}{d}$$

zu nähern scheint, ist also bei sehr dünnen Drähten die Wärmeübergangszahl der Wärmeleitzahl λ direkt, dem Drahtdurchmesser umgekehrt proportional. In ihrem oberen Teil oberhalb $Gr = 1000$ läßt sie sich durch den Ausdruck wiedergeben:

$$\alpha \cdot \frac{d}{\lambda} = 0,468 \sqrt[3]{Gr}.$$

Auf Grund dieser Beziehung kann die nachfolgende Gleichung (18) abgeleitet werden.

Waagerechte Rohre in ruhendem Wasser.
Für die Wärmeabgabe Q eines horizontalen Rohres in ruhendem Wasser gilt nach Merkel [Die Grundlagen der Wärmeübertragung] für 1 m Rohrlänge

$$Q = n \sqrt[4]{d^3 (t_W - t_F)^5}, \quad (18)$$

worin der Beiwert n nur von der Temperatur abhängig ist und aus Tabelle 6 zu entnehmen ist*.

Tabelle 6. Werte von n für Wasser zu Gleichung (18) (F. Merkel).

t^0	n	t^0	n
+ 4	0	70	492
10	204	80	527
20	277	90	563
30	330	100	598
40	376	110	632
50	418	120	667
60	456	130	701

3. Bei laminarer Strömung.

Berieselte Flächen. Rieselkühler werden häufig zur Kühlung von Milch, Bierwürze usw., ferner als Gaskühler und in der Kälteindustrie als Kondensatoren für Kältemaschinen verwendet. W. Nusselt [Ztschr. Ver. Dtsch. Ing. 67, 206 (1933)] hat eine für laminare Strömung einer Flüssigkeitshaut [vgl. Gaswaschung, Bd. III, S. 509, besonders Gleichung (86) bzw. Tabelle 4] an einer vertikalen Wand gültige Gleichung für α' abgeleitet. Danach gilt für α' in $\text{kcal/m}^2 \cdot \text{s} \cdot ^\circ\text{C}^{**}) = \frac{1}{3600} \cdot \alpha$ in der Höhe H (m) von der Oberkante der Kühlfläche, nach Vereinfachung der ursprünglichen Gleichung

$$\frac{\alpha' \cdot H}{G_s \cdot c} = 0,0942 + 5,65 \cdot S \quad (\text{für } S > 0,05). \quad (19)$$

Die dimensionslose Größe S , welche die Funktion S_1 der Stoffwerte enthält, ist gegeben durch

$$\frac{S \cdot G_s^{4/3}}{H} = 0,2311 \cdot \frac{\lambda'}{c} \cdot \sqrt[3]{\frac{\gamma^2}{\eta}} = S_1. \quad (19a)$$

* Vgl. auch G. Ackermann: Ztschr. Forschung 3, 42 (1932).

** Die Zeiteinheit von 1 s statt 1 h ist hier wegen der Einheitlichkeit der Dimension (mit η) eingeführt.

Hierin bedeuten G_s die auf einer Kühlerseite rieselnde Flüssigkeitsmenge in kg/s je 1 m Kühlerbreite, $\lambda' = \frac{1}{3600} \cdot \lambda$, die Wärmeleitzahl in kcal/m · s · °C*). Übrige Bezeichnungen siehe S. 98. Der Stoffwert S_1 beträgt bei 20° C für Wasser 0,07; für Glycerin 19,2% ig 0,0594; für Glycerin 46,5% ig 0,0438 (s. Tabelle 7); für Olivenöl 0,0216 (kg/s · m)^{1/3} · $\frac{1}{m}$.

Van der Ploeg [Beih. zur Ztschr. ges. Kälteind. 1929, Reihe 2, H. 2, 20] fand an der Außenfläche eines Rieselkühlers mit übereinandergesetzten horizontalen, nach Abb. 15 profilierten Rohren folgende empirische Gleichung für die örtliche Wärmeübergangszahl α' (wiederum in kcal/m² · s · °C)

$$\frac{\alpha' \cdot H^{1.05}}{G_s^{1.6} \cdot c^{1.4}} = 15,86 \cdot S. \tag{20}$$

H ist hierin der abgewinkelte Rieselweg einer Kühlerseite in m (s. Pfeil in Abb. 15), S der Nusseltsche Beiwert nach Gleichung (19a). Die Rohre wurden innen von Kühlwasser durchströmt. $G_h = 3600 G_s$ betrug bei den Versuchen zwischen etwa 500 und 1200 kg/m · h, wobei die höheren Werte für viscosere Flüssigkeiten gelten. Für Wasser wird etwa 830 kg/m · h als Maximum genannt, bei noch stärkeren Berieselungen findet Abspritzen statt. Berieselungen unter 150 kg/m · h sind schwierig gleichmäßig zu verteilen. Es steht nicht fest, ob durchweg laminare Strömung vorlag. Die Zähigkeit ist von großem Einfluß auf α . Gleichung (19) (vertikale Wand) ergibt höhere Zahlen für α als Gleichung (20) (Profilkühler).

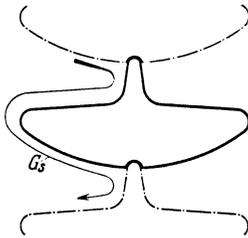


Abb. 15. Element eines Rieselkühlers zu Gleichung (20) und (20a) nach van der Ploeg. 2/3 natürliche Größe.

Einige Ergebnisse der Versuche van der Ploegs sind aus Tabelle 7 zu ersehen. Der Wärmeübergang mit der Mischung 2 entsprach ungefähr Vollmilch, mit Mischung 3 ungefähr Rahm.

Tabelle 7. Örtliche Wärmeübergangszahlen an einem Rieselkühler (van der Ploeg).

Berieselungsflüssigkeit	Temperatur t des Kühlgutes im Einlauf °C	Berieselung G_h kg/m · h	Beiwerte zu Gleichung (20a)		Kühlerhöhe H abgewinkelt Meter	Wärmeübergangszahl α kcal m ² · h · °C
			m	n		
1. Wasser	38,5	518	349	0,0135	0,25 2	2930 2250
2. 19,2%ige wäßrige Glycerinlösung . .	36	547	276	0,0093	0,25 2	2020 1650
3. 46,5%ige wäßrige Glycerinlösung . .	38,4	563	157	0,0126	0,25 2	1320 1030

* Siehe Fußnote S. 115.

Van der Ploeg vereinfachte die Gleichung (20) noch zu der Form der Gleichung (20a), deren Beiwerte m und n aus Tabelle 7 zu entnehmen sind

$$\alpha = m \frac{G_h^{0,267}}{H^{0,005}} (1 + nt) \cdot (\text{kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}). \quad (20a)$$

Wärmeübergang in Rohren bei laminarer Strömung. Von einer Grenzschicht kann man unterhalb der kritischen Geschwindigkeit nicht mehr sprechen, sondern es bildet sich nach dem Poiseuilleschen Gesetz (s. Filtrieren, Bd. III, S. 237) eine parabolische Geschwindigkeitsverteilung im Rohr aus, die nur durch die infolge der Temperaturänderung in den verschiedenen konzentrischen Zylinderschichten vorhandenen wechselnden Zähigkeiten et-

was modifiziert wird. Während bei turbulenter Strömung in den meisten Fällen die „Anlaufstrecke“ eine geringe Bedeutung hat, ist die Rohrlänge vom Einlauf an gerechnet bei laminarer Strömung von großem Einfluß auf die Wärmeübergangszahl. Ein Wärmekonvektionsstrom in radialer Richtung wie bei turbulenter Strömung findet hier nicht statt. Der Wärmeübergang von der Wand nach dem Strömungskern kann nur durch Leitung vor sich gehen. Da eine Durchmischung des Gases

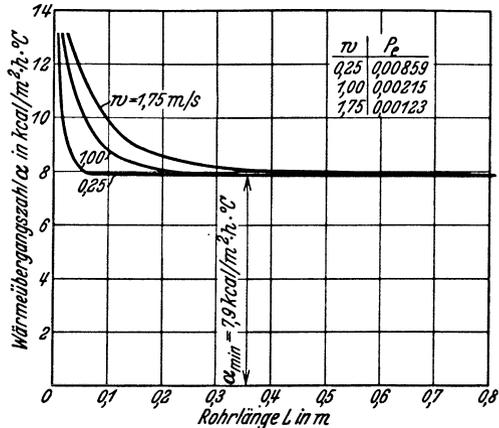


Abb. 16. Wärmeübergangszahl laminar strömender Luft; $p = 1 \text{ ata}$; $t_m = 20^\circ$, abhängig von der Rohrlänge L ; Rohrdurchmesser $d = 0,01 \text{ m}$ (F. Merkel).

oder der Flüssigkeit wegen der fehlenden Turbulenz nicht eintritt, verflacht das beim Rohreintritt vorhandene sprunghafte Temperaturgefälle in der an die Rohrwand angrenzenden Flüssigkeitsschicht und die Wärmeübergangszahl strebt einem Mindestwert, den sie nach einer Untersuchung von Nusselt nach Durchlaufen einer Rohrstrecke

$$L = 0,2 \frac{c_{pr} \cdot w_m \cdot r_0^2}{\lambda} \quad (\text{m}) \quad (21)$$

praktisch erreicht (vgl. Abb. 16).

Hierin ist r_0 (m) der Radius des Rohres und c_{pr} (kcal/m³ · °C) die spezifische Wärme des Stoffes je Raumeinheit beim Betriebszustand.

w_m die mittlere Geschwindigkeit im Rohr beim Betriebszustand.

Nach Durchlaufen dieser Rohrstrecke L gilt für die Wärmeübergangszahl die einfache Beziehung

$$\alpha_{\min} = 5,15 \frac{\lambda}{d} \quad (\text{kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}). \quad (22)$$

[Vgl. auch W. Nusselt: Ztschr. Ver. Dtsch. Ing. 54, 1154 (1910).]

Die Wärmeübergangszahl ist also bei laminarer Strömung bei ausgebildeter Temperaturverteilung unabhängig von der Geschwindigkeit

und umgekehrt proportional dem Durchmesser. Auf diese Weise ergibt sich z. B. in einem Rohr mit $d = 0,01$ m bei 20° C für Wasser $\alpha_{\min} = 260$, für Olivenöl ($\lambda = 0,123$) $\alpha_{\min} = 63,3$ kcal/m² · h · °C. Von großem technischem Interesse ist der Wärmeübergang viscoser Flüssigkeiten (Ölbäder, Ölkühler usw.). H. Kraussold [VDI-Forsch.-Heft 351, 15 (1931)] fand für den Wärmeübergang zäher Flüssigkeiten bei laminarer Strömung im Rohr bei einem Längenverhältnis L/d zwischen 70 und 200 folgende Gesetzmäßigkeit:

$$\frac{\alpha \cdot d}{\lambda} \cdot (L/d)^{0,5} = C (Pe)^{0,23}. \quad (23)$$

Für die Konstante ergibt sich $C = 11,5$, so daß man für α erhält:

$$\alpha = 11,5 \cdot w^{0,23} \cdot d^{-0,27} \cdot L^{-0,5} \cdot \alpha^{-0,23}. \quad (23a)$$

Der Einfluß der Anlaufstrecke ist in Gleichung (22) mit inbegriffen.

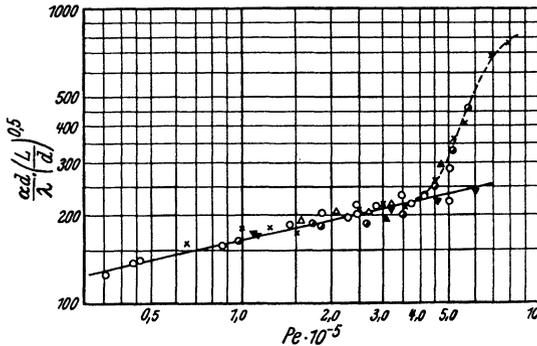


Abb 17. Wärmeübergang zäher Flüssigkeiten nach Gleichung (22). $\alpha \cdot \frac{d}{\lambda} \cdot \left(\frac{L}{d}\right)^{0,5}$ abhängig von der Péclet'schen Zahl (H. Kraussold).

Die Werte wurden an einem Gleichstromwärmeaustauscher ermittelt, wobei das im Rohr strömende Öl gekühlt wurde. Abb. 17 gibt die Versuchspunkte in Abhängigkeit von der Péclet'schen Kennzahl $Pe = \frac{w \cdot d}{\alpha}$ wieder. Bei gekühlter Rohrwand ist infolge des Einflusses der Zähigkeit α geringer als bei geheizter Wand.

4. Wärmeübergang durch kondensierenden Dampf.

a) Filmkondensation.

An der Oberfläche einer gekühlten Wand bildet sich durch Kondensieren des Dampfes bei guter Benetzung eine dünne nach unten strömende Flüssigkeitsschicht, die sich je nach der Neigung der Wand, und der Zähigkeit der Flüssigkeit verschieden dick ausbildet. Diese laminar strömende Flüssigkeitshaut bestimmt, wie W. Nusselt schon 1917 seinen Rechnungen zugrunde gelegt hat, den für die Geschwindigkeit der Kondensation entscheidenden Wärmedurchgangswiderstand.

Da die Flüssigkeiten gegenüber Metallen eine geringe Leitfähigkeit haben, so genügt schon der Durchgangswiderstand einer Kondensatschicht von wenigen Hundertstel mm, um die bei kondensierendem Dampf bekannten hohen Wärmeübergangszahlen (bei Wasserdampf erreicht α in technischen Apparaturen Werte von etwa 6000 bis 12000 WE/m²/h · °C) zu erklären.

Nach W. Nusselt ergibt sich die mittlere Wärmeübergangszahl bei der Filmkondensation an einer ebenen vertikalen Wand zu:

$$\alpha = 0,943 \sqrt[4]{\frac{\gamma^2 \cdot \lambda^3 \cdot r}{\eta}} \cdot \sqrt[4]{\frac{1}{H(t-t_w)}} \quad (24)$$

Die Wärmeübergangszahl ist somit abhängig von der Temperaturdifferenz $(t - t_w)$ und von der Wandhöhe H (m). Sie wird mit wachsender Temperaturdifferenz kleiner, so daß die gesamt übertragene Wärmemenge nicht mehr proportional der Temperaturdifferenz, sondern nur noch mit ihrer 0,75-ten Potenz wächst.

Für Wasserdampf ist $\sqrt[4]{r}$ nur wenig mit dem Dampfdruck veränderlich. Der Dampfdruck bestimmt aber stark die Temperatur der Kondensation. Die Werte von λ und η ändern sich ebenfalls stark mit der Temperatur, weshalb man mit guter Näherung α allein als Funktion der Temperatur ansehen kann. In Abb. 18 ist α_1 , die Wärmeübergangszahl für kondensierenden Wasserdampf mit einer Temperaturdifferenz $t - t_w = 1^\circ$, als Funktion der Temperatur aufgetragen.

Für eine unter dem Winkel β gegen die Horizontale geneigte Wand wird die Wasserhaut dicker und das entsprechende α' wird:

$$\alpha' = \alpha \cdot \sqrt[4]{\sin \beta}.$$

Für ein waagrechtes Rohr vom Durchmesser d , an dessen Außenseite Dampf kondensiert, ergibt sich die Wärmeübergangszahl α_R im Vergleich zu α für eine senkrechte Wand von der Höhe $H = d$, nach Nusselt:

$$\alpha_R = 0,77 \alpha.$$

Größere Dampfschwindigkeiten haben besonders bei höheren Dampfdrucken einen fördernden Einfluß auf den Wärmeübergang bei der Filmkondensation.

Für andere Stoffe können die aus der Gleichung (23) für α bei der Kondensation des Wasserdampfes nach folgender Gleichung umgerechnet werden:

$$\frac{\alpha}{\alpha_w} = \sqrt[4]{\left(\frac{\gamma}{\gamma_w}\right)^2 \cdot \left(\frac{\lambda}{\lambda_w}\right)^3 \cdot \frac{r}{r_w} \cdot \frac{\eta_w}{\eta}} \quad (24a)$$

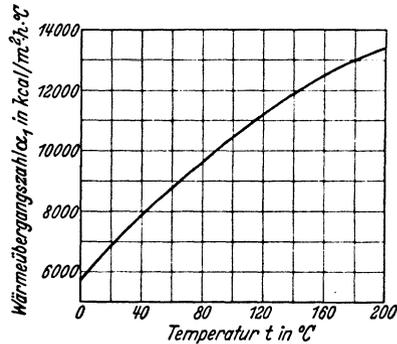


Abb. 18. Wärmeübergangszahl α_1 bei 1° Temperaturdifferenz, für Wasserdampf bei Filmkondensation an senkrechter Wand von 1 m Höhe (F. Merkel).

Tabelle 8. Umrechnungsfaktoren zu Gleichung (24a) (Merkel).

Substanz	$\frac{\gamma}{\gamma_w}$	$\frac{\lambda}{\lambda_w}$	$\frac{\eta}{\eta_w}$	$\frac{r}{r_w}$	$\frac{\alpha}{\alpha_w}$
Alkohol	0,79	0,35	1,24	0,56	0,27
Benzol	0,90	0,24	0,80	0,18	0,22
Ammoniak . . .	0,68	(1)	(1)	0,56	0,7
Kohlendioxid .	0,8	(1)	(1)	0,10	0,5
Schwefeldioxyd.	1,5	(1)	(1)	0,18	0,8

Die ()-Werte sind geschätzt, da Versuchsdaten nicht vorliegen.

Hierin können nach Merkel die Werte der Tabelle 8 eingesetzt werden. Die Anwendung dieser Rechnung kommt zur Ermittlung

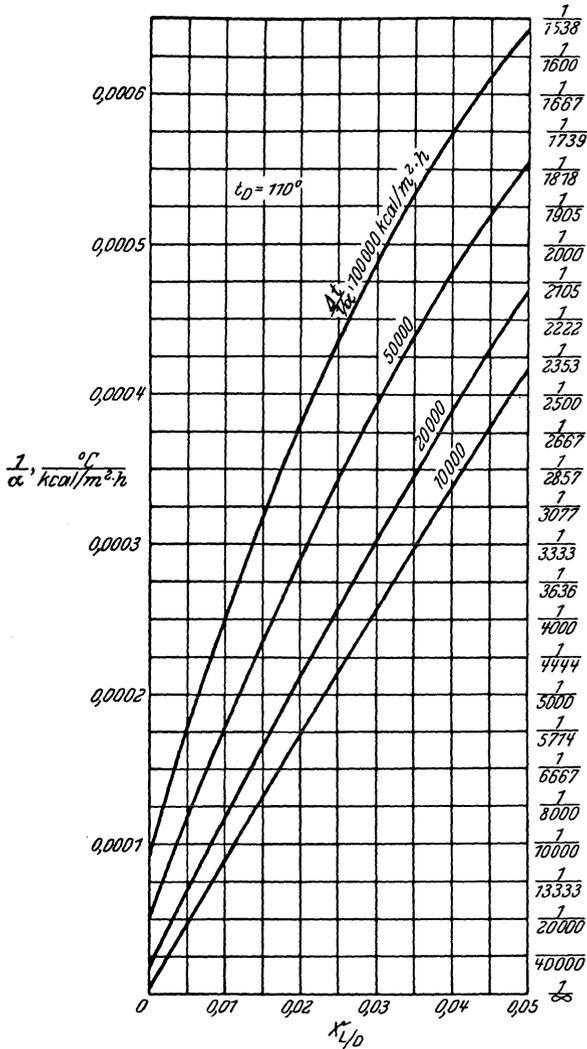


Abb. 19. Veränderung des Wärmeübergangswiderstandes bei der Kondensation mit dem Luftgehalt des Dampfes, nach Versuchen von Othmer, an einem außen geheizten waagerechten Rohr von 76 mm Durchmesser. [Abbildung nach Hausbrand-Hirsch: Verdampfen, Kondensieren, Kühlen. Berlin: Julius Springer 1931.] $X_{L/D} = 0,05$ entspricht etwa 3,09 Vol.-% Luft im Gemisch.

der Wärmeaustauschflächen von Dephlegmatoren und Kondensatoren unter anderem in der Destillations-technik, bei Kälteanlagen und bei der Gasverflüssigung in Betracht.

b) Tröpfchenkondensation.

Hat man es nicht mehr mit laminarer Strömung der Wasserschicht zu tun, wie es in obigen Gleichungen vorausgesetzt war, so gelten die genannten Gesetzmäßigkeiten nicht mehr [z. B. bei $Re > 300$, bezogen auf den Flüssigkeitsfilm, vgl. Gleichung (91), Bd. III, S. 510]. Auch die Oberflächenspannungen können einen laminar strömenden Film unmöglich machen. So gelang es E. Schmidt [E. Schmidt, W. Schurig u. W. Sellschopp: Techn. Mech. Thermodyn. 1, 53 (1930)] die kondensierende Flüssigkeit an einer blanken verchromten Fläche in herunterrieselnde Tröpfchen aufzulösen. Dadurch stieg die Wärmeübergangszahl bei der Kondensation von Wasserdampf auf die überraschend hohen Werte

von 30000 bis 40000 kcal/m² · h · °C. In vielen Fällen der Praxis hat man es je nach der Beschaffenheit der Fläche und der Art der

Dampfströmung [M. Jakob: Ztschr. Ver. Dtsch. Ing. 76, 1161 (1932)] mit beiden Arten der Kondensation nebeneinander zu tun. Es wird oft schwer sein, im voraus anzugeben, welcher Anteil der Fläche die vorteilhaftere Tröpfchenkondensation zeigen wird.

c) Kondensation von gashaltigem Dampf.

Hierbei wird die Kondensation durch das sich ausscheidende Gas aus zwei Gründen verzögert. Der Dampf muß ähnlich wie bei der Gasabsorption (vgl. Bd. III, S. 489) durch den sich bildenden Gasfilm hindurch diffundieren, bevor er zur Kondensation gelangt. Ferner geht die Kondensation erst bei der niedrigeren, dem Partialdruck entsprechenden, Temperatur (Taupunkt) vor sich, wodurch das Temperaturgefälle bei der Kondensation vermindert wird [vgl. Abb. 19, D. F. Othmer: Ind. Engin. Chem. 21, 576 (1929), ferner E. Langen: Forsch. Ing.-Wes. 2, 359 (1932)]. Eine alle experimentellen Daten befriedigend zusammenfassende Formel ist noch nicht bekannt.

5. Wärmeübergang an siedende Flüssigkeiten.

Neuere, noch nicht abgeschlossene Versuche von M. Jakob und seinen Mitarbeitern haben wesentliche Teilvorgänge dieses bis vor

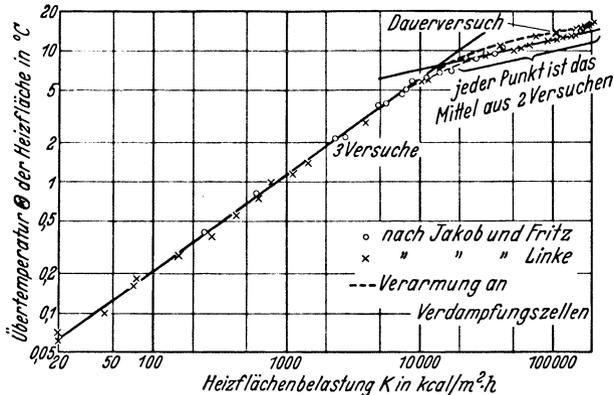


Abb. 20. Übertemperaturen Θ der Heizfläche gegenüber dem Wasser in Abhängigkeit von der Heizflächenbelastung K (logarithmisch) (M. Jakob). [Vgl. auch M. Jakob: Ztschr. Ver. Dtsch. Ing. 76, 1161 (1932).]

kurzem noch wenig systematisch erforschten Gebietes aufgeklärt. Als interessantestes Ergebnis darf der Nachweis betrachtet werden, daß zum Zustandekommen des Siedens eine mit der Heizflächenbelastung K stark zunehmende Überhitzung der wärmeübertragenden Wand (bzw. einer Flüssigkeitsgrenzschicht) notwendig ist, wie Abb. 20 zeigt. In qualitativer Weise hat schon G. Th. Gerlach auf Beobachtungen solcher Art hingewiesen [Ztschr. analyt. Chem. 26, 413 (1887)]. An rauen Heizflächen ist die Zahl der an der Wand sich bildenden Dampfblasenkeimstellen erheblich größer als an glatten Flächen.

Die Verdampfung bewirkt erhebliche Dichteunterschiede (vgl. Verdampfen, Bd. III, S. 374) und verursacht dadurch eine freie Strömung der Flüssigkeit vor der wärmeübertragenden Wand. Die Wärmeübergangszahl ist von der Ausbildung dieser Strömung stark abhängig. Diese ist wiederum durch die Heizflächenbelastung K bedingt. Somit ist α indirekt von der Heizflächenbelastung K abhängig. Nach Versuchen von M. Jakob an waagerechten elektrisch geheizten Platten [Forschg. Ing.-

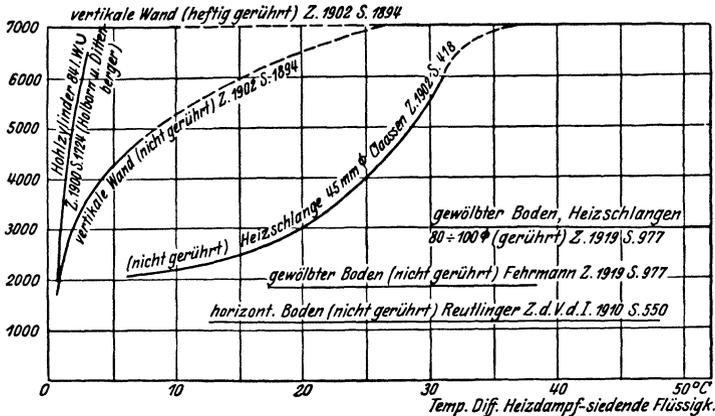


Abb. 21. Wärmeübergang an siedendes Wasser (ten Bosch).

Wes. 2, 435 (1931)] ergab sich zwischen $K = 2000$ bis 43000 kcal/m²·h bei glatten Flächen [vgl. auch M. Jakob: Ztschr. Ver. Dtsch. Ing. 76, 1161 (1932)] die Beziehung

$$\alpha = 950 + 0,077 K.$$

An rauhen Flächen ergaben sich vorübergehend viel größere Werte. Es liegt somit nahe, die Heizflächen so auszubilden, daß die freie Strömung sich möglichst ungehemmt entfalten und zur Zirkulation führen kann (vgl. Verdampfen, Bd. III, S. 374). Einige ältere Versuchsergebnisse sind in Abb. 21 [aus ten Bosch: „Die Wärmeübertragung“, 1927]) wiedergegeben. Sie zeigen sehr deutlich den Einfluß besserer Zirkulation an vertikalen Flächen (vgl. „Verdampfen“, Bd. III, S. 377).

Die aus diesen Versuchen bekannten Wärmeübergangszahlen liegen zwischen etwa 1100 bis 7000 kcal/m²·h·°C.

D. Wärmestrahlung.

1. Allgemeines.

An freien Oberflächen findet neben der Wärmeübertragung durch Leitung und Konvektion der umgebenden Luft, unbeeinflußt von der Wärmeleitung, immer zugleich eine Wärmestrahlung statt, die oft nur durch nachträgliche Rechnung von der gesamten Wärmeübertragung zahlenmäßig getrennt angegeben werden kann.

Die Abstrahlung findet am stärksten von den Oberflächen fester und flüssiger Körper statt, in geringerem Maße strahlen auch Gasmassen. Für die Strahlung von festen Körpern und auch von Gasen kommt der Wellenbereich von $0,76 \mu$ bis 342μ in Betracht, für die Wärmestrahlung nur der Wellenbereich von 1μ bis 15μ (vgl. Abb. 22).

Bei strahlenden Körpern muß man immer auch den sog. Gegenstrahler in den Bereich der Betrachtungen ziehen, d. h. den Körper, der die abgestrahlte Wärme aufnimmt, denn der Abstrahlungsverlust eines Körpers ist in einem beruhten Raum größer als in einem von spiegelnden Wänden umgebenen. Jeder Körper reflektiert einen Teil r der zugestrahlten Wärme bzw. Energie. Dies kann spiegelnd oder diffus geschehen. Einen anderen Teil a absorbiert er, für einen dritten Anteil b ist er durchlässig, so daß gilt:

$$a + b + r = 1. \quad (25)$$

Für einen Stoff, der keine Strahlung reflektiert und keine Strahlung durchläßt, der also die gesamte ihm zugeworfene Strahlung absorbiert, hat man den Begriff des absolut schwarzen Körpers geprägt. Der absolut schwarze Körper stellt einen ideellen Grenzfall dar, der an einem gegebenen Körper nicht verwirklicht ist. Auch tiefschwarz erscheinende Körper absorbieren die Strahlung nicht vollkommen, z. B. absorbiert Ruß nur $s = 90\text{--}96\%$, Platinmoor 97% der auftreffenden Strahlung. Realisiert hat man den Effekt eines absolut schwarzen Körpers durch die Strahlenabsorptionswirkung eines evakuierten Hohlraums, z. B. bei Messungen der Physikalisch-technischen Reichsanstalt. Für das Verhältnis der von einem Körper emittierten Strahlungsenergie E zur absorbierten Energie a gilt das Kirchhoffsche Gesetz.

Dieses sagt aus, daß das Verhältnis der Emission zur Absorptionszahl in einem bestimmten Wellenlängengebiet für alle Körper konstant ist. Da dies auch für einen absolut schwarzen Körper gelten muß, kann man dieses Gesetz schreiben:

$$\frac{E_1}{a_1} = \frac{E_2}{a_2} = \frac{E_s}{a_s} = \frac{E_s}{1} = f(\lambda, t). \quad (26)$$

Hierin bedeutet λ die Wellenlänge. Würde das Kirchhoffsche Gesetz nicht gelten, so könnten verschiedene Körper in einem geschlossenen fensterlosen Raum von überall gleicher Temperatur ihre Temperatur allein durch die Strahlung ändern.

Das einfachste Gesetz für die Strahlung einer punktförmigen Strahlungsquelle, welches noch ohne Eingehen auf das Wesen der Strahlung allein aus geometrischen Betrachtungen folgt, sagt aus, daß die Strahlungsintensität umgekehrt proportional dem Quadrat der Entfernung ist.

Bei diffus strahlenden Körpern gilt für die unter einem Winkel φ zur Normalen ausgesandte Strahlungsintensität E_φ das schon von J. H. Lambert vor etwa $1\frac{1}{2}$ Jahrhunderten ausgesprochene Kosinusetz

$$E_\varphi = E_n \cdot \cos \varphi, \quad (27)$$

wobei E_n die Strahlungsintensität in Richtung der Flächennormalen ist. Für das Verhältnis der Gesamtstrahlung E einer Fläche zur Strahlungsintensität in Richtung der Flächennormalen ergibt sich aus Gleichung (27)

$$\frac{E}{E_n} = \pi.$$

Für spiegelnde Körper, besonders für Metalle, gilt dieses Gesetz nicht. Für blanke Metalle wird nach E. Schmidt das Verhältnis

$$\frac{E}{E_n} = \frac{4}{3} \pi$$

[E. Schmidt: Beihefte zum Gesundheitsing. Reihe 1, Heft 20].

Für die Strahlung selbst gilt das Stephan-Boltzmannsche Gesetz. Dieses bringt zum Ausdruck, daß die Gesamtstrahlung E eines vollkommen schwarzen Körpers proportional der 4. Potenz seiner absoluten Temperatur ist. Indem man den Faktor 10^{-8} der Strahlungskonstanten in den Faktor der Temperatur einbezieht, kann man dieses Gesetz in der Form schreiben:

$$E = C_s \cdot \left(\frac{T}{100}\right)^4; \quad (28)$$

hierin hat die Strahlungszahl C_s des absolut schwarzen Körpers den Wert

$$C_s = 4,96 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ \text{abs}^4}.$$

Die Abhängigkeit der Strahlungsintensität von der Wellenlänge nach dem Planckschen Strahlungsgesetz ist in Abb. 22 (nach Gröber-Erk) für die Strahlung des „absolut schwarzen Körpers“ für eine Temperatur von 1000° und für 1200°C wiedergegeben.

Die zu jeder Wellenlänge eines strahlenden absolut schwarzen Körpers

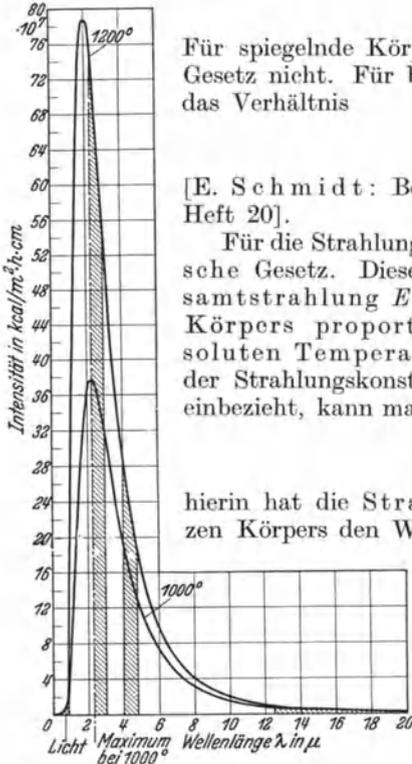


Abb. 22. Abhängigkeit der Strahlungsintensität J_λ von der Wellenlänge Plancksches (Gesetz) mit Absorptionsstreifen der CO_2 -Gasstrahlung.

gehörende Intensität wird durch das Plancksche Strahlungsgesetz wiedergegeben. Es hat die Form:

$$J_\lambda = 3,17 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{\lambda^{-5}}{e^{\frac{1,43}{\lambda \cdot T}} - 1} \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{cm}} \quad (29)$$

λ bedeutet hier nicht Wärmeleitzahl sondern Wellenlänge. Die in bezug auf das Längenmaß nicht einheitliche Dimension von J ist darauf zurückzuführen, daß die Wellenlänge in cm, die übrigen Größen im technischen Maßsystem gegeben sind.

Technische Oberflächen verhalten sich nicht genau wie der absolut schwarze Körper. Man spricht von Graustrahlung, wenn die Strahlungskurve etwas niedriger als die des absolut schwarzen Körpers liegt,

jedoch das Verhältnis ihrer Ordinaten für alle Wellenlängen in demselben Verhältnis zu den Ordinaten der Kurve für schwarze Strahlung steht. Für sie gilt zwar noch das Stephan-Bolzmannsche Gesetz, jedoch hat die Strahlungszahl dabei einen niedrigeren Wert. Ist die Strahlungsintensität eines Körpers nicht mehr bei jeder Wellenlänge der des absolut schwarzen Körpers proportional, so gilt auch nicht mehr das Stephan-Bolzmannsche Gesetz. Man kann mit Schack das Verhältnis der Strahlungszahl eines grau strahlenden Körpers zu der des absolut schwarzen Körpers den Schwärzegrad s (vgl. Tabelle 9) nennen, so daß

$$s = \frac{C_s}{4,96}.$$

Tabelle 9. Absorptionsverhältnis s verschiedener Oberflächen¹.

Metalle	s	Sonstige Stoffe	s
Messing, Eisen, poliert, blank	0,038—0,052	Aluminiumlack mit	
Messing, Eisen, poliert, etwas angelaufen	0,048—0,057	Zapon	0,373—0,40
Messing, blank vernickelt . .	0,055—0,06	Spirituslack, schwarz, glänzend	0,821
Messing, rohe Walzfläche . .	0,067	Schmelzemaille, weiß . .	0,897
Kupfer, geschabt	0,091—0,096	Eichenholz, gehobelt . .	0,895
Messing, Eisen, frisch abge- schmiert	0,204—0,242	Gipsanstrich	0,903
Blei, Nickel, oxydiert	0,262—0,281	Weichgummi	0,895
Gußeisen, frisch gedreht . .	0,435	Hartgummi	0,945
Eisen, Walzhaut	0,650—0,664	Ziegelstein, rot	0,930
Eisen, Kupfer, oxydiert . . .	0,778—0,819	Porzellan	0,924
		Glas	0,937

2. Strahlungsaustausch zweier Flächen.

a) Wärmestrahlung eines vollständig umhüllten Körpers.

Hierbei treffen alle vom inneren Körper ausgehenden Strahlen den äußeren Körper, jedoch geht je nach der Größe des eingeschlossenen Körpers ein sehr großer Teil am inneren Körper vorbei und trifft wieder auf den äußeren. Für die dabei geltenden Beziehungen, die zuerst von Nusselt untersucht wurden, ist besonders das Verhältnis $\frac{F_1}{F_2}$ der Flächen des inneren Körpers I und des äußeren II von Bedeutung. F_1 ist also stets die kleinere der beiden Flächen, z. B. die äußere Oberfläche eines Verdampfers, der in einem Raum von der Innenfläche F_2 untergebracht ist.

Der Überschuß der bei der Strahlung von F_1 nach F_2 übergegangenen Wärmemenge ist dann

$$Q_s = C' \cdot F_1 \cdot \left[\left(\frac{\Theta_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{\Theta_2}{100} \right)^4 \right] \text{ kcal/h,} \quad (30)$$

hierin ist

$$C' = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{F_1}{F_2} \left(\frac{1}{C_2} - \frac{1}{C_s} \right)}. \quad (31)$$

¹ Nach E. Schmidt: Beih. zur Ztschr. Gesundheitsing. 1927, Reihe 1, H. 20, S. 17, 18.

Hierbei gehören die Indices 1 bei den Strahlungskonstanten und den absoluten Temperaturen θ zum umschlossenen, die Indices 2 zum umschließenden Körper.

Aus der Gleichung für C' ist ersichtlich, daß der Einfluß der Strahlungszahl der umgebenden Wandung immer mehr zurücktritt, je kleiner die Oberfläche des strahlenden Körpers im Vergleich zur Oberfläche

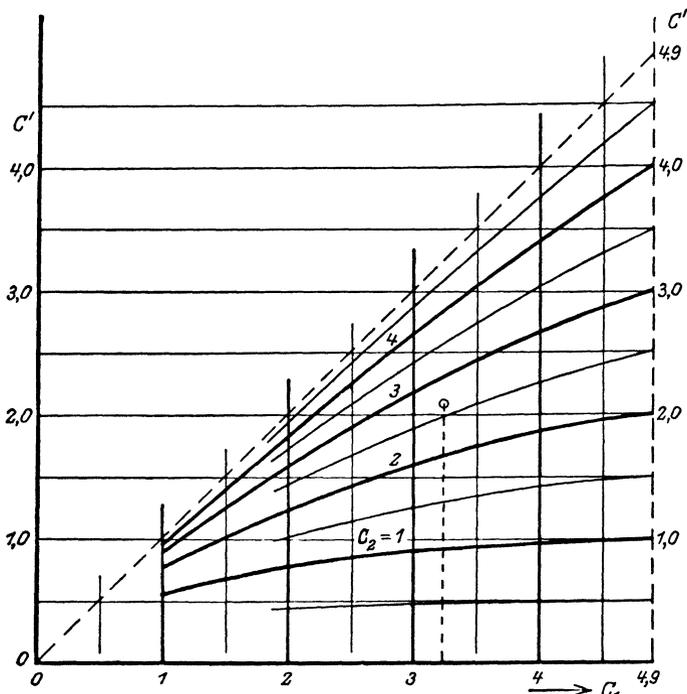


Abb. 23. Diagramm zur Ermittlung des wirksamen Strahlungsfaktors C' [Gleichung (32)].
Beispiel $C_1 = 3,2$; $C_2 = 2,7$; $C' = 2,2$ (Gröber-Erk).

des umgebenden gegenstrahlenden Raumes ist. Die Strahlungszahl der Austauschstrahlung nähert sich dann der Strahlungszahl des strahlenden Körpers.

Eine Fläche darf auch dann als umschlossen gelten, wenn sie der andern so nahe steht, daß praktisch alle von ihr ausgehende Strahlung die andere Fläche treffen muß.

b) Wärmeaustausch paralleler Flächen.

Für parallele im Strahlungsaustausch stehende Flächen 1 und 2 gilt ebenfalls Gleichung (30), wobei jedoch für die wirksame Strahlungszahl C' einzusetzen ist

$$C' = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} - \frac{1}{C_s}}, \quad (32)$$

die Strahlungszahl des absolut schwarzen Körpers ist einzusetzen mit $C_s = 4,96$. Die wirksame Strahlungszahl C' kann aus dem von Gröber-Erk entnommenen Diagramm, Abb. 23 (Literaturangabe s. S. 103) bei gegebenem C_1 und C_2 abgelesen werden.

Für die praktische Anwendung ist es oft vorteilhaft, auch die Nusseltsche Strahlungsgleichung, ebenso wie den Wärmeübergang auf eine Temperaturdifferenz zu beziehen, so daß auch die durch Strahlung übertragene Wärmemenge in der Form erscheint:

$$Q_s = \alpha_s \cdot F_1 \cdot (\vartheta_1 - \vartheta_2). \quad (33)$$

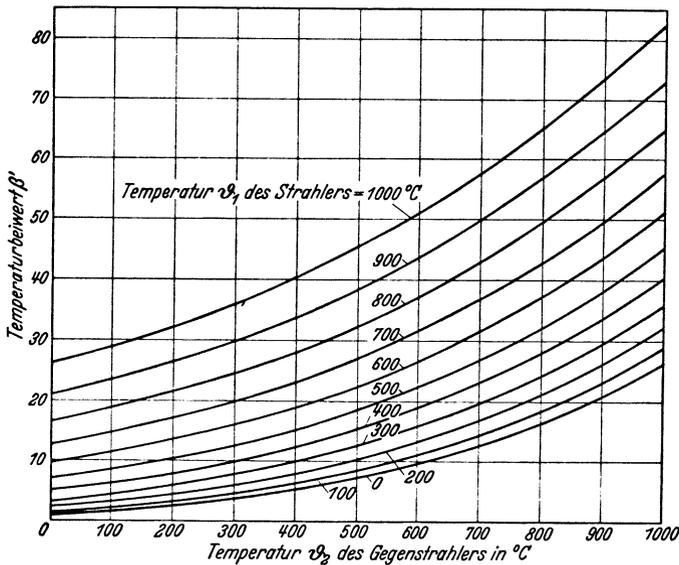


Abb. 24. Temperaturbeiwert β' der Strahlung im Zusammenhang mit den Temperaturen ϑ_1 bzw. ϑ_2 °C des Strahlers bzw. Gegenstrahlers. Vertauschung von ϑ_1 und ϑ_2 ändert das Ergebnis nicht.

Man nennt dann α_s die Wärmeübergangszahl durch Strahlung; sie enthält die Strahlungszahl C' und den nur von den Temperaturen der beiden Strahler abhängigen Temperaturfaktor β' , so daß

$$\alpha_s = C' \cdot \beta'. \quad (34)$$

Der Temperaturfaktor der Strahlung β' ist, wie sich aus der Gleichsetzung von Gleichung (30) und (33) ergibt, bestimmt durch

$$\beta' = \frac{\left(\frac{\vartheta_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{\vartheta_2}{100}\right)^4}{\vartheta_1 - \vartheta_2}. \quad (35)$$

β' kann bei gegebenen Temperaturen ϑ_1 und ϑ_2 aus der graphischen Darstellung Abb. 24 entnommen werden (vgl. auch Abb. 32, S. 139).

Für unregelmäßige unter beliebigem Winkel Strahlung austauschende Flächen, wie sie in technischen Anwendungen vorkommen, muß man oft

zu Annäherungsverfahren für die Berechnung greifen. [Vgl. Schack: Literaturangabe s. S. 113; ferner W. Nusselt: Ztschr. Ver. Dtsch. Ing. 72, 673 (1928). — Gerbel: Die Grundsätze der Wärmestrahlung, 1917: Ausführliche Berechnungsbeispiele bei O. Seibert: Die Wärmeaufnahme der bestrahlten Kesselheizfläche. Arch. Wärmewirtsch. 9, 180—188 (1928). — F. Münzinger: Dampfkraft, 1933. — M. Jakob in Eucken-Jakob: Der Chemie-Ingenieur, Bd. 1, Teil 1. 1933.]

3. Gasstrahlung.

Für eine Anzahl von Gasen, wie Sauerstoff, Wasserstoff, Stickstoff, Luft ist die Absorptionsfähigkeit für Wärmestrahlen sehr gering.

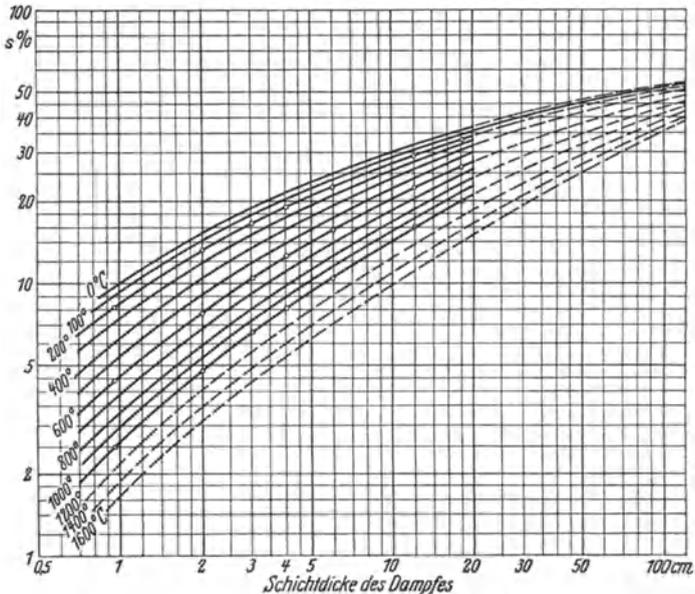


Abb. 25. Emissionsverhältnis s des Wasserdampfes in Hundertteilen der Strahlung des absolut schwarzen Körpers (E. Schmidt).

Dagegen können Wasserdampf, Kohlendioxyd, Kohlenoxyd, Methan und Stickoxyde nicht unbedeutliche Energiemengen absorbieren und ausstrahlen, so daß dieses Verhalten für Konstruktion und Betriebsweise von Feuerungsanlagen, Kontaktöfen usw. mitunter von Bedeutung ist.

Im Gegensatz zu vielen festen Körpern (Ausnahme: elektrische Leiter, wie Metalle, Metalloxyde) sind Gase selektive Strahler. Kohlensäure und Wasserdampf besitzen relativ eng begrenzte Absorptionsgebiete bei nur je drei Wellenlängen.

Die Daten für die drei wichtigsten Absorptionsstreifen des Kohlendioxyds (nach Messungen von F. Paschen) und des Wasserdampfes sind in folgender Tabelle wiedergegeben [aus A. Schack: Der industrielle Wärmeübergang, 1929].

Alle Strahlen außerhalb der absorbierenden Wellengebiete gehen unbehindert durch eine Schicht der betreffenden Gase hindurch. Die Strahlung im Absorptionsgebiet wird beim Durchgang durch das Gas nach einem Exponentialgesetz geschwächt.

Ein abgegrenzter Gas-körper kann somit nicht wie ein fester Körper unbehindert ausstrahlen, sondern die aus dem Innern kommende Strahlung wird zum Teil wieder von den umhüllenden Schichten absorbiert. In Abb. 22 sind in die *J*-Kurve, die

Tabelle 10. Absorptionsstreifen des Kohlendioxyds und des Wasserdampfes.

Strahlen- des Gas	Streifen Nr.	Wellenlänge	Streifen- breite $\Delta \lambda$
		μ	μ
CO ₂	1	2,36— 3,02	0,66
	2	4,01— 4,80	0,79
	3	12,5 —16,5	4,0
H ₂ O	1	2,24— 3,27	1,03
	2	4,8 — 8,5	3,7
	3	12—25	13 oder mehr

das Plancksche Strahlungsverteilungsgesetz für den absolut schwarzen Körper darstellt, die Absorptionsstreifen für Kohlendioxyd eingetragen. Nusselt nennt die dadurch zwischen bestimmten Wellenlängen definierten Energiestreifen schwarze Gasstrahlung.

Abb. 25 zeigt die Abhängigkeit des Emissionsverhältnisses s für Wasserdampf von der Dicke der strahlenden Schicht und der Temperatur nach Versuchen von E. Schmidt [Forsch. Ing.-Wes. 3, 57 (1932)].

4. Flammenstrahlung.

Die Strahlung ist auch hier von der Dicke der Strahlungsschicht abhängig, jedoch im Gegensatz zu nicht rußenden Gasräumen nur bis zu einer gewissen Grenze. Die Zunahme der Strahlung findet ihr Ende, wenn die aus dem Innern der Flamme kommende Strahlung so stark geworden ist wie die Strahlung eines schwarzen Körpers gleicher Temperatur. In diesem Falle ist die Absorption der von der Strahlung eben noch getroffenen Rußteilchen am Ende der Schicht ebenso groß wie ihre Strahlung. Eine weitere Vergrößerung der Flammendicke ist dann für eine Verstärkung der Strahlung wirkungslos.

Die Messung von Flammentemperaturen mittels optischer Pyrometer täuscht infolge der Strahlung der leuchtenden Rußteilchen eine viel zu hohe Temperatur vor. Eine leuchtende Flamme, die ebenso hell ist wie ein glühendes Eisen, strahlt infolge der Abnahme des Schwärzegrades mit wachsender Wellenlänge erheblich weniger aus als der glühende Körper.

Die Kenntnis der Gas- und Flammenstrahlung ist von Bedeutung für den Betrieb von Öfen, z. B. von Siemens-Martinöfen. Die Wärmeübergangszahl der Gas- und Flammenstrahlung kann bei den hohen Temperaturen der Feuerungen Werte annehmen, welche die der Strahlung der festen Oberflächen und der Konvektion übertreffen können. Allein für die Gasstrahlung berechnete Gröber in einem Flammrohrkessel den Wert $\alpha_{\text{Gasstr}} = 32 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ \text{C}$. Hierbei sind für das Rauchgas die Temperaturen 1200°, der Gehalt an CO₂ zu 15%, an H₂O zu 5% ein

Flammrohrdurchmesser von 1 m und eine Wandtemperatur von 250° C, zugrunde gelegt. [Literatur A. Schack: Der industrielle Wärmeübergang. — W. Nusselt: VDI-Forsch.-Heft 264.]

E. Wärmedurchgangszahl.

Von der Wärmeübertragung durch Heizflächen sind im vorstehenden die Einzelteile im Innern durch Leitung und an den Oberflächen durch Konvektion und Strahlung gesondert betrachtet worden. Für wärmetechnische Rechnungen sucht man die Einzelteile in der Wärmedurchgangszahl k zusammenzufassen. Den Wärmestrom Q/F durch eine aus mehreren Schichten von der Dicke $\delta_1, \delta_3, \delta_2$ zusammengesetzten

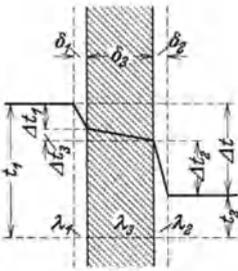


Abb. 26.
Wärmedurchgang durch eine zusammengesetzte Platte.

Platte (Abb. 26) kann man wie das Fouriersgesetz in der Form zum Ausdruck bringen:

$$\frac{dQ}{dF} = \frac{\lambda_z}{\delta_z} \cdot \Delta t = k \cdot \Delta t, \quad (36)$$

hierin ist Δt das gesamte Temperaturgefälle, δ_z die gesamte Plattendicke, λ_z die fiktive Leitfähigkeit der zusammengesetzten Platte und somit k eine aus den Dicken und Leitfähigkeiten der einzelnen Plattenschichten sich ergebende Größe. Auch der Wärmedurchgang durch eine Platte zwischen flüssigen oder gasförmigen Medien einschließlich des Wärmeübergangs an den Oberflächen der Platte läßt sich in dieser Form zusammenfassen. Die S. 105 genannten Grenzschichten δ hat man dann

als Schichten der zusammengesetzten Platte aufzufassen (Abb. 26). Mit den Bezeichnungen der Abb. 26 läßt sich bei $F = 1$ schreiben:

$$Q = \frac{\lambda_1}{\delta_1} \cdot \Delta t_1 = \frac{\lambda_3}{\delta_3} \cdot \Delta t_3 = \frac{\lambda_2}{\delta_2} \cdot \Delta t_2 = k \cdot \Delta t. \quad (37)$$

Beachtet man, daß nach Abb. 26 das gesamte Temperaturgefälle gegeben ist durch

$$\Delta t = \Delta t_1 + \Delta t_3 + \Delta t_2, \quad (37a)$$

so ergibt sich der Wärmedurchgangswiderstand $\frac{1}{k}$ der zusammengesetzten Platte

$$\frac{1}{k} = \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3}. \quad (38)$$

Führt man nach Gleichung (4) S. 105 für $\frac{\lambda_1}{\delta_1}$ bzw. $\frac{\lambda_2}{\delta_2}$ die Wärmeübergangszahlen α ein, so bestimmt sich k in Gleichung (36) zu

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3}}. \quad (39)$$

Die scheinbaren Grenzschichtdicken δ_1 und δ_2 wurden nur vorübergehend zur durchsichtigen Ableitung der Gleichung (39) eingeführt. Bei der praktischen Handhabung wird jedoch fast stets mit den Werten von α

aus den Gleichungen (11) bis (24) gerechnet. Es ist ersichtlich, daß die Größe von k am stärksten beeinflußt wird von dem größten Wärmeübergangswiderstand bzw. von dem kleinsten Wert von α .

Besteht die feste Wand nicht aus einem einzigen Material, sondern ist sie etwa homogen verbleit oder hat sich durch Kesselsteinbildung oder dgl. eine feste Schicht oder ein Belag von der Stärke δ_4 in m und der Leitfähigkeit λ_4 angesetzt, so tritt in den Nenner der Gleichung (39) als weiteres Glied die Größe

$$\frac{\delta_4}{\lambda_4}$$

additiv hinzu.

Bei Rohren ist noch der Einfluß der Rohrkrümmung auf die Querschnitte der Wärmeströmung zu berücksichtigen, der besonders bemerkbar wird, wenn das Verhältnis des äußeren zum inneren Durchmesser groß wird. Dann wird der Wärmedurchgang Q in kcal/h durch eine aus zwei Schichten bestehende Rohrwand (z. B. ein isoliertes Rohr) pro 1 m Rohrlänge

$$Q = l \cdot \pi \cdot z \cdot \frac{t_1 - t_2}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_i} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_a} + \frac{1}{2 \lambda_i} \ln \frac{d_m}{d_i} + \frac{1}{2 \lambda_a} \ln \frac{d_a}{d_m}} \quad (40)$$

Wenn jedoch α_1 und α_2 nicht sehr voneinander abweichen, so genügt es, die Rohrwand wie eine ebene Fläche zu betrachten und mit der auf den mittleren Durchmesser bezogenen Durchgangsfläche nach der erweiterten Gleichung (39) zu rechnen.

Ist aber, wie bei Dampfkesseln α auf der Feuerseite geringer als auf der Wasserseite, so rechnet man mit der feuerberührten Heizfläche.

Bei einem Wärmeaustauscher, in welchem warmes Gas mit Kühlwasser heruntergekühlt werden soll, in welchem also α_1 auf der Gasseite im allgemeinen die Größe von etwa 15—50 hat, α_2 auf der Wasserseite jedoch im allgemeinen zwischen etwa 300 und 6000 liegt, ist eine Verbesserung des Wärmeübergangs auf der Gasseite von großem Einfluß, während eine Verbesserung von α_2 auf der Wasserseite nur noch geringen Einfluß hat. Auch der Einfluß der gut leitenden metallischen Wand ist in diesem Falle gering (vgl. Tabelle 12, Reihe 2 und 3, S. 134).

Außer der Wärmedurchgangszahl k hat sich bei wärmetechnischen Rechnungen noch der Begriff der Heizflächenbelastung $K = k \cdot \Delta t$ eingebürgert.

II. Die Wärmeübertragung in der chemischen Technik.

Die Anwendung des Wärmeaustausches in der chemischen Industrie ist so vielseitig, daß hier nur die Gliederung der hauptsächlichsten Verwendungsgebiete angedeutet werden kann. Nur einzelne charakteristische Beispiele können besprochen werden.

Es kann folgende Gliederung vorgenommen werden, wobei zu beachten ist, daß auf den beiden Austauschseiten einer Wand sowohl

verschiedene Formen des Wärmeaustausches (Leitung, Konvektion, Strahlung) als auch verschiedene Aggregatzustände auftreten können. (Man vergleiche auch die Gliederung in „Verdampfen“, Bd. III, S. 379.)

I. Direkte Wärmeübertragung (ohne das Zwischenglied einer übertragenden Wand). Flammöfen, elektrische Öfen (s. S. 770), Schachtofen. Oxydations- und Röstprozesse (Tellerröstofen der Lurgi), Kalkbrennen usw. Verdunstung und Trocknung mit Wärmeaustausch, Regenungskühlung (s. Bd. III, S. 356 und Bd. II, S. 614). Geschmolzene Metalle, Öle usw. als Wärmeüberträger (s. Bd. III, Abb. 40, S. 386), Wärme- (Kälte-) Rückgewinnung durch Regeneratoren (Cowper; Regeneratoren nach Fränkl-Linde [Wärme- (Kälte-) „Atmung“]).

II. Indirekte Übertragung durch Heiz- (Kühl-) Flächen einer wärmeleitenden Wand.

A. Im gasförmigen Zustand. Zu- und Abführung der Wärme bei Gasreaktionen (z. B. Ammoniaksynthese Abb. 31, S. 138). Kracken im Gaszustand; Dampfüberhitzung; Tiefkühlung von Gasen; Wärme- (Kälte-) Rückgewinnung durch Rekuperatoren (mit Austauschwänden).

B. Im flüssigen Zustande. Reaktionen in flüssiger Lösung oder Aufschlammung, Hydrierungsvorgänge (Fetthärtung, Kohlehydrierung), Kracken in flüssigem Zustande. Wärmeübertragung in Wasser-, Öl-, Blei-, Schmelzbädern [J. Spangler: Chem. Fabrik 7, 471 (1934)]; Hochdruckheißwasser-Heizung. Wärme- (Kälte-) Rückgewinnung durch Wärmeaustauscher, Kühler.

C. Im festen Zustande. Vorgänge in Retorten. Verkokung, Vergasung, Reduktionen, Schwelen usw.

D. Vorgänge mit Änderung des Aggregatzustandes. Verdampfen, Destillieren, Sublimieren (s. Bd. III, S. 337, bzw. S. 395, bzw. S. 333), Schmelzen, Krystallisieren, Kondensation, Verflüssigung von Gasen (s. Bd. III, S. 318, bzw. S. 179, bzw. S. 393, 449 usw.); Heizung durch Wasser-, Quecksilber-, Diphenyldampf usw. s. S. 662 [Journ. Ind. Engng. Chem. 22, 700, 763 (1930); ferner Heindel: Chem. Met. Eng. 41, 308 (1934)]. Kühlung mit schmelzendem Eis, festem Kohlendioxyd (Trockeneis) usw. Für diese Vorgänge ist charakteristisch, daß die Temperatur bei dem Austauschvorgang trotz der Übertragung bedeutender Wärmemengen (z. B. 540 kcal je 1 kg Wasserverdampfung bei 100°) sehr gut konstant gehalten werden kann, weshalb sie in der chemischen Technik von großer Bedeutung sind.

Apparaturgröße. Eine wichtige Frage, an der schon manches chemische Verfahren zunächst gescheitert oder auf große Schwierigkeiten gestoßen ist, tritt bei der Übertragung von Apparaturen aus dem Laboratoriumsmaßstab auf den Maßstab des technischen Großbetriebes auf. Während man es bei Laboratoriumsapparaten mit geringen Apparateinhalten und verhältnismäßig großen Oberflächen zu tun hat, verschiebt sich dieses Verhältnis beim Übergang auf größere Einheiten beträchtlich, da die Inhalte mit der 3. Potenz, die Oberflächen nur mit der 2. Potenz des Durchmesser wachsen. Vergrößert man eine Apparatur von 1 l Inhalt geometrisch ähnlich auf z. B. 1 m³ Inhalt, so verringert sich die auf 1 l Inhalt treffende Oberfläche im umgekehrten Ver-

hältnis der Durchmesser, also auf $\frac{1}{10}$ der Oberfläche der Kleinapparatur, d. h. bei gleichem Wärmedurchgang durch die Einheit der Oberfläche ist in der großen Apparatur die 10fache Zeit zum Aufheizen oder Abkühlen erforderlich als bei der kleinen Apparatur.

A. Überblick über Wärmeübergangs- und -durchgangszahlen an technischen Apparaturen.

Bei gegebenen Unterlagen ermöglichen die im ersten Teil mitgeteilten Gleichungen eine rechnerische Ermittlung der Wärmedurchgangszahlen. Die verschiedenen Betriebsbedingungen, insbesondere die Strömungsverhältnisse, die Temperatur und nicht zuletzt die Beschaffenheit und Reinheit der Oberflächen, schaffen fast für jeden Fall andere Verhältnisse, die von neuem zu berücksichtigen sind. Ob man die Bedingungen für eine hohe Wärmedurchgangszahl wählen kann, hängt oft von den technischen Mitteln und den Betriebskosten ab, welche man aufwenden kann. Nur um eine gewisse Übersicht über das umfangreiche Gebiet des Wärmeaustausches bei technischen Anwendungen zu gewinnen, sind die folgenden Tabellen 11 und 12 etwa für mittlere technische Verhältnisse bei technisch reinen Flächen aufgestellt. Die angegebenen Grenzen der Zahlenwerte der Tabelle 11 und damit auch der Tabelle 12 sind naturgemäß bis zu einem gewissen Grade willkürlich. Auch die oberen und unteren Werte stellen, wie aus dem ersten Teil hervorgeht, durchaus keine Grenze dar, sie sind meist wirtschaftlich bedingt. Beim Wärmeschutz von Kühlschränken erreicht man z. B. geringere Werte als die niedrigsten in Tabelle 11 angegebenen Zahlen. Auch die hohen Zahlen unter c) sind z. B. bei reiner Tröpfchenkondensation zu übertreffen. Bei Gasen spielt überdies der Druck eine Rolle; bei höheren Drucken nähern sie sich in ihren Wärmeübertragungseigenschaften denen der Flüssigkeiten. Zur genaueren rechnerischen Erfassung von α und k muß auf die Gleichungen in Teil I verwiesen werden.

Es bedeuten: a) technisch niedrige Werte, b) technisch mittlere Werte, c) technisch hohe Werte.

Tabelle 11.
Technische Durchschnittswerte von Wärmeübergangszahlen.

Übertragendes Medium	a)	b)	c)
	kcal/m ² · h · ° C	kcal/m ² · h · ° C	kcal/m ² · h · ° C
Luft (beigewöhnlichem Druck)	6— 8	15— 40	60— 80
Öl	40— 60	100— 200	300— 600
Wasser	200— 600	800— 2500	4000—10000
Siedendes Wasser	1000—2000	2500— 7000	8000—12000
Kondensierender Dampf	5000—6000	8000—16000	18000—25000

Setzt man die entsprechenden Werte der Tabelle 11 in Gleichung (39), S. 130 ein, so ergeben sich die in der folgenden Tabelle 12 wiedergegebenen Zahlen. Die Wärme geht hierbei von Medium 1 durch eine Wand von der angegebenen Stärke an Medium 2 über oder umgekehrt.

Tabelle 12. Wärmedurchgangszahlen k , errechnet mit den α -Werten der Tabelle 11.

Nr.	Wärme übertragen durch			Wärmedurchgangszahlen			
	Medium 1	Wandmaterial	Wandstärke mm	Medium 2	a) niedrige Werte	b) mittlere Werte	c) hohe Werte
1	Luft	Eisen	8	Luft	3—4	7,5—20	30—40
2	"	"	8	Wasser	6—8	15—39	58—78
3	"	"	8	kondensierender Dampf	6—8	15—40	59—79
4	Wasser	"	8	Wasser	98—283	370—1000	1430—2500
5	"	Eisen mit Ölschicht (einseitig $\lambda = 0,1$)	8 0,05	"	93—248	313—588	854—1112
6	"	Eisen	3	kondensierender Dampf	190—524	690—1860	2630—4650
7	"	Eisen mit Ölschicht (einseitig)	3 0,05	kondensierender Dampf	173—415	513—964	1136—1398
8	"	Eisen mit Ölschicht	3 0,2	kondensierender Dampf	138—256	290—394	420—451
9	"	Eisen	8	Öl	33—54	88—179	265—508
10	kondensierender Dampf	"	3	siedendes Wasser	784—1348	1668—3570	3920—5010
11	"	Steinzeug (gew. $\lambda = 0,8$)	8	Wasser	50—75	80—93	95—98

Nennenswerte Abrundungen an den errechneten Zahlen wurden im Gegensatz zu Tabelle 11 nicht vorgenommen, um den charakteristischen Einfluß der einzelnen Wandschichten im Vergleich mit Tabelle 11 zum Ausdruck zu bringen. Man vergleiche auch die Tabellen 3 und 4, Bd. III, S. 360 im Abschnitt „Verdampfen“.

Die Werte der Tabelle 12 können nach den Voraussetzungen nur im Zusammenhang mit Tabelle 11 bewertet werden. Wie schon angedeutet, sind wesentliche Abweichungen von den hier genannten Zahlen möglich. So sind z. B. die an Oberflächenkondensatoren von Kraftbetrieben bekannten mittleren Wärmedurchgangszahlen bei reinen Kühlflächen wesentlich höher als Reihe 6, Spalte b) angibt. Stets müssen die Voraussetzungen jedes neuen Falles in Rechnung gestellt werden. Beim Kühlen, insbesondere von zähen Flüssigkeiten, erreicht man z. B. infolge niedrigerer Wandtemperatur und dickerer Grenzschicht, je nach der Temperatur niedrigere Wärmeübergangszahlen als beim Heizen.

Einfluß unreiner Austauschflächen. Die auf den S. 108—122 mitgeteilten Wärmeübergangszahlen beziehen sich auf reine Austausch-

flächen. Bei der Ermittlung der Wärmedurchgangszahlen, nach Gleichung (39) bzw. ihrer Erweiterung muß häufig mit einem Belag auf den Austauschflächen gerechnet werden, um mittleren Betriebsverhältnissen Rechnung zu tragen. Im voraus ist dies oft nur durch eine rohe Abschätzung möglich. Reihe 5, 7 und 8 der Tabelle 12 zeigen den erheblichen Einfluß einer beispielsweise nur $\frac{5}{100}$ mm dicken Maschinenölschicht ($\lambda = 0,1$). Besonders stark macht sich eine solche Verschmutzung z. B. durch ölhaltigen Abdampf von Kraftmaschinen bei Kondensatoren geltend, wo mit hoher Kühlflächenleistung des reinen Austauschger gerechnet wird. Hier kann in wenigen Betriebsstagen ein Leistungsrückgang auf die Hälfte, $\frac{1}{3}$ und mehr eintreten. Auch Kesselstein, Pfannenstein, Schlamm, Ruß und andere Ablagerungen hemmen den Wärmedurchgang stark, wenn auch nicht in dem Maße wie Öl, da z. B. Kesselstein eine etwa 10—30fach größere Wärmeleitzahl als Maschinenöl aufweist. Wärmehemmende Beläge können unter Umständen durch Wärmestauung zum Ausglühen und Durchbrennen der Heizwände, z. B. bei Dampfkesseln, führen (vgl. Abb. 1, S. 247). Oft genügt ein hauchartiger Belag, um nach wenigen Betriebsstunden den Wärmedurchgang bei Verdampfern durch Erhöhung der Rauigkeit (vgl. „Förderung von Flüssigkeiten“, S. 494) zu vermindern. Dies ist sowohl auf die unmittelbare Erhöhung der Prandtl'schen Grenzschicht, als auch auf die Verminderung der Zirkulation durch erhöhten Widerstand zurückzuführen. Auch Luft- und Gasbläschen, die sich bei Erwärmung aus Kühlflüssigkeiten an den Austauschflächen ansetzen, stören den Wärmedurchgang erheblich. Der Wärmeleitwiderstand $\frac{\delta_s}{\lambda_s}$ gleichmäßig absetzender Beläge kann als zusätzliches Glied bei Gleichung (38) berücksichtigt werden (vgl. auch Bd. III, S. 373).

Bei Rieselkühlern für NH_3 -Kälteanlagen wird der Ansatz von Algen durch die milde Temperatur der Rohrwand, besonders im Freien begünstigt. Der Wärmedurchgang kann dadurch stark zurückgehen. Über Verhinderung des Algenwachstums durch Chlor, Cu usw. siehe S. 320.

B. Berechnung von Wärmeaustauschern.

Die Grundgleichung zur Ermittlung der Austauschfläche ist nach Gleichung (36) S. 130

$$dF = \frac{dQ}{k \cdot \Delta t} \quad (36)$$

bzw. nach Integration

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_m} \quad (41)$$

Zur Berechnung von F ist also im folgenden der Mittelwert Δt_m des Temperaturgefälles über der ganzen Austauschfläche zu ermitteln. Die in jedem Flächenelement dF von dem Medium G_1 in der Zeiteinheit abgegebene Wärmemenge dQ bestimmt zugleich den Temperaturverlauf t des wärmeabgebenden und die Temperatur ϑ des wärmeaufnehmenden Mediums G_2 nach der Gleichung:

$$dQ = G_1 \cdot c_1 \cdot dt = G_2 \cdot c_2 \cdot d\vartheta \quad (42)$$

Die Austauschfläche sei vom Eintritt des kälteren Mediums an gerechnet. Die Bezeichnungen und Vorzeichen gelten für den wichtigsten Fall des Gegenstromes nach Abb. 27. Für Gleichstrom ist $d\vartheta$ nach Abb. 27 negativ einzusetzen. Man nennt $G_1 \cdot c_1$ bzw. $G_2 \cdot c_2$ die Wasserwerte der durch den Austauscher strömenden Medien.

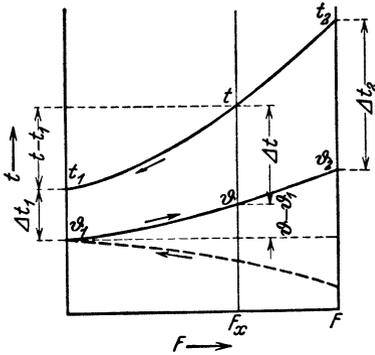


Abb. 27. Temperaturverlauf im Gegenstrom-Wärmeaustauscher $\zeta < 1$ (--- ϑ für Gleichstrom).

Die meist geringfügigen Änderungen der spezifischen Wärme mit der Temperatur lassen sich oft vernachlässigen, so daß das Verhältnis ζ der Wasserwerte für jede Stelle der Austauschflächen als nahezu konstant angesehen werden darf. Dann ist auf Grund der Gleichung (42)

$$\frac{G_1 \cdot c_1}{G_2 \cdot c_2} = \frac{d\vartheta}{dt} = \frac{\vartheta_2 - \vartheta_1}{t_2 - t_1} = \zeta. \quad (43)$$

Mit Ausnahme des Sonderfalles, wenn $\zeta = 1$ ist, ändert sich Δt entlang der Austauschfläche. Die Größe von Δt und ihre Änderung ergibt sich nach Abb. 27 zu

$$\Delta t = \Delta t_1 + (t - t_1) - (\vartheta - \vartheta_1). \quad (44)$$

Mit Einführung der bis zum Querschnitt F_x nach Gleichung (42) übertragenen Wärme Q in Gleichung (44) wird

$$\Delta t = \Delta t_1 + Q \left(\frac{1}{G_1 \cdot c_1} - \frac{1}{G_2 \cdot c_2} \right). \quad (45)$$

Wie aus Abb. 27 ersichtlich, tritt bei Gleichstrom in der Klammer ein +Zeichen auf. Führt man zur Abkürzung für den Klammerwert in Gleichung (45) den Wert m ein und differenziert, so ergibt sich nach einer kleinen Umformung mit Gleichung (42):

$$\frac{d(\Delta t)}{dt} = 1 - \zeta = \frac{dQ}{dt} \cdot m. \quad (46)$$

Damit sind die erforderlichen Unterlagen soweit ermittelt, daß sich durch Kombination der Gleichungen (36), (46) und (42) die Differentialgleichung für die Austauschfläche ergibt:

$$dF = \frac{G_1 \cdot c_1}{(1 - \zeta) \cdot k} \cdot \frac{d(\Delta t)}{\Delta t} = \frac{1}{k \cdot m} \cdot \frac{d(\Delta t)}{\Delta t}. \quad (47)$$

Da aus Gleichung (44) hervorgeht, daß man schreiben kann

$$1 - \zeta = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{t_2 - t_1}, \quad (44a)$$

so ergibt sich nach Integration von Gleichung (47)

$$F = \frac{G_1 \cdot c_1}{(1 - \zeta) \cdot k} \cdot \ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}$$

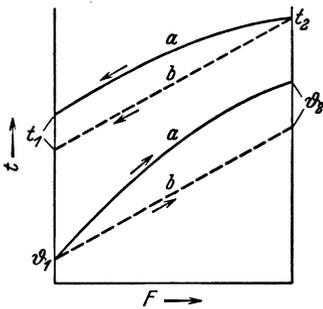


Abb. 28. Temperaturverlauf im Gegenstrom-Wärmeaustauscher (a, a; $\zeta > 1$); (b, b; $\zeta = 1$; $\Delta t = \text{const}$).

oder mit (42) und (44 a)

$$F = \frac{Q}{k} \cdot \frac{\ln \Delta t_2 / \Delta t_1}{\Delta t_2 - \Delta t_1} \tag{48}$$

bzw. mit (45)

$$F = \frac{1}{k \cdot m} \cdot \ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}. \tag{49}$$

Beim Vergleich der Gleichungen (41) und (48) ergibt sich das mittlere Temperaturgefälle, wieder mit Beachtung von Gleichung (45) zu

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \Delta t_2 / \Delta t_1} = \Delta t_2 \cdot \frac{1 - \Delta t_1 / \Delta t_2}{\ln \Delta t_2 / \Delta t_1} \} \tag{50}$$

$$= \Delta t_2 \cdot \mathfrak{R}$$

Das mittlere Temperaturgefälle ergibt sich also nicht als arithmetischer, sondern als logarithmischer Mittelwert \mathfrak{R} . Aus Abb. 29 können die Zahlenwerte von \mathfrak{R} , abhängig von $\Delta t_1 / \Delta t_2$ entnommen werden. Da für Gaswascher entsprechende Gesetzmäßigkeiten gelten, läßt sich Abb. 29 gegebenenfalls auch dort verwenden (vgl. S. 498). Das Verhältnis $\Delta t_1 / \Delta t_2$ wird größer als 1, sobald das Verhältnis ζ der Wasserwerte größer als 1 wird (Abb. 28). Da die Gleichung (50) richtig bleibt, wenn Δt_1 und Δt_2 durchweg vertauscht werden, läßt sich dann \mathfrak{R} ebenfalls aus Abb. 29 ermitteln. Aus dem Verlauf der Kurven ist auch zu ersehen, wann statt des logarithmischen der arithmetische Mittelwert ohne größere Fehler gesetzt werden kann.

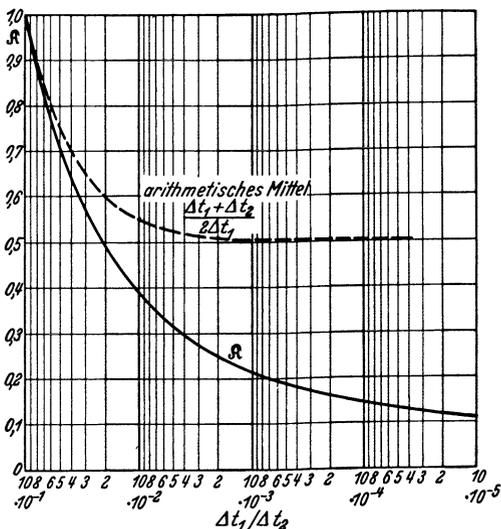


Abb. 29. Logarithmischer Mittelwert \mathfrak{R} nach Gleichung (50), abhängig von $\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}$. Zur Berechnung von Wärmeaustauschern und Absorptionstürmen. (Zum Vergleich arithmetischer Mittelwert.)

Beispiel. Im Zwischenkühler (s. S. 437) eines Luftkompressors mit einer stündlichen effektiven Ansaugleistung von 800 m^3 (15° ; 735 mm Hg) soll die Luft von 135° auf 25° C heruntergekühlt werden. Das zulaufende Kühlwasser hat 20° C und soll sich auf 30° erwärmen. Wie groß ist die erforderliche Kühlfläche, wenn $k = 35 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ \text{ C}$ beträgt? Es ergibt sich $Q = 800 (135 - 25) 0,286 = 28200 \text{ kcal/h}$. Mit $\Delta t_1 / \Delta t_2 = \frac{25 - 20}{135 - 30} = 0,0477$ ergibt sich aus Abb. 29 $\mathfrak{R} = 0,312$ und somit das mittlere Temperaturgefälle $\Delta t_m = 0,312 \cdot \Delta t_2 0,312 (135 - 30) = 32,8^\circ \text{ C}$. Nunmehr ergibt sich die erforderliche Kühlfläche zu $F = \frac{28200}{32,8 \cdot 35} = 24,5 \text{ m}^2$.

C. Praktische Gesichtspunkte.

Bei der konstruktiven Ausbildung von Wärmeaustauschern (Rekuperatoren) ist es zur Erzielung eines hohen Wertes von k erforderlich, daß man den Strömungsvorgängen und dem Wärmeübergang auf beiden Austauschseiten Beachtung schenkt. Ist z. B. die Strömungsgeschwindigkeit auf der Außenseite eines Rohrbündelkühlers zu gering, wie es

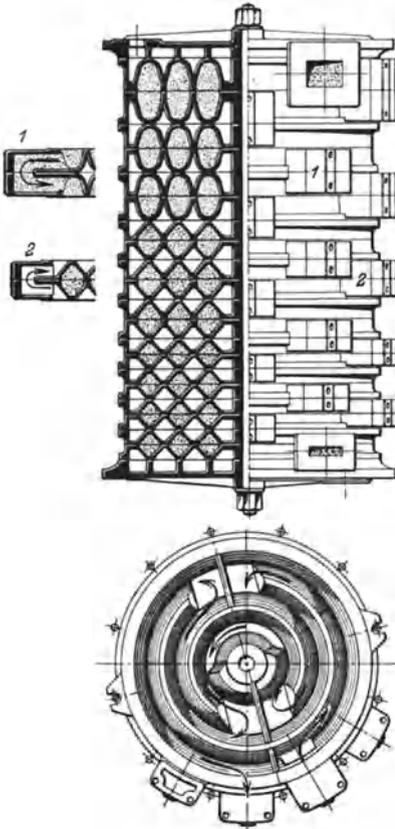


Abb. 30. Zellenbaukühler für Gase (Zimmermann u. Jansen G. m. b. H., Düren, Rheinland).

bei vielen Bauarten der Fall ist, so ist es zur Erhöhung des Wärmedurchgangs fast wirkungslos die Geschwindigkeit in den Rohren über ein gewisses Maß zu steigern. Dies ist besonders der Fall, wenn auf der unvorteilhaften Austauschseite (meist die Außenseite der Rohre) ein Gas strömt). Bei den neueren Zellenbau-Wärmeaustauschern (Abb. 30) erreicht man dies durch Führung der strömenden Medien in plattenförmig übereinander angeordneten Zellen. Durch geeignete Strömungsführung in den Rillen werden tote Räume vermieden und durch eine Strömungsumkehrung wird das wärmeaustauschende Medium durchwirbelt, so daß vorteilhafte Wärmedurchgangszahlen erzielt werden.

Bei Rohrbündelkühlern, deren Vorteil in verhältnismäßig geringem Gewicht besteht, ist auf die verschiedene Wärmedehnung des Rohrbündels und des Mantels durch Anordnung von Stopfbüchsen oder einer Kompensationsvorrichtung Rücksicht zu nehmen.

Bei Kontaktöfen ist die Einhaltung bestimmter Temperaturgrenzen besonders wichtig. Man füllt oft den Kontakt um oder in die Rohre eines Wärmeaustauschers ein, wie in

Abb. 31 ersichtlich ist. Infolge der dadurch erzielbaren großen Austauschflächen bei geringen Schichtdicken der Kontaktfüllung werden unzulässige Übertemperaturen im Kontakt vermieden und gleichzeitig das in den Rohren aufsteigende Synthesegas wirksam vorgewärmt.

Wärmeübergang und Temperaturverteilung in Retorten usw. Hier tritt mit dem Ansteigen der Temperatur der überwiegende Einfluß der Strahlung in Erscheinung. Ein stückiges Gut (auch bei dem Kontaktöfen

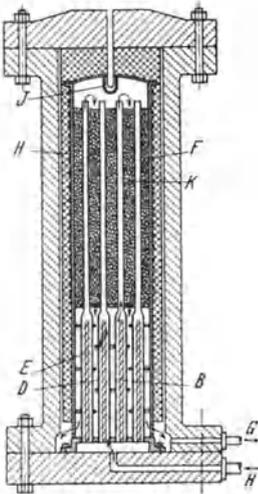


Abb. 31. Kontaktofen zur Ammoniak-synthese nach Fauser. B, D Wärme-austauschrohre; E Spiraleinsatz zur Geschwindigkeitssteigerung; F Ein-satzrohr; K Kontakt; J Thermometer. [Waeser: Luftstickstoffindustrie 1932.]

ringen Temperaturunterschieden namhafte Wärmemengen übertragen, wie Gleichung (30) S. 125 lehrt. Bei einer Strahlungszahl $C' = 4$ gehen zwischen zwei parallelen Wänden bei einer Übertemperatur der heißen Wand von 1°C die aus Abb. 32 ersichtlichen Wärmemengen je 1 m^2 und 1 h über. Bei einer Temperatur der strahlenden Wand von 500° werden bei einer wirksamen Strahlungszahl $C' = 4$ an eine nur 1° kältere Wand etwa $75 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h}$ abgegeben. Bei den technisch üblichen geringen Gasgeschwindigkeiten in Öfen erreicht man eine so hohe Wärmeübergangszahl durch Konvektion bei weitem nicht. Retorten mit größeren Durchmessern erfordern erhebliche Zeiten zum Durchheizen der mit Schüttgut gefüllten Kammer. Die Abb. 33a und b zeigen den Temperaturverlauf in einer Ofenwand beim Aufheizen.

in Abb. 31) in einer Retorte berührt die Wandung nur in einzelnen Punkten oder Flächenstückchen, deren Anzahl und Größe von der Größe und Form des stückigen Gutes abhängt. Für die unmittelbare Übertragung durch Wärmeleitung von oder nach dem stückigen Gut kommt also nur ein geringer Flächenteil der Retortenwand in Betracht. Der Gasraum in den Zwischenräumen der Füllung kann durch Leitung und Konvektion Wärme übertragen. Ihr Anteil ist von der Korngröße des Schüttgutes abhängig und, wie schon eine überschlägige Rechnung zeigt, in der Regel gering. Durch Strahlung werden jedoch bei höheren Temperaturen schon bei ge-

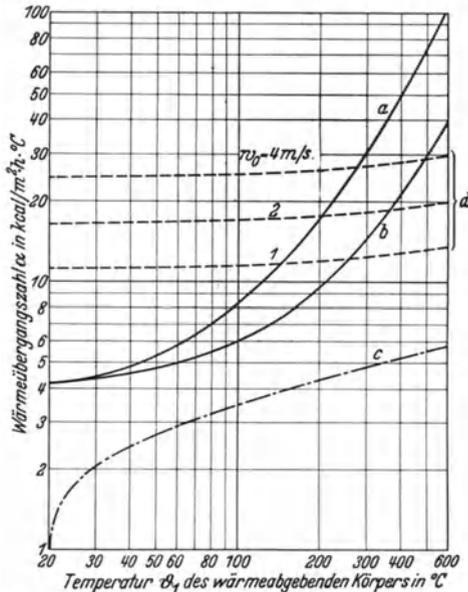


Abb. 32. a Strahlungsbeiwert α , [Gleichung (34)] bei 1° Übertemperatur des Strahlers über die Umgebung und $C' = 4$. b Strahlungsbeiwert α , bei 20° Umgebungstemperatur und $C' = 4$. c Wärmeübergangszahl, α durch Konvektion (freie Strömung an einer 1 m hohen Wand in ruhiger Luft von 20°C). d Wärmeübergangszahl, α an einem Rohr $d = 0,1 \text{ m}$ im Kreuzstrom (Luft 20°) bei $W'_0 = 1; 2$ und 4 m/s [Gleichung (15a)].

Der Einfluß der 4mal dickeren Wand in Abb. 33 b auf den zeitlichen Verlauf der Temperaturverteilung ist besonders bemerkenswert. Dies

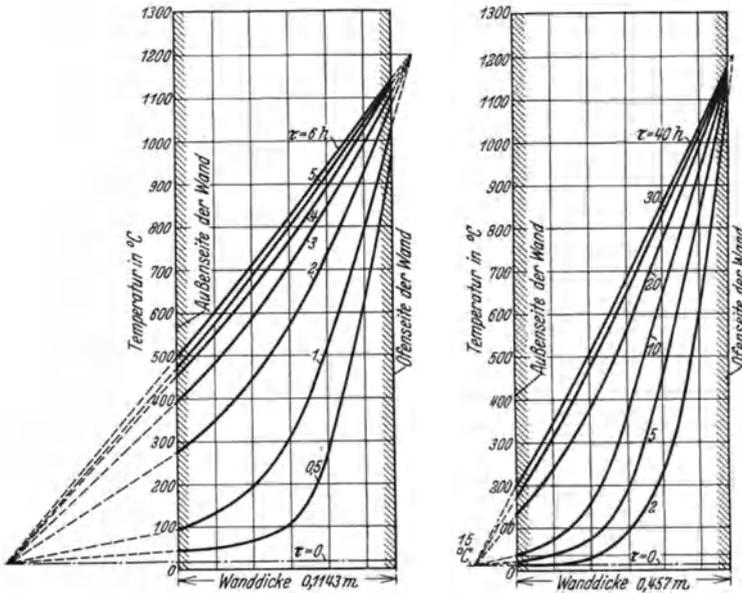


Abb. 33a und b. Temperaturverlauf im Innern einer einseitig beheizten Ziegelwand beim Anheizen nach verschiedenen Zeiten τ . Wärmeleitfähigkeit $\lambda = 1,12 \text{ kcal/m} \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$. Wärmeübergangszahlen: Ofenseite $\alpha = 98 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$; Außenseite $\alpha = 12,2 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$; Wanddicke: a) $0,1143 \text{ m}$; b) $4 \text{ mal } 0,1143 \approx 0,457 \text{ m}$ [W. Trinks: Industrieöfen 1928, S. 104].

findet seinen Ausdruck auch in der Fourierschen Kennzahl (Abszisse in Abb. 4, S. 104), welche das Quadrat der Wanddicke enthält. Auch

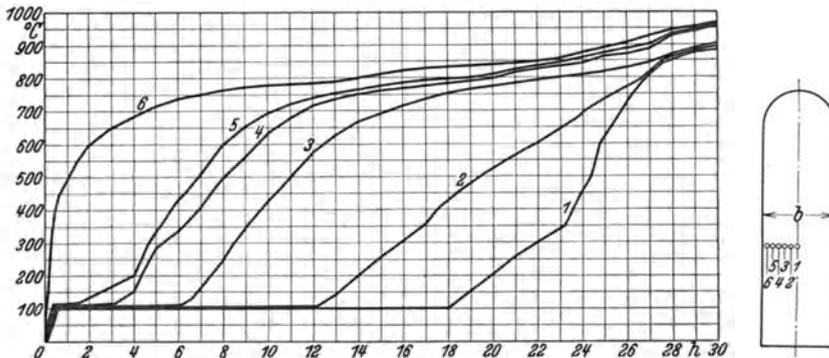


Abb. 34. Temperaturverlauf an den Meßstellen 1–6 im Kokskuchen während der Garungsperiode. $b \sim 0,5 \text{ m}$.

bei den in der Regel etwa $0,5 \text{ m}$ breiten Verkokungskammern der Kokereien und Gasfabriken muß man aus diesem Grunde mit nicht unerheblichen Anheizzeiten (Garungszeiten) rechnen. Der reine Wärme-

übertragungsvorgang wird hierbei allerdings durch die Gasbewegung im Innern und die chemischen Zersetzungsvorgänge etwas modifiziert (Abb. 34).

In verdünnter Luft, z. B. in Vakuumtrockenschränken, reduziert sich der Wärmeübergang durch Konvektion sehr stark, wie die Gleichungen (13) und (16) zeigen. Man muß das aufzuwärmende Gut in dünnen Schichten auf geheizten Platten ausbreiten, um möglichst große Oberflächen des Gutes der strahlenden Wärme zugänglich zu machen und den Wärmeaustausch durch unmittelbare Berührung zu fördern.

Wärmeverluste durch Abstrahlung und Konvektion. Ihre Ermittlung ist auf zwei Wegen möglich, je nachdem die Oberflächentemperatur der Außenwand eines Apparates bekannt ist oder nicht. Bei bekannter Oberflächentemperatur und Umgebungstemperatur ist der Verlust durch Konvektion je 1 m^2 und 1 h mit Hilfe der Wärmeübergangszahl leicht zu ermitteln. Für einige bestimmte Fälle können die Gesamtverluste je 1 m^2 Außenfläche einer Apparatur aus Abb. 35 entnommen werden. Für technische Apparaturen in Gebäuden liegen die Gesamtverluste in der Regel zwischen den Kurven ΣI und ΣII , wenn die Umgebungstemperatur etwa 20°C beträgt. Für eine andere Strahlungszahl als $C' = 4$, wie in Abb. 35, ist eine Umrechnung nach S. 127 leicht möglich.

Der Windzuschlag ergibt sich durch Beachtung der Gleichungen (14) bzw. (15) und (15a); für bestimmte Fälle aus Abb. 32 (Kurven d). Bei guter Isolierung ist er mit Berücksichtigung von λ in Gleichung (39), S. 130 häufig nur 10—25%, selten 40—50%. Über die Wärmeverluste von Rohrleitungen gibt Gleichung (17), S. 113 bzw. Abb. 13 Aufschluß. Ein etwas umständlicherer Weg ist bei nicht bekannter Oberflächentemperatur einzuschlagen. Dieselbe ist dann entweder durch Rechnung [vgl. S. 130, Gleichung (37a) bzw. Abb. 26] zu bestimmen, oder es ist die Wärmedurchgangszahl k für die aus einer oder mehreren Schichten, einschließlich der Isolation bestehenden Wand zu errechnen und der Verlust durch Gleichung (36) bzw. (41) zu ermitteln. Zur Ermittlung der Strahlungsverluste ist die Kenntnis der Oberflächentemperatur

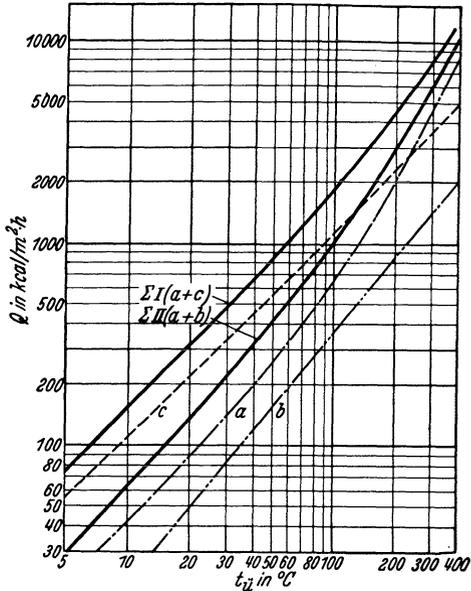


Abb. 35. Wärmeverluste Q $\text{kcal/m}^2 \cdot \text{h}$ bei 20°C Umgebungstemperatur, abhängig von der Oberflächentemperatur t_w $^\circ \text{C}$. a Strahlung allein, $C' = 4$; b freie Strömung an senkrechter Platte, $H = 1 \text{ m}$ in ruhender Luft [Gleichung (16)]; c Konvektion an einem Rohr $d = 0,1 \text{ m}$ im Kreuzstrom, $w_0 = 1 \text{ m/s}$ [Gleichung (15a)].

unerlässlich. Die Wärmeverluste isolierter Dampfleitungen bewegen sich je nach der Dicke und Qualität der Isolierung für technische Verhältnisse etwa zwischen 80 und 250 kcal/m² · h. Die Wärmeleitzahlen einiger Isolierstoffe sind in Abb. 36 wiedergegeben. Für gegebene Wärmekosten und Anlage- bzw. Unterhaltungskosten der Isolierung kann die

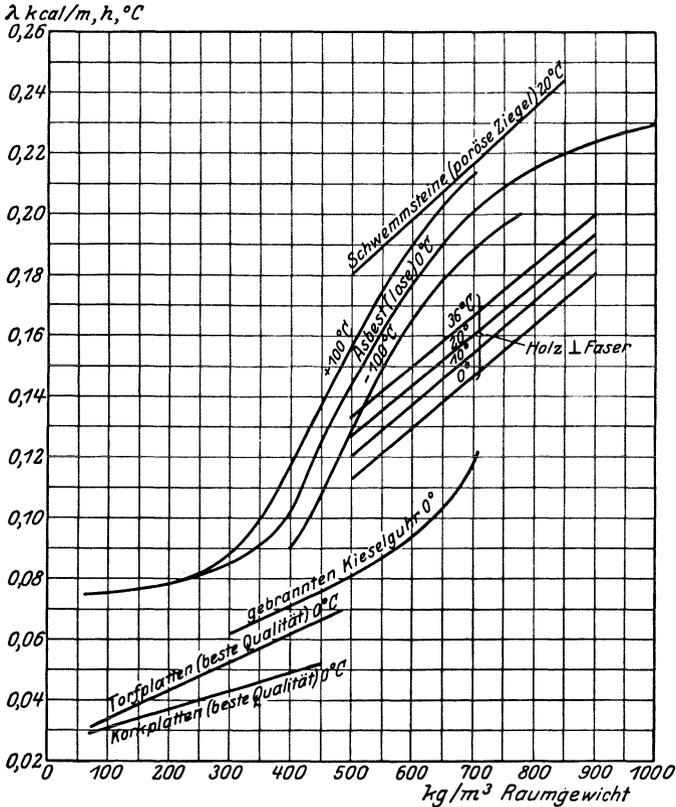


Abb. 36. Wärmeleitzahlen einiger Isolierstoffe (ten Bosch).

wirtschaftlichste Isolierstärke ermittelt werden. Bei unisolierten Teilen, z. B. Flanschen, können die Verluste auch bei geringen Flächenanteilen größer werden als für die übrigen isolierten Anteile einer Apparatur, wie aus dem raschen Ansteigen der Verlustkurven in Abb. 35 hervorgeht. Bei unisolierter Außenwand, z. B. bei Öfen usw., können die Verluste leicht 600—2000 kcal/m² · h und mehr erreichen (vgl. Abb. 35) [S. Erk in Eucken-Jakob: Der Chemie-Ingenieur, Bd. I, 1, S. 380, ferner Cammerer: Der Wärme- und Kälteschutz in der Industrie, 1928]. Von den zahlreichen Arbeiten auf diesen Gebieten konnten hier nur wenige genannt werden. Weitere Hinweise auf das ausgedehnte Schrifttum finden sich in den erwähnten Arbeiten.

Feuerungen und Dampfkesselwirtschaft.

Von Dipl.-Ing. Eckart Richter VDI, Wuppertal.

Buchstabenbezeichnungen.

Abkürzung	Erläuterung der Bezeichnung	Dimension
b_r	Rostbelastung	kg/m ² h
B	stündlich verfeuerte Brennstoffmenge	t/h; nm ³ /h
C, H, N, O, S	Symbole chemischer Elemente	
c_p	spez. Wärme bei konst. Druck, bezogen auf 1 kg	kcal/kg °C
c_v	„ „ „ „ Volumen „ „ 1 kg	„ „
C_p	„ „ „ „ Druck „ „ 1 nm ³	kcal/nm ³ °C
C_v	„ „ „ „ Volumen „ „ 1 nm ³	„ „
d	Heizflächenbelastung	kg/m ² h
db	Breitenleistung	t/m h
D	Dampfleistung	t/h
e	Verdampfungsziffer	kg/kg
F	Heizfläche	m ²
F_r	Rostfläche	„
g	Gewicht eines Anteils einer Mischung	kg
G	Gewicht der auf der Feuerseite durchgesetzten Stoffe	„
H_u	unterer Heizwert	kcal/kg
H_o	oberer Heizwert	„
i	Wärmeinhalt des Dampfes	„
k_1	Gehalt der Rauchgase an CO ₂	%
k_2	Gehalt der Rauchgase an CO	%
L	mechanische Arbeit	kgm
L	tatsächlich benötigtes Luftvolumen	nm ³ /kg
L_{th}	Luftvolumen bei theoretischer Verbrennung	„
m	Molekulargewicht	kg/Mol
m	spezifische Gasabkühlung	°C
n	Luftüberschuß	„
o	Gehalt der Rauchgase an O ₂	%
O_{th}	theoretisch benötigtes Sauerstoffvolumen	nm ³ /kg
p	Druck des gespannten Dampfes	ata; atü
p	Druck der Luft und der Rauchgase	mm WS
q	Heizflächenwärmebelastung	kcal/m ² h
qb	Breitenwärmeleistung	kcal/m h
qf	Feuerraumbelastung	kcal/m ³ h
qr	Rostwärmebelastung	kcal/m ² h
$q_{\ddot{u}}$	Überhitzungswärme	kcal/kg
q_w	Flüssigkeitswärme	„
Q	Feuerungsleistung; Wärmemenge	kcal/h
r	Verdampfungswärme	kcal/kg
R	Gaskonstante	„
t	Temperatur	°C
T	absolute Temperatur	° abs
v	spezifisches Volumen	m ³ /kg
v	räumlicher Anteil	%
V	Feuerungsverluste	%
V	Volumen	m ³
V	Rauchgasvolumen bei Verbrennung mit Luftüberschuß	nm ³ /kg
V_m	Molekularvolumen	nm ³ /Mol
V_{th}	Rauchgasvolumen bei theoretischer Verbrennung	nm ³ /kg
V_{thf}	Volumen der feuchten Rauchgase	„
V_{thtr}	Volumen der trockenen Rauchgase	„

Buchstabenbezeichnungen (Fortsetzung).

Abkürzung	Erläuterung der Bezeichnung	Dimension
W	Wassergehalt des Brennstoffes	kg
γ	spezifisches Gewicht	kg/m ³
Δ	Differenz	
Δt_m	mittlere Temperaturdifferenz	°C
η	Luftfaktor	
η	Wirkungsgrad	%
Indices: 1	Eintritt	k Kessel
2	Austritt	l Lufterhitzer
e	Eintritt	r Rost
a	Austritt	s Siedepunkt
e	Ekonomiser	\ddot{u} Überhitzer
f	Feerraum	w Wasser

I. Einführung.

In der Auswertung einer technischen Erfindung gibt es ein Anfangsstadium, in dem man sich damit zufrieden gibt, daß der gewollte Zweck überhaupt erreicht wird. Das zweite Stadium bringt die Durchbildung und Fortentwicklung bis zu einer durch vielerlei Umstände bestimmten Grenzleistung. Das dritte ist das der Normung: Erreichung desselben Zwecks mit einfacheren billigeren Mitteln. Der Kesselbau hat das zweite Stadium durchschritten. Man ist heute imstande, jede gewünschte Menge Dampf von beliebigem Zustand zu erzeugen. Von einer Normung der Dampfkessel, abgesehen von einigen wenigen Bauarten, ist man vorläufig noch weit entfernt.

Der Dampfkessel hat den Zweck, aus einem flüssigen Medium, meist Wasser, durch Zufuhr von Wärme, die aus Brennstoffen freigemacht wird, Dampf von höherer als atmosphärischer Spannung zu erzeugen. Ein Dampfkesselaggregat besteht daher aus der Feuerung zur Umwandlung der im Brennstoff gebundenen Energie in Wärmeenergie und dem Kessel zur Umsetzung der Wärme in gespannten Dampf.

Nach der Aufstellungsart sind feststehende und bewegliche Landdampfkessel und Schiffskessel zu unterscheiden. Die Ausführungen des Abschnittes „Feuerungen und Dampfkesselwirtschaft“ bleiben auf die Besprechung der ortsfesten Landdampfkessel mit den zugehörigen Feuerungen und zusätzlichen Einrichtungen beschränkt.

Von der Feuerung wird die Wärme mit den Heizgasen an die Kessel- und Überhitzerheizfläche herangetragen; dabei wird an der Kesselheizfläche Sattedampf entwickelt, der im Überhitzer weiter erhitzt und der Verbrauchsstelle zugeleitet wird. Die Heizgase durchströmen die Kesselheizfläche in einem oder mehreren Zügen, um anschließend ihre Wärme meist noch an Wasservorwärmer und Luftvorwärmer abzugeben. Weiter werden sie durch den Fuchskanal dem Schornstein zugeführt und von diesem in die Atmosphäre entlassen (Abb. 1).

Zu diesen wärmetechnisch wichtigsten Teilen treten hinzu: Fundamente, Eisenkonstruktion (Kesselgerüst), Einmauerung; Einrichtungen zur Brennstoffanfuhr, -lagerung und -aufgabe sowie Beseitigung der festen Rückstände, zur Aufbereitung und Förderung des Speisewassers;

Rohrleitungen, Armaturen, Meß-, Kontroll- und Regelinstrumente. Von den vorgenannten Einrichtungen werden im folgenden nur die

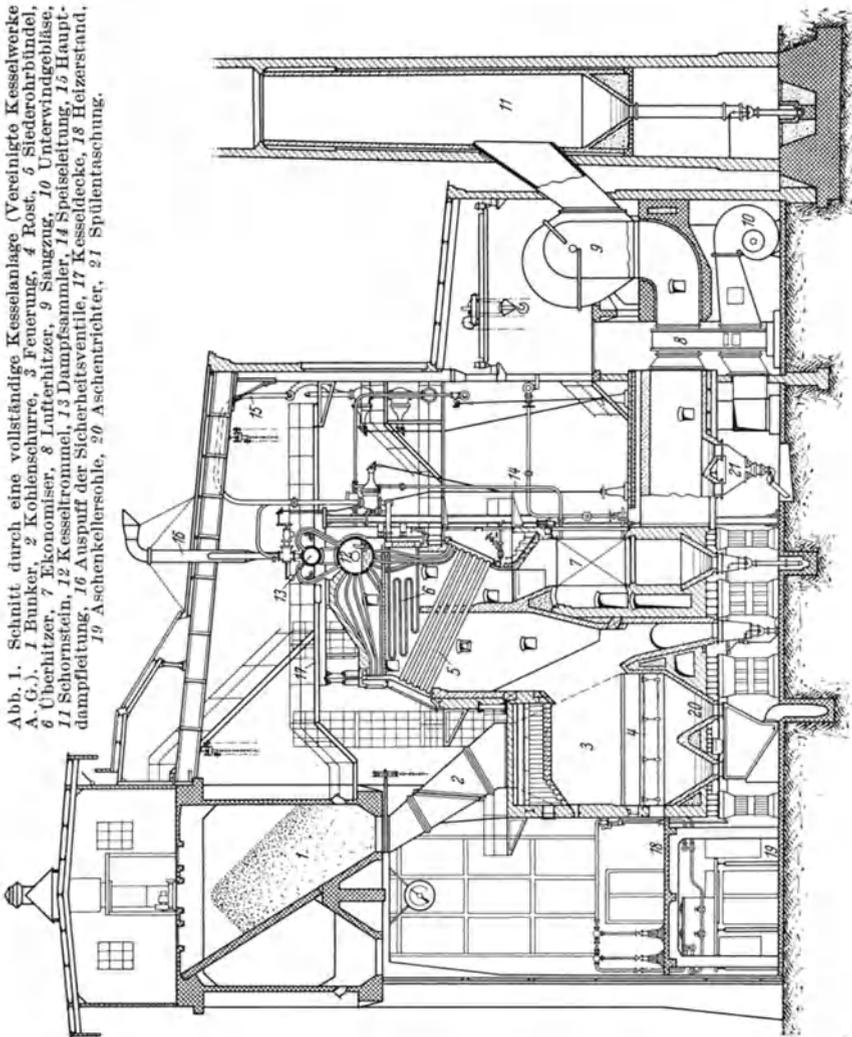


Abb. 1. Schnitt durch eine vollständige Kesselanlage (Vereinigte Kesselwerke A. G.). 1 Funke, 2 Kohleschurre, 3 Feuerung, 4 Rost, 5 Siederohrbündel, 6 Überhitzer, 7 Ekonomiser, 8 Lufterhitzer, 9 Saugzug, 10 Untervindgebläse, 11 Schornstein, 12 Kesselrommel, 13 Dampfsummler, 14 Speiseleitung, 15 Hauptdampfleitung, 16 Auspuff der Sicherheitsventile, 17 Kesseldecke, 18 Heizerstand, 19 Aschenkellersohle, 20 Aschenrichter, 21 Spülentaschung.

behandelt, die mit den inneren Vorgängen im Kessel in engstem Zusammenhang stehen.

Der im Dampfkessel erzeugte Dampf wird in Kraftmaschinen verarbeitet, ferner als Frisch- oder Abdampf zum Heizen, Kochen, Dämpfen, Trocknen oder für sonstige Fabrikationszwecke benötigt. Die Verwendung zur Energieerzeugung steht dabei an erster Stelle. Der durch das Auftreten der Dampfturbine eingeleitete Aufschwung der Elektrizitäts-

wirtschaft gab den Anstoß zur Entwicklung zum Kessel großer Leistung und zur Steigerung von Druck und Temperatur bei gleichzeitiger Verbesserung der Betriebseigenschaften und des Wirkungsgrades. Innerhalb weniger Jahre wurde aus dem als notwendiges Übel betrachteten Kleinkessel, der mit einer Ausnutzung von etwa 50% arbeitete, der komplizierte Großkessel mit Heizflächen bis zu annähernd 6000 m² und einem Wirkungsgrad von 85—90%, der in einer Einheit eine 80000 kW-Turbine mit Dampf versorgen kann. Mit der Entwicklung bis auf den heutigen Stand war das Auftreten einer ungeahnten Fülle neuer Probleme verbunden, die zum Teil noch heute ihrer Lösung harren und Anlaß gaben, ganze Spezialwissenschaften ins Leben zu rufen. Die Probleme im Kesselbau sind, seitdem man die statische und Festigkeitsberechnung beherrscht, vorwiegend dynamischer Natur.

Die Bedeutung der Dampfwirtschaft innerhalb der Elektrizitätswirtschaft ist aus Tabelle 1 zu ersehen, in der für Deutschland die Energieerzeugung aus Dampf, Wasserkraft, Öl und Gas für die Jahre 1927 bis 1929 zusammengestellt ist.

Tabelle 1. Energieerzeugung 1927—1929 unterteilt nach Antriebsarten.

	Erzeugung					
	in Millionen kWh			in % der Gesamterzeugung		
	1927	1928	1929	1927	1928	1929
Wärme kraftwerke	10175	12136	14340	81,8	83,8	86,3
Wasser kraftwerke	2213	2279	2202	17,8	15,7	13,3
Gas	14,5	11	12	0,1	0,1	0,1
Öl	41,7	53	58,6	0,3	0,4	0,3

Rohrbeck: Elektr.-Wirtsch. 29, 635 (1930), Zahlentafel 3.

II. Feuerungen für Dampfkessel.

Literatur: Aufhäuser: Brennstoff und Verbrennung, Berlin: Julius Springer 1926 und 1928. — Herberg: Handbuch der Feuerungstechnik und des Dampfkesselbetriebes, 4. Aufl. Berlin: Julius Springer 1928. — Nuber: Wärmetechnische Berechnung der Feuerungs- und Dampfkesselanlagen, 4. Aufl. München u. Berlin: R. Oldenbourg 1927. — Praetorius: Wärmewirtschaft im Kesselhaus, Bd. 8 der Wärmelehre und Wärmewirtschaft in Einzeldarstellungen. Dresden u. Leipzig: Theodor Steinkopff 1930. — Spalckhaver-Schneiders-Rüster: Die Dampfkessel nebst ihren Zubehörteilen und Hilfseinrichtungen, 2. Aufl. Berlin: Julius Springer 1924 und 1934. — Tetzner: Die Dampfkessel, 7. Aufl. Berlin: Julius Springer 1923. — Hütte: Des Ingenieurs Taschenbuch, 26. Aufl., Bd. 2. Berlin: W. Ernst & Sohn 1932. — Marcard: Rostfeuerungen, Berlin: VDI-Verlag 1934.

A. Verbrennung.

1. Brennstoffe.

Die Wärmequellen zur Dampferzeugung sind vorzugsweise die natürlichen und künstlichen Brennstoffe, ferner Abfallwärme von Öfen und Wärmekraftmaschinen sowie elektrische Energie. Die natürlichen Brennstoffe kommen so wie sie gewonnen werden oder nach mechanischer

Aufbereitung: Wäsche, Sortierung, Vermahlung und oftmals damit verbundener Trocknung zur Verwendung. Die künstlichen sind Haupt- oder Nebenprodukte eines Veredelungsprozesses (Brikettierung, thermische und chemische Aufbereitung). Nach ihrem Aggregatzustand lassen sich die Brennstoffe in feste, flüssige und gasförmige einteilen.

Die für Kesselfeuerungen wichtigsten Brennstoffe sind die Stein- und Braunkohlen und die aus ihnen gewonnenen Erzeugnisse (Brikett, Koks, Staub). Öl und Gas sind im Begriff, sich neue Anwendungsgebiete zu erobern. Holz und Torf haben nur lokale Bedeutung. In steigendem Maße werden auch Abfallbrennstoffe verfeuert, unter denen zu nennen sind: Kohlschlamm, Koksasche, Lokomotiv-Rauchkammerlösche, Feuerungsrückstände, Holzabfälle, Müll, Sulfitablauge, Lohe.

Die Theorie der Verbrennung ist in Bd. I, S. 258f. ausführlich gewürdigt; die Behandlung der Brennstoffe und ihrer Verbrennung beschränkt sich daher hier auf Fragen des praktischen Betriebes.

Die Brennstoffe werden nach folgenden Gesichtspunkten bewertet:

- a) Heizwert.
- b) Gehalt an flüchtigen Bestandteilen und Koksbeschaffenheit.
- c) Gehalt an Unverbrennbarem und dessen Eigenschaften.

Zu a) Die Analyse der meisten Brennstoffe ergibt Gehalte an C, H, S, O, N, Asche. Davon bilden C, H, S die brennbaren Anteile, N und Asche sind Ballaststoffe, die an der Verbrennung nicht teilnehmen und miterwärmt werden müssen.

Als Heizwert [d'Huart: Wärme 53, 313 (1930)] eines Brennstoffes ist die Wärmemenge in kcal/kg oder kcal/nm³ (1 nm³ = 1 m³ Gas bei 0° und 760 mm QS) definiert, die bei vollkommener Verbrennung und bei Abkühlung der Verbrennungsgase bis auf die Anfangstemperatur (20°) frei wird. Enthält der Brennstoff Wasserstoff oder Feuchtigkeit, die Wasserdampf bilden, so scheidet sich dieser bei einer seinem Partialdruck entsprechend weit unter 100° liegenden Temperatur als tropfbares Wasser (Verbrennungswasser) aus. Neben diesem auf flüssiges Wasser bezogenen oberen Heizwert H_o , der die Bezeichnung Verbrennungswärme trägt, ist der auf Wasserdampf bezogene untere Heizwert H_u gebräuchlich. Da im Kesselbetrieb eine Abkühlung der Rauchgase bis zum Taupunkt (s. S. 227) vermieden werden soll und die Kondensationswärme daher nicht nutzbar gemacht werden kann, bevorzugt man in der Praxis den unteren Heizwert H_u .

Zu b) Der Charakter eines Brennstoffes wird durch seinen Gehalt an Kohlenstoff bestimmt, der teils als fixer Kohlenstoff, teils an Wasserstoff gebunden auftritt und mit diesem zahlreiche unter dem Namen flüchtige Bestandteile zusammengefaßte Verbindungen bildet. Je höher der Gehalt an flüchtigen Bestandteilen, um so leichter zündet der Brennstoff. Die geologisch alten Brennstoffe (Magerkohle, Anthrazit) und solche, die eine Wärmebehandlung erfahren und dabei einen Teil des Flüchtigen abgeben haben, verbrennen mit kurzer heißer, kaum leuchtender Flamme. Die jungen Brennstoffe mit ihrem hohen Gehalt an Flüchtigem verbrennen mit langer leuchtender Flamme.

Tabelle 2. Einteilung der Kohlen nach Schondorff mit Ergänzungen von Aufhäuser.

Flüchtige Bestandteile	Art und genetische Folge der fossilen Brennstoffe		Beschaffenheit	
			des Koks-rückstandes	der flüchtigen Bestandteile
— — 60	Torf	heller Fasertorf	feinkörnig zerfallend	matt, langflammig
		dunkler Torf Specktorf		
— — 50	Braunkohle	jüngere lignitische	feinkörnig zerfallend	matt, langflammig
		ältere dichte		
— — 40	Trockene oder unterbituminöse Steinkohlen	Sand- oder Sinterkohlen	gesintert	lange, aber matte Flamme
		Fette oder bituminöse oder spezifische Steinkohlen	Gasflammkohlen	backend mit Blähung
Gaskohlen	backend		verhalten, langflammig	
Koks- oder Fettkohlen	kompakt backend		kurze, stark leuchtende Flamme	
— — 20	Magere halbbituminöse und anthrazitische Steinkohlen	EBkohlen, Magerkohlen	gefrittet	kurze, wenig leuchtende Flamme
		Anthrazite	sandig	kurze, blaue Flamme

Aufhäuser: Brennstoff- und Verbrennung, S. 92, Tab. 36. Berlin: Julius Springer 1926.

Der Gehalt an Kohlenstoff steigt von der Sandkohle zum Anthrazit etwa von 78 auf 93%, der Wasserstoffgehalt fällt von 6 auf 3%, der Sauerstoffgehalt von 16 auf 4%. Unter dem Ausdruck mager ist zu verstehen, daß das entstehende Gas überwiegend CO enthält; fettes Gas führt in der Hauptsache Kohlenwasserstoffe; trockenes Gas Kohlenwasserstoffe mit wenig CO und mehr CO₂.

Eine weitere Wertungsgröße für die Eignung einer Kohle ist die Backfähigkeit des entstehenden Koks, die vom Bitumen bestimmend beeinflußt wird [Damm: Arch. Eisenhüttenwes. 2, 59 (1928)]. Bei backenden Kohlen wächst der Koks während der Verbrennung zu festen Stücken zusammen. Bei den nichtbackenden Kohlen besteht kein derartiger Zusammenhalt; der Koks zerfällt. Von diesem verschiedenartigen Verhalten hängt die Ausbildung des Rostes (Schürung), die Art und Menge der Luftzufuhr und damit die erreichbare Brennleistung ab.

Zu c) Von den unverbrennbaren Bestandteilen kommt dem Wasserdampf verbrennungsfördernde Wirkung (s. Bd. I, S. 296) zu, was bei koksartigen Brennstoffen zu beobachten ist. Nennenswerter Wassergehalt setzt den Heizwert und die Verbrennungsgeschwindigkeit herab.

Die Bedeutung der Asche [Arch. Wärmewirtsch. 12, Heft 3 (1931). — Bunte-Baum: Gas- u. Wasserfach 71, 97 (1928); Arch. Wärmewirtsch. 10, 143 (1929). — Reerink-Baum: Wärme 53, 746 (1930)] als Gesamtheit der mineralischen Beimengungen des Brennstoffs liegt weniger darin, daß sie den Heizwert mindert, als in ihrem Verhalten während der Verbrennung. Sie ist ziemlich gleichmäßig im Brennstoff verteilt und läßt sich durch Aufbereitung nicht

daraus entfernen. Sie wird erst bei der Verbrennung freigelegt. Die Aschen besitzen keinen ausgesprochenen Schmelzpunkt, sondern ein mehr oder minder ausgedehntes Erweichungsgebiet (Abb. 2). Oberhalb des Erweichungspunktes nehmen sie einen teigartigen Zustand an und beginnen erst bei mitunter wesentlich höherer Temperatur zu fließen. Tritt die Asche in Form ungeschmolzener, kleiner schwebefähiger Teilchen als Flug-

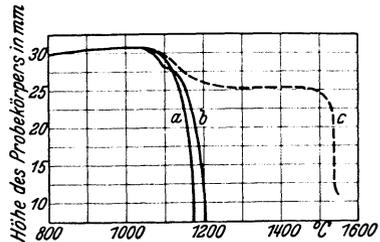


Abb. 2.
Grundsätzliche Schmelzvorgänge
bei Kohlenaschen nach K. Baum.

asche auf, so wird sie zum Teil von den Rauchgasen mit fortgetragen und kann Schäden durch mechanischen Angriff (Auswaschung) verursachen. Hat sie den Erweichungspunkt bereits erreicht, so treten Störungen durch Ansinterung und Nesterbildung der klebrigen Flugasche an den Rohren (Zuwachsen) auf. Wenn die Asche zum Fließen kommt (Schlacke), kann sie die Baustoffe (Rostmaterial, Einmauerung) durch chemischen Angriff zerstören oder so fest ansintern, daß sie sich nicht ohne Beschädigung des Baustoffs von diesem entfernen läßt. Die flüssige Schlacke ist vor dem Berühren mit der Wand abzuschrecken, wozu die Kühlung der Wand (S. 179) mittels Wasser oder Luft genügend Möglichkeiten bietet. Fließpunkt und Ausdehnung des Erweichungsgebietes hängen vom Gehalt der Asche an Flußmitteln ab.

Dem Gehalt des Brennstoffs an sonstigen unbrennbaren Bestandteilen wie Sauerstoff und Stickstoff kommt daneben nur geringe Bedeutung zu. Über die physikalischen und chemischen Vorgänge in Feuerungen siehe Bd. I, S. 258 f.

2. Verbrennungsvorgang.

Die Verbrennung auch der festen Brennstoffe ist überwiegend eine Reaktion von Gasen; die Entwicklung der Gase aus dem Brennstoff ist eine Oberflächenreaktion [Rosin: Ztschr. Ver. Dtsch. Ing. 73, 719 (1929)]. Ein im Rauchgasstrom innerhalb des Feuerraums schwebend gedachtes Brennstoffteilchen hat gegenüber dem Gasstrom keine Eigengeschwindigkeit. Die entwickelten Gase treten aus den festen Teilchen nach allen Richtungen aus. Zur schnellen Verbrennung ist Luft und Brennbare schnell und gründlich zu mischen. Die Ausbrennzeit

wird um so kürzer, je geringer die Teilchengröße ist. Sie hängt des weiteren von der Feuerraumtemperatur und von der Gesamtheit der aerodynamischen Vorgänge im Feuerraum ab. Zu deren günstiger Beeinflussung bildet eine intensive Wirbelung das wirksamste Mittel, weil dann jedes Gasteilchen sogleich nach seinem Entstehen die erforderliche Luftmenge vorfindet und mit ihr verbrennen kann [Rosin: Wärme 53, 452 (1930). — Rosin-Fehling: Arch. Wärmewirtsch. 11, 113 (1930). — Fehling: Arch. Wärmewirtsch. 11, 119 (1930); s. auch Feuerungstechnische Berichte, Berichtfolgen des Kohlenstaubausschusses des Reichskohlenrates].

1 kg Kohle von 7500 kcal/kg nimmt einen Raum von 0,00075 m³ ein. Die gesamte zur Verbrennung erforderliche Luft hat bei einem Luftüberschuß von 30% einen Rauminhalt von 10,5 m³, das ist 14000 mal soviel. Stellt man sich die Brennstoff- und Luftmengen als Würfel vor, so wird die Kante des Luftwürfels 24 mal so lang.

Bei festen auf dem Rost liegenden Brennstoffen [Rosin: Ztschr. Ver. Dtsch. Ing. 75, 849 (1931)] ist die Verbrennungsluft stets in Bewegung gegenüber dem Brennstoff. Die anfängliche Wirbelung erstreckt sich nicht weit in den Feuerraum hinein, so daß die Möglichkeit mangelhaften Ausbrandes nahe liegt. Zur Verbesserung des Ausbrandes der Gase bläst man einen Teil der Verbrennungsluftmenge nachträglich oberhalb der Brennschicht in den Feuerraum ein. Hierdurch werden die Brenngase durcheinander gewirbelt und bessere Verbrennungsbedingungen bei geringerem Luftüberschuß geschaffen; ferner wird das Mitreißen von Flugkoks unterbunden, da die Geschwindigkeit der durch die Brennschicht hindurchtretenden Luft gering bleibt.

Durch eine Einschnürung des Feuerraums in ausreichendem Abstand vor den Siederöhren läßt sich ein Durchmischen der Gase bei gleichzeitiger Geschwindigkeitserhöhung herbeiführen. Feuerräume mit Einbauten und Einschnürungen werden besonders für gasarme Brennstoffe bevorzugt. Je höher die Feuerraumtemperatur, als um so notwendiger erweist sich die Wirbelung, da die kinematische Zähigkeit von Gasen mit der Temperatur stark ansteigt. Außer der Zweitluft bläst man mitunter nur zum Zweck der Durchmischung wenige % der Verbrennungsluft unter erhöhtem Druck als Wirbelluft ein.

Die Verbrennung läßt sich um so schneller einleiten, je weiter aufbereitet der Brennstoff der Feuerung zugeführt wird. Der Aufbereitung durch Entfernen der Fremdstoffe ist aus wirtschaftlichen Gründen eine Grenze gesetzt. Als weitere Möglichkeit der Aufbereitung ist die Vorwärmung durch hochehrizte Verbrennungsluft zu nennen. Die Zuführung von Heißluft beschleunigt die Aufspaltung und Entzündung, wodurch die Brennleistung steigt. Bei Rostfeuerungen darf die Aufwärmung der Luft zur Zeit nur 200°, maximal 300° betragen, da sonst der Rostbelag nicht mehr ausreichend gekühlt wird (geringe Lebensdauer) und manche Kohlenarten bei höheren Temperaturen Schlackenschwierigkeiten bereiten. Bei rostlosen Feuerungen sind wesentlich höhere Lufttemperaturen zulässig. Es gibt eine Reihe von aschereichen und heiz-

wertarmen Brennstoffen, die ohne Anwendung von Heißluft überhaupt nicht zu verbrennen sind.

Unabhängig vom Bewegungszustand kommt der Gasmasse im Feuerraum Bedeutung als strahlender Körper zu. Zu den Körpern, die überwiegend Wärmestrahlen aussenden, sind die Brennstoffschicht auf dem Rost, glühende Mauerwerkteile sowie die im Feuerraum enthaltene glühende Gasmasse zu rechnen. Die überwiegend wärmeaufnehmenden Flächen sind die der Strahlung ausgesetzten Teile der Kesselheizfläche und die Feuerraumkühlflächen, in geringerem Maße das Mauerwerk. Die Strahlung der Gasmasse bewirkt, daß bei großen Feuerräumen nur ein geringer Teil der Roststrahlung direkt an die Heizfläche gelangt, die Hauptmenge dagegen vom Gas aufgenommen und nach allen Seiten wieder ausgestrahlt wird. Nun ist zwar die Gasstrahlung (über Gasstrahlung und Strahlungsgesetze s. S. 129) nicht so intensiv wie die fester Körper; durch das Zusammenwirken der verschiedenen Strahlungsherde wird aber ziemlich übereinstimmend in allen Kesselfeuerungen die Intensität der Gesamtstrahlung die gleiche [Münzinger: Die Leistungssteigerung von Großdampfkesseln. Berlin: Julius Springer 1922].

An der Strahlung der Rauchgase sind im wesentlichen nur Wasserdampf und Kohlendioxyd beteiligt. In hohen Temperaturbereichen kann die Strahlung auch dünner Schichten von nur wenigen cm Stärke bedeutende Beträge erreichen.

3. Verbrennungsrechnung.

Die Vorgänge in der Feuerung lassen sich an Hand der Verbrennungsrechnung, die die Beherrschung gastechnischen Rechnens zur Voraussetzung hat, verfolgen [Gumz: Feuerungstechnisches Rechnen. Leipzig: Otto Spamer 1931].

Die Bestimmungsgrößen für den Zustand eines Gases sind Druck (p kg/m²), Volumen (V m³; v m³/kg) und Temperatur (t °C; T °abs). Die Grundgleichungen für deren gesetzmäßigen Zusammenhang lauten, wenn 1 und 2 einen Anfangs- und einen Endzustand bezeichnen

$$\text{für } T = \text{const: } \frac{V_2}{V_1} = \frac{p_1}{p_2} \quad (\text{Boyle-Mariotte}), \quad (1)$$

$$\text{für } p = \text{const: } \frac{V_2}{V_1} = \frac{T_2}{T_1} \quad (\text{Gay-Lussac}). \quad (2)$$

Durch Vereinigung der Gleichungen (1) und (2) entsteht die Zustandsgleichung für 1 kg Gas

$$p v = R T. \quad (3)$$

Zustandsgleichung für G kg Gas

$$p V = G R T. \quad (4)$$

Die Gaskonstante R (Tabelle 3) ist ebenso wie das spezifische Gewicht, das Molekulargewicht und die spezifische Wärme eine jedem Gas eigentümliche Größe

$$R = \frac{p v}{T} = \frac{p V}{G T}. \quad (5)$$

Ein kg-Mol aller Gase nimmt unter gleichen Zustandsbedingungen den gleichen Raum ein, und zwar bei 0° und 760 mm QS 22,4 m³. Treten

in einer Gleichung feste und gasförmige Stoffe gleichzeitig auf, so wird bei den festen Stoffen das Molekulargewicht eingesetzt.

Zustandsgleichung für 1 Mol mit V_m als Molvolumen in m^3/Mol

$$p V_m = m R T \quad (6)$$

und hieraus abgeleitet der allgemeine Ausdruck für die Gaskonstante

$$R = \frac{848}{m}. \quad (7)$$

Die spezifische Wärme ist der für die Erhöhung der Temperatur von 1 kg oder 1 m^3 eines Stoffes um 1° erforderliche Wärmeaufwand (c_p kcal/ $^\circ$ kg und C_p kcal/ $^\circ$ nm^3 für $p = \text{const}$; c_v kcal/ $^\circ$ kg und C_v kcal/ $^\circ$ nm^3 für $v = \text{const}$). Der Zusammenhang zwischen c_p und C_p ist durch die Gleichung $C_p = \frac{m}{22,4} c_p$ gegeben. Von der wahren spezifischen Wärme bei der Temperatur t ist die mittlere spezifische Wärme zu unterscheiden, welche die spezifische Wärme bei der Mitteltemperatur von zwei beliebigen Arbeitstemperaturen angibt.

Tabelle 3. Gastabelle.

Gas	Zeichen	Atomzahl	Molekulargewicht. angenehnt	Spezifisches Gewicht kg/nm^3 , bezogen auf 0° , 760 mm QS	Dichte, bezogen auf Luft = 1	Gaskonstante	Spezifische Wärme bei 20 $^\circ$ und 1 kg/cm^2 für			
							1 kg c_p	1 kg c_v	1 Mol C_p	1 Mol C_v
Luft (trocken) . . .	—	—	29	1,2928	1	29,27	0,241	0,172	6,97	4,98
Sauerstoff . . .	O ₂	2	32	1,4289	1,105	26,50	0,218	0,156	6,99	4,99
Wasserstoff . . .	H ₂	2	2	0,0898	0,0694	420,6	3,408	2,420	6,87	4,88
Stickstoff . . .	N ₂	2	28	1,2505	0,968	30,26	0,250	0,178	6,99	4,99
Kohlenoxyd . . .	CO	2	28	1,2502	0,967	30,29	0,250	0,180	7,01	5,02
Kohlendioxyd . . .	CO ₂	3	44	1,9768	1,529	19,27	0,202	0,156	8,89	6,86
Schwefeldioxyd . . .	SO ₂	3	64	2,9276	2,264	13,24	0,151	0,120	9,68	7,68
Methan	CH ₄	5	16	0,7168	0,555	52,90	0,531	0,406	8,51	6,51

Hütte: 26. Aufl., Bd. 1, S. 514. Berlin 1932.

Bei Gasgemischen kann man auf jedes Gas einzeln die Zustandsgleichung anwenden, als ob es unter den seinem räumlichen Anteil ($v \text{ m}^3$) entsprechenden Teildruck (Partialdruck) den gesamten vom Gemisch erfüllten Raum einnimmt. Die Summe der Teildrücke ist gleich dem Gesamtdruck.

$$p_1 + p_2 + \dots = p. \quad (8)$$

Der räumliche Anteil berechnet sich aus

$$v_1 = \frac{g_1/\gamma_1}{g_1/\gamma_1 + g_2/\gamma_2 + \dots} \quad \text{oder} \quad v_1 = \frac{m_1/\gamma_1}{m/\gamma} \quad \text{oder} \quad v_1 = g_1 \frac{R_1}{R}. \quad (9)$$

g Gewicht eines Anteils kg, γ spezifisches Gewicht kg/m^3 , m Molekulargewicht kg/Mol , R Gaskonstante des Anteils (1, 2, ...) bzw. Gasgemisches.

Aus den räumlichen Anteilen ergeben sich die Teildrücke

$$p_1 = p v_1 = p \frac{R_1}{R} g_1. \quad (10)$$

Das Molekulargewicht der Mischung wird

$$m = \gamma \cdot 22,4 = 22,4 (v_1 \gamma_1 + v_2 \gamma_2 + \dots) = m_1 v_1 + m_2 v_2 + \dots, \quad (11)$$

die Gaskonstante des Gemisches

$$R = g_1 R_1 + g_2 R_2 + \dots: \quad (12)$$

die spezifische Wärme des Gemisches

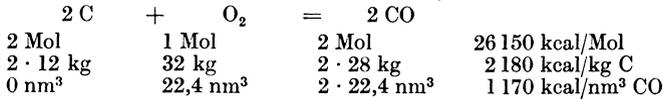
$$c = g_1 c_1 + g_2 c_2 + \dots = v_1 \gamma_1 / \gamma c_1 + v_2 \gamma_2 / \gamma c_2 + \dots \quad (13)$$

und die Molekularwärme des Gemisches

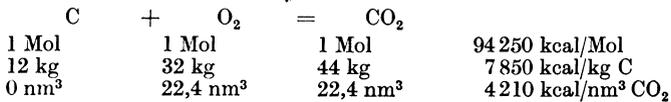
$$m c = v_1 (m_1 c_1) + v_2 (m_2 c_2) + \dots \quad (14)$$

Die Grundgleichungen für die Verbrennung lauten:

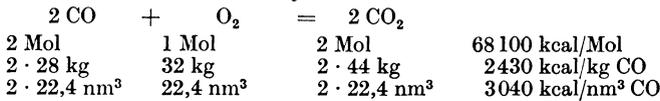
Verbrennung von Kohlenstoff¹ zu Kohlenoxyd dabei werden frei



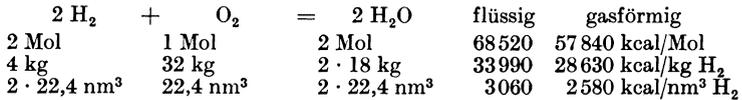
Verbrennung von Kohlenstoff¹
zu Kohlendioxyd



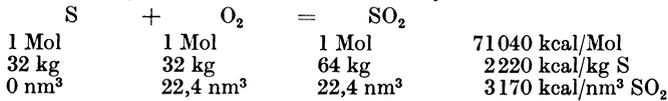
Verbrennung von Kohlenoxyd
zu Kohlendioxyd



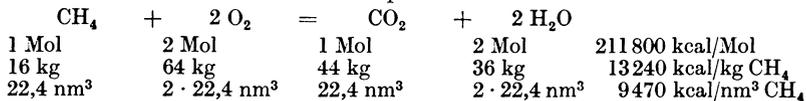
Verbrennung von Wasserstoff
zu Wasser



Verbrennung von Schwefel zu Schwefeldioxyd dabei werden frei



Verbrennung von Methan zu Kohlendioxyd
und Wasserdampf



¹ Die vorstehenden Daten für Kohlenstoff beziehen sich auf die Verbrennung von reinem, aschenfreiem Graphit. Für technische Kohlensorten ändern sich die Werte je nach dem Gehalt an disponiblen Wasserstoff und Sauerstoff. Sie können kleiner und auch höher (bis etwa 8150 kcal/kg Kohle) eingesetzt werden.

Die Endprodukte der vollkommenen Verbrennung sind in der Hauptsache CO_2 und H_2O . Dazu treten geringe Mengen SO_2 , die in der Rechnung meist vernachlässigt werden können, und der indifferente Stickstoff. Sofern die chemische Zusammensetzung eines Brennstoffs bekannt ist (C, S, H, O kg/kg), läßt sich das theoretisch benötigte Sauerstoffvolumen aus den vorgenannten Gleichungen berechnen [s. auch Mitt. Nr. 28 der Wärmestelle des Vereins deutscher Eisenhüttenleute, Düsseldorf 1922].

$$O_{\text{th}} = \frac{22,4}{12} C + \frac{22,4}{32} S + \frac{22,4}{4} \text{H}_2 - \frac{22,4}{32} \text{O}_2 \text{ nm}^3/\text{kg}, \quad (15)$$

$$O_{\text{th}} = 1,867 C + 0,7 S + 5,6 \text{H}_2 - 0,7 \text{O}_2 \text{ nm}^3/\text{kg}. \quad (16)$$

12 kg C (1 kg-Mol) ergeben zusammen mit 1 Mol O_2 ($22,4 \text{ nm}^3$) 1 Mol CO_2 ($22,4 \text{ nm}^3$). Je kg C werden also $\frac{22,4}{12} \text{ nm}^3 \text{O}_2$ benötigt. Entsprechendes gilt für S, während 2 Mol H_2 1 Mol O_2 benötigen, um zu 2 Mol H_2O zu verbrennen.

Da die Luft angenähert zu 79 Raumteilen aus Stickstoff und zu 21 Raumteilen aus Sauerstoff besteht, ist das theoretisch benötigte Sauerstoffvolumen mit $100/21$ zu multiplizieren, um den theoretischen Luftbedarf zu erhalten.

$$L_{\text{th}} = \frac{100}{21} O_{\text{th}} \text{ nm}^3/\text{kg}. \quad (17)$$

Das theoretische Rauchgasvolumen berechnet sich, wenn weiterhin der Gehalt an Stickstoff (N_2) und Wasser in kg/kg bekannt ist, zu

$$V_{\text{thf}} = \left. \begin{aligned} &\frac{22,4}{12} C + \frac{22,4}{32} (S - \text{O}_2) + \frac{2 \cdot 22,4}{4} \text{H}_2 + \frac{22,4}{18} \text{H}_2\text{O} + \\ &+ 0,79 L_{\text{th}} + \frac{22,4}{28} \text{N}_2 \text{ nm}^3/\text{kg} \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

$$V_{\text{thf}} = 1,867 C + 0,7 (S - \text{O}_2) + 11,2 \text{H}_2 + 1,244 \text{H}_2\text{O} + \\ + 0,79 L_{\text{th}} + 0,8 \text{N}_2 \text{ nm}^3/\text{kg}.$$

In diesem Volumen der feuchten Rauchgase ist das Volumen des Verbrennungswasserdampfes und der verdampften Brennstofffeuchtigkeit enthalten. Hiervon ist das trockene Rauchgasvolumen zu unterscheiden.

$$V_{\text{thtr}} = \frac{22,4}{12} C + \frac{22,4}{32} (S - \text{O}_2) + \frac{22,4}{4} \text{H}_2 + 0,79 L_{\text{th}} + \frac{22,4}{28} \text{N}_2 \text{ nm}^3/\text{kg}. \quad (19)$$

$$V_{\text{thtr}} = 1,867 C + 0,7 (S - \text{O}_2) + 5,6 \text{H}_2 + 0,79 L_{\text{th}} + 0,8 \text{N}_2 \text{ nm}^3/\text{kg}.$$

Da es praktisch nicht möglich ist, bei der Verbrennung mit der theoretischen Luftmenge an jedes Brennstoffteilchen das erforderliche Luftquantum im richtigen Augenblick heranzubringen, muß man zur Erzielung einer vollkommenen Verbrennung mit einem gewissen Luftüberschuß fahren. Die Luftüberschußzahl n gibt an, das Wievielfache des theoretischen Luftvolumens dem Brennstoff während der Verbrennung zugeführt wird. Die tatsächlich benötigte Luftmenge wird hiermit

$$L = n \cdot L_{\text{th}} \text{ nm}^3/\text{kg}. \quad (20)$$

Unter Berücksichtigung des Luftüberschusses wird das tatsächliche Rauchgasvolumen

$$V = V_{th} + (n - 1) L_{th} \text{ nm}^3/\text{kg}. \quad (21)$$

Aus 1 kg Brennstoff läßt sich bei verlustloser Verbrennung die Wärmemenge H_u kcal freimachen, die in den Verbrennungsgasen enthalten sein muß. Mit

- V Rauchgasvolumen nm³/kg Brennstoff
- C_{p_m} mittlerer spez. Wärme des Rauchgases zwischen t_f und t_0 kcal/°nm³
- t_f Verbrennungstemperatur °C

wird der Wärmeinhalt der Verbrennungsgase bei einer Temperatur der Verbrennungsluft von 0°

$$H_u = V C_{p_m} t_f \text{ kcal/kg}. \quad (22)$$

Für B kg/h Brennstoff lautet die Gleichung

$$B H_u = B V C_{p_m} t_f \text{ kcal/h}. \quad (23)$$

Über Verbrennungstemperaturen siehe Bd. I, S. 265.

Die Anwendung graphischer Rechnungsweise auf die Verbrennungsrechnung hat sich als sehr fruchtbar erwiesen [Schüle: Technische Thermodynamik. Berlin: Julius Springer 1923; Ztschr. Ver. Dtsch. Ing. 60, 630 (1916). — Rosin: Ztschr. Ver. Dtsch. Ing. 71, 383 (1927); 75, 959 (1931)]. So besteht zwischen Luftbedarf und Rauchgasmenge einerseits

und dem Brennstoffheizwert andererseits ein linearer Zusammenhang (Abb. 3). Die Einflüsse wechselnder Brennstoffzusammensetzung bei gleichem Heizwert halten sich in so engen Grenzen, daß in der Praxis der Anwendungsbereich dadurch nicht eingeschränkt wird.

In Abb. 4 sind für feste, flüssige und gasförmige Brennstoffe der theoretische Luftbedarf, das Rauchgasvolumen bei theoretischer Verbrennung und der zugehörige spezifische Wärmeinhalt (kcal/nm³) als Funktion vom unteren Heizwert aufgetragen. Die Linie der flüssigen Brennstoffe bildet annähernd die Fortsetzung der Linie für die festen Brennstoffe. Der Linienzug der Gase weist in allen drei Fällen einen Wendepunkt an der Übergangsstelle von den Armgasen zu den Reichgasen auf ($H_u = 3000 - 4000$ kcal/nm³). Sorgfältig ausgeführte Kurventafeln [Rosin-Fehling: Das *It*-Diagramm der Verbrennung. Berlin: VDI-Verlag 1929] ermöglichen die direkte Ablesung aller Volumina sowie der Wärmeinhalte, wenn Heizwert und Luftüberschuß bekannt sind.

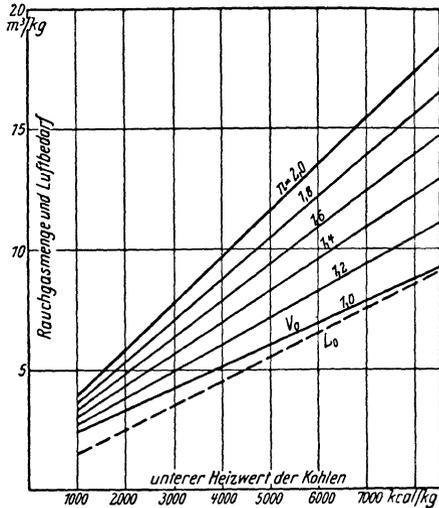


Abb. 3. Rauchgasvolumen fester Brennstoffe abhängig vom unteren Heizwert und vom Luftüberschuß.

Für die Berechnung und Untersuchung von Dampfkesseln leistet das von Schüle entworfene und von Rosin erweiterte, sehr anschauliche *It*-Diagramm der Verbrennung (s. oben) gute Dienste. In Abhängigkeit von der Temperatur ist der Wärmeinhalt eines nm^3 Rauchgas aufgetragen

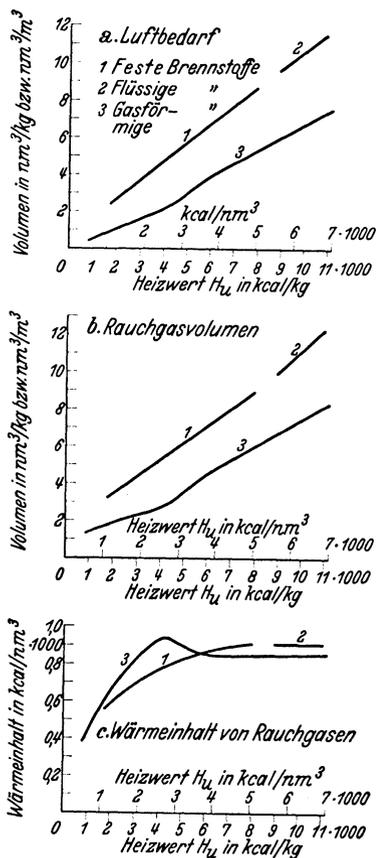


Abb. 4. Luftbedarf, Rauchgasvolumen und Wärmeinhalt, abhängig vom unteren Heizwert (kcal/kg ; kcal/nm^3) bei Verbrennung fester, flüssiger und gasförmiger Brennstoffe ohne Luftüberschuß nach Rosin-Fehling [Ztschr. Ver. Dtsch. Ing. 75, 961, Abb. 4–12 (1931)].

außer der Linie für reines Rauchgas auch die Linie für Luft und zwischen beiden eine Kurvenschar für Rauchgas mit verschiedenem Luftgehalt eingetragen; der Luftgehalt wird aus Hilfstafeln abgelesen. Die Kurven verlaufen nicht ganz linear, entsprechend der Veränderlichkeit der temperaturabhängigen spezifischen Wärme, und zeigen bei etwa 1600° ein Abbiegen nach oben, das auf die Dissoziation des Kohlendioxyds und des Wasserdampfes zurückzuführen ist. Für Kesselfeuerungen ist dies

(Abb. 5). Das Diagramm wird für alle Rechnungen benutzt, die den Zusammenhang zwischen Wärmeabgabe und Temperaturverlauf der Rauchgase und Größe der Heizfläche betreffen, und zwar schrittweise für jede Heizflächengruppe (Kesselzüge, Überhitzer, Ekonomiser, Lufterhitzer). Wenn von den vier Größen: Anfangstemperatur, Endtemperatur, Wärmemenge und Heizfläche zwei gegeben sind, so lassen sich jeweils die beiden anderen mit Hilfe des *It*-Diagramms bestimmen. Für die Heizflächenberechnung ist die Wärmedurchgangszahl k zu schätzen. Die Differenz der Wärmeinhalte der Rauchgase, die sich aus dem Diagramm als senkrechter Abstand zwischen der Anfangs- und Endtemperatur ablesen läßt, ist mit der Rauchgasmenge (nm^3/kg ; nm^3/nm^3) zu multiplizieren, um die übertragene Wärmemenge zu erhalten. Mitunter kann es ratsam sein, für einen bestimmten Brennstoff ein besonderes *It*-Diagramm zu entwerfen, das dann sogleich den Wärmeinhalt je kg oder nm^3 Brennstoff in Abhängigkeit von der Temperatur darstellt. Die (in der gesamten oder in jeder Teilheizfläche) ausgenutzte Wärmemenge im Verhältnis zum unteren Heizwert liefert den theoretischen Wirkungsgrad.

Um das Verhalten verschieden gearteter Brennstoffe und Verbrennung mit verschiedenem Luftüberschuß im Diagramm verfolgen zu können, ist

nicht von wesentlicher praktischer Bedeutung, da Temperaturen oberhalb 1600° nur bei Verbrennung mit sehr geringem Luftüberschuß und

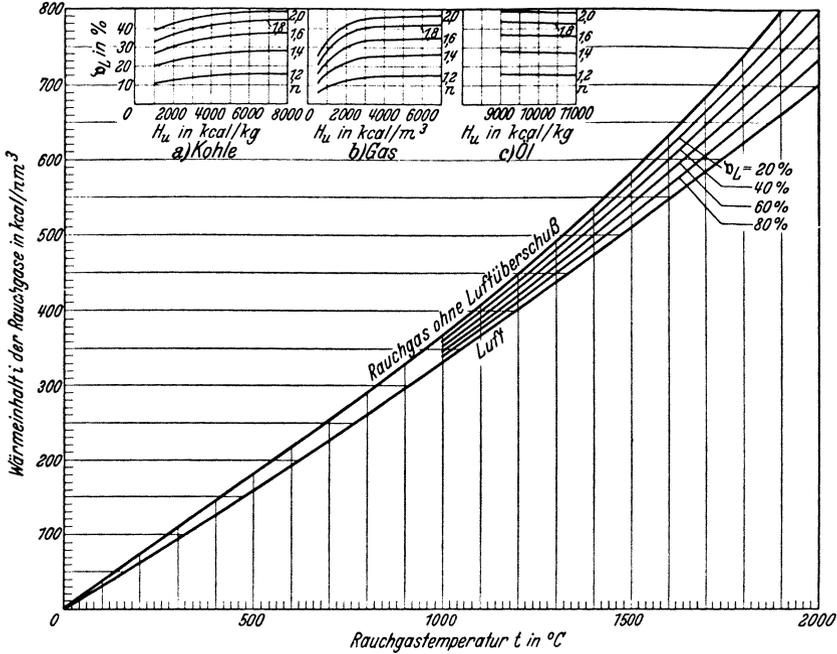


Abb. 5. Das It-Diagramm der Verbrennung mit Hilfstafeln zur Bestimmung des Luftgehalts.

hoher Luftvorwärmung auftreten und meist mit Rücksicht auf das Verhalten der Asche vermieden werden müssen.

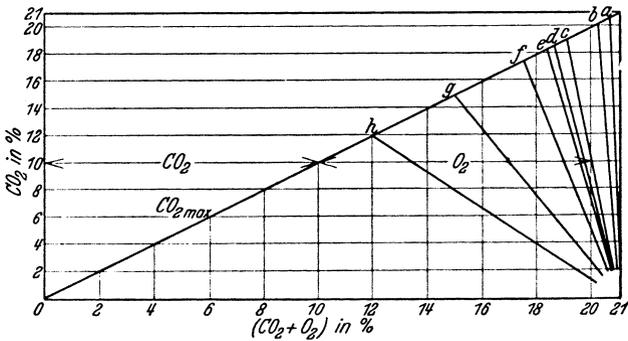


Abb. 6. Kohlendioxid- und Sauerstoffgehalt sowie maximaler Kohlendioxidgehalt bei vollkommener Verbrennung für a Holz, b Torf und Koks, c Anthrazit, d westfälische Steinkohle, e Braunkohle, f Teeröl, g Erdöl, h Leuchtgas.

Die zur Erreichung eines hohen Feuerungswirkungsgrades erforderliche vollständige und vollkommene Verbrennung aller brennbaren

Bestandteile bei möglichst geringem Luftüberschuß spiegelt sich in hohem CO₂-Gehalt und vollständigem Fehlen von CO (und H₂) in den Abgasen wieder. Die Untersuchung der Abgase auf CO₂ (*k*₁), O₂ (*o*), CO (*k*₂) und *n* (Luftüberschuß) gibt die Anhaltspunkte zur Beurteilung der Güte der Verbrennung. Zur richtigen Bewertung des gemessenen CO₂-Gehaltes muß als Vergleichsmaßstab der jeweilige theoretische Höchstwert CO_{2max} (*k*_{max}) (Abb. 6) bekannt sein, der mit

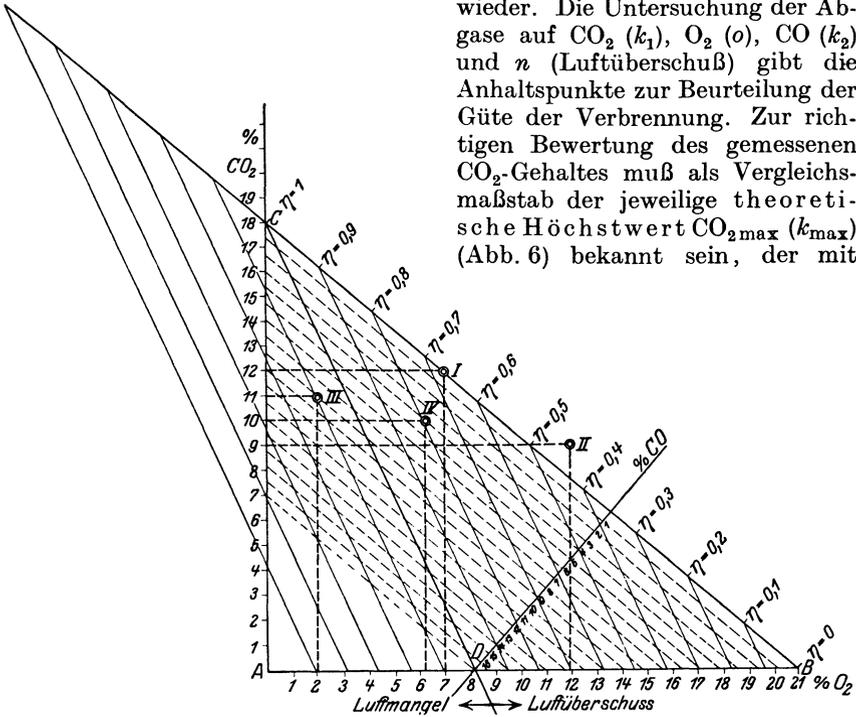


Abb. 7. Verbrennungsdreieck nach Wa. Ostwald.

steigendem Wasserstoffgehalt des Brennstoffes fällt. *k*_{max} läßt sich auch aus der Brennstoffzusammensetzung errechnen

$$k_{\max} = \frac{\text{räumlicher Anteil von CO}_2}{\text{gesamtes trockenes Rauchgasvolumen}} = \frac{1,86 C}{V_{\text{thlr}}} \quad (24)$$

Zur Ermittlung des Luftüberschusses genügt die Kenntnis von *k* und *k*_{max}; aus *k* = *n* · *k*_{max} erhält man

$$n = \frac{k_{\max}}{k} \quad (25)$$

Angenähert ist auch $n = \frac{12}{21 - o}$.

Den CO-Gehalt entnimmt man dem Abgasschaubild, da seine praktische Bestimmung weniger zuverlässig als die von CO₂ ist. Das von Wa. Ostwald entworfene Schaubild (Abb. 7) bietet den Vorteil, daß es die zwangläufige Verbundenheit der vier Größen CO₂, O₂, CO und *n* übersichtlich darlegt. Danach genügt die Bestimmung zweier Werte, um die beiden anderen direkt ablesen zu können. Es hat sich als zweckmäßig erwiesen, im Diagramm an Stelle der Luftüberschußzahl *n* den reziproken Wert, den Luftfaktor $\eta = 1/n$ einzuführen.

Einige Nutzenwendungen mögen den Gebrauch des Diagramms veranschaulichen, dessen Darstellung mit den zugehörigen Beispielen der „Chemie der Bau- und Betriebsstoffe“ entnommen ist [Stumper: Die Chemie der Bau- und Betriebsstoffe des Dampfkesselwesens. Berlin: Julius Springer 1928. — Mitt. Nr. 4 und 35 der Wärmestelle des Vereins deutscher Eisenhüttenleute, Düsseldorf 1922].

I. $\text{CO}_2 = 12\%$; $\text{O}_2 = 7\%$. Der Schnittpunkt der entsprechenden Koordinaten liegt auf der Hypotenuse. $\text{CO} = 0$; Verbrennung vollständig; $\eta = 0,67$; $n = 1,5$.

II. $\text{CO}_2 = 9\%$; $\text{O}_2 = 12\%$. Der Schnittpunkt liegt außerhalb des Dreiecks, mithin falsche Analyse.

III. $\text{CO}_2 = 11\%$; $\text{O}_2 = 2\%$. Die Verbrennung ist unvollkommen wegen Luftmangels, da $\text{CO} = 8\%$, $\eta = 1,1$ und $n = 0,9$.

IV. $\text{CO}_2 = 10\%$; $\text{O}_2 = 6,3\%$. Das Schaubild ergibt $\text{CO} = 4\%$ trotz $\eta = 0,8$ und $n = 1,25$. Die Verbrennung ist unvollkommen, weil der Luftüberschuß für die betreffende Feuerung nicht ausreicht.

B. Die Feuerungen.

1. Begriffsbestimmung und Systematik.

Der Feuerung [Marcard: Wärme 52, 890 (1929); 53, 713 (1930)] fällt die Aufgabe zu, den aufgegebenen Brennstoff unter gleichzeitiger Zuführung von Luft möglichst vollständig in Wärme umzusetzen; und zwar sollen die Brenngase vor Eintritt in die Kesselheizfläche ausgebrannt sein. Zur Feuerung gehören eine Brennstoffaufgabevorrichtung, der Rost (für stückigen Brennstoff), der den zu verfeuernden Brennstoff trägt, und Vorrichtungen zum Zuführen der Verbrennungsluft, sowie ein Verbrennungsraum, in dem der Ausbrand der entwickelten Brenngase stattfindet. Dazu kommen Vorrichtungen zum Abführen der Rückstände und Einrichtungen zur Bedienung und Reinigung. Im weiteren Sinne gehören zur Feuerung die Einmauerungsteile,

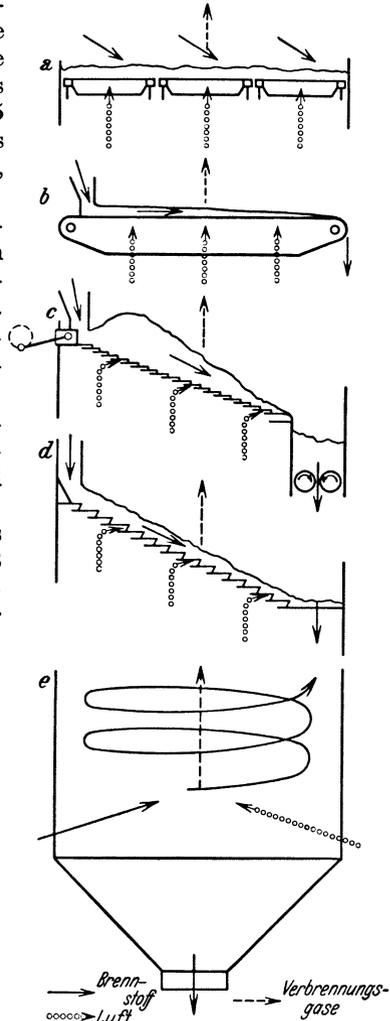


Abb. 8. Grundsätzliche Brennstoff- und Luftbewegung bei verschiedenen Feuerungen. a Fester Planrost, b Wanderrost, c Unterschubrost, d Treppenrost, e rostlose Feuerung.

die den Kessel nach außen hin luft- und wärmedicht abschließen, und die Lenkwände, die innerhalb des Kessels die Rauchgase auf bestimmten Wegen, den Kesselzügen, an der Heizfläche vorbeiführen sollen. Den Abschluß der Kesselzüge bildet der Rauchkanal mit Fuchs und Schornstein.

Stückige Steinkohle wird auf festen oder beweglichen Rosten verbrannt. Dabei liegt die Kohle auf dem Rost, der eben oder geneigt angeordnet ist, während die Luft in der Hauptsache von unten her zugeführt wird (Abb. 8a—c).

Rohbraunkohle wird vorzugsweise auf schräg angeordneten festen oder beweglichen Rosten verfeuert (Abb. 8d). Abfallbrennstoffe meist auch auf schrägen, stets mechanischen Rosten. Die Luft strömt ebenfalls vorwiegend von unten her zu.

Bei der Kohlenstaub-, Öl- und Gasfeuerung werden die Brennstoffe in möglichst feiner Verteilung zusammen mit einem Teil oder der gesamten Verbrennungsluft mittels besonderer Brenner in den Feuerraum eingeblasen und verbrennen dort in der Schwebelage (Abb. 8e).

Nach der räumlichen Anordnung unterscheidet man Innen-, Vor- und Unterfeuerungen. Die Innenfeuerung ist fast vollständig von wasserberührter Kesselheizfläche umschlossen. Ihr typischer Vertreter ist der im Flammrohr von Großwasserraumkesseln eingebaute Rost oder Brenner. Die starke Abstrahlung an das Flammrohr verhindert das Auftreten hoher Temperaturen; deshalb ist die Verbrennung schwerzündender Brennstoffe nicht möglich.

Die Vorfeuerung befindet sich in einem besonderen mit feuerfesten Steinen ausgekleideten Vorbau vor dem Kessel; sie dient der Verbrennung heizwertarmer Brennstoffe, die große Rostflächen erfordern. An die Kesselheizfläche wird vom Rost her wenig oder keine strahlende Wärme abgegeben, da sonst die Verbrennungstemperatur auf dem Rost infolge der Wärmeabstrahlung stellenweise unter die Zündtemperatur des Brennstoffes absinken könnte (Abreißen der Zündung). Die Vorfeuerung ist für Kessel jeder Art und Größe verwendbar.

Die Unterfeuerung beheizt einen Teil des Kessels direkt, ohne allseitig von Heizfläche umgeben zu sein. Sie ist unter dem Kessel angeordnet, so daß sie den Grundflächenbedarf des Kessels nicht vergrößert. Ihr hauptsächliches Anwendungsgebiet sind die Wasserrohrkessel.

Ehe die einzelnen Feuerungen behandelt werden, seien folgende Kenngrößen nochmals wiedergegeben (s. S. 143)¹:

1. Rostfläche	F_r m ²	5. Feuerraumbelastung	q_f kcal/m ³ h
2. Feuerrauminhalt	V_f m ³	6. Breitenleistung	d_b t/mh
3. Feuerungsleistung	B t/h; nm ³ /h	Breitenwärmeleistung	q_b kcal/mh
Feuerungswärmeleistung	Q kcal/h	7. Luft- und Gasüber-	
4. Rostbelastung	b_r kg/m ² h	bzw. -unterdruck	p mm WS
Rostwärmebelastung	q_r kcal/m ² h	8. Luft- und Gas-	
		temperatur	$t; T$ °C; ° abs.

¹ In Anlehnung an „Kenngrößen und Begriffsbestimmungen für Feuerungen und Dampfkessel“, aufgestellt in Arbeitsgemeinschaft vom Feuerungsausschuß des VDI und vom Arbeitsausschuß für Feuerungsfragen und Kohlenstaub beim Reichskohlenrat [Arch. Wärmewirtschaft. 12, 359 (1931)].

Zu 1. Als Rostfläche gilt die tatsächliche, nicht projizierte, im Feuerraum befindliche, mit Brennstoff bedeckte und mit Öffnungen für den Luftdurchtritt versehene Fläche, gemessen an der Oberfläche des Rostes.

Zu 2. Der Feuerrauminhalt ist der von der Rostfläche, der Feuerraumheizfläche und dem zwischen diesen Flächen angeordneten feuerfesten Mauerwerk umschlossene Raum. Bei Staubfeuerungen ohne Kühlroste werden die Schlackentrichter miteingerechnet.

Zu 3. Feuerungsleistung ist das gesamte stündlich aufzugebene Brennstoffgewicht oder Brennstoffvolumen (bei Gasfeuerung).

Zu 4. Als Rostbelastung wird häufig die stündlich auf 1 m² Rostfläche aufzugebene Brennstoffmenge bezeichnet. In neuerer Zeit bevorzugt man die Angabe der in dieser Brennstoffmenge enthaltenen Wärmemenge, errechnet aus dem unteren Heizwert H_u (Tabelle 4).

Zu 5. Die Feuerraumbelastung ist die in dem stündlich auf 1 m³ Feuerraum aufgegebenen Brennstoff enthaltene Wärmemenge, errechnet mit dem unteren Heizwert H_u .

Zu 6. Die Breitenleistung ist die stündliche auf 1 m Kesselbreite erzeugte Dampfmenge (Tabelle 5) bzw. im Feuerraum durchgesetzte Wärmemenge. Als Kesselbreite ist die lichte Feuerraumbreite zwischen den Außenwänden zu verstehen.

Zu 7. Gemessen werden die Unter- bzw. Überdrücke der Rauchgase und der Verbrennungsluft gegenüber dem jeweiligen Barometerstand in mm WS.

Zu 8. Gemessen werden die Temperaturen der Rauchgase vom Feuerraum bis zum Fuchs in °C. Für die rechnerische Verfolgung der Strahlungsvorgänge im Feuerraum sind die Temperaturen von °C auf °abs umzurechnen.

Tabelle 4. Rostbelastungen älterer und neuerer Feuerungen.

	Unterer Heizwert des Brennstoffes	Rostflächenleistung	
	kcal/kg	kg/m ² h	Million kcal/m ² h
Starrer Planrost	7400	80—100	0,59—0,74
Wanderrost ohne Unterwind . .	7400	100—120	0,74—0,89
Zonen-Unterwindwanderrost . .	7400	220—300	1,63—2,22
Unterschubfeuerung (Stoker) . .	7400	175—250	1,30—1,85
Starrer Treppenrost	2200	200—350	0,44—0,77
Mechanischer Treppenrost . . .	2200	350—450	0,77—1,00
Mechanischer Muldenrost . . .	2200	400—500	0,88—1,10
Rückschubrost	3000	500—750	1,50—2,25

Auszug aus Praetorius: Billiger Kessel, billiger Dampf, Zahlentafel 1, S. 75.

Bei rostlosen Feuerungen wird mit der Feuerraumbelastung gerechnet, für die sich nur Richtwerte angeben lassen. Sie beträgt für größere Hochleistungskessel und Strahlungskessel 300 000 bis 450 000 kcal/m³ h, für ältere größere Kessel 500 000—700 000 kcal/m³ h; bei kleineren Kesseln ist die Feuerraumbelastung höher und erreicht

bei Flammrohrkesseln mit Kohlenstaubfeuerung Werte von 1 bis 2 Millionen kcal/m³ h.

Tabelle 5. Breitenleistung von Feuerungen in t Dampf je h und m lichter Feuerraumbreite.

Starrer Treppenrost	3,5 t/mh
Wanderrost ohne Unterwind	5 „
Hochleistungs-Braunkohlen-Rostfeuerungen	bis 10 „
Hochleistungs-Steinkohlen-Rostfeuerungen } Kohlenstaubfeuerungen	„ 17 „
Kohlenstaubfeuerung in Strahlungskesseln	„ 20 „

Die Breitenleistung ist von der Rostlänge abhängig.

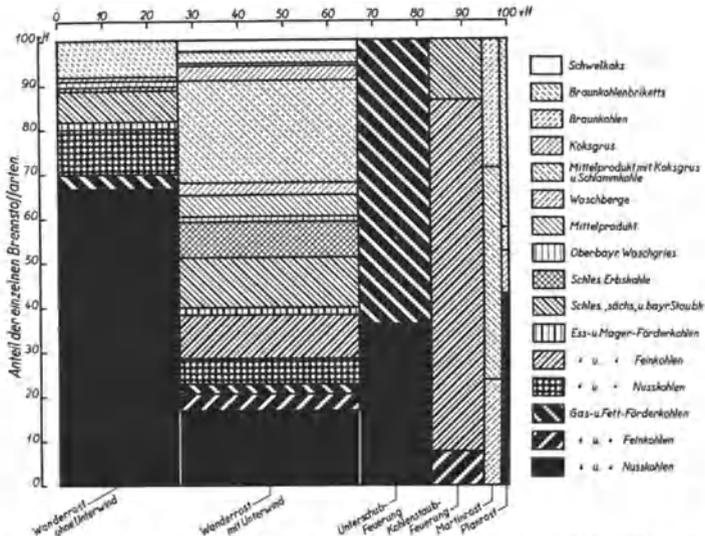


Abb. 9. Anteil der Feuerungsbauarten am Wasserrohrkesselbau 1928—1931 und ihre Eignung für verschiedenartige Brennstoffe.

Tabelle 6 und Abb. 9 mögen die vorstehenden Angaben vervollständigen.

Tabelle 6. Praktisch erprobte Luftüberschußzahlen.

Gase	< 1,1—1,3
Öle	1,2—1,4
Kohlenstaub	1,2—1,4
Steinkohle und Koks mit Handbeschiebung	1,5—2,0
Steinkohle auf Planrost mit mechanischer Beschiebung	1,4—1,7
Steinkohle auf Wander- und Schubrost	1,3—1,6
Braunkohle auf Treppen- oder Muldenrost	1,3—1,5

Aus Kesselbetrieb, Sammlung von Betriebserfahrungen, herausgeg. von der Vereinigung der Großkesselbesitzer, 2. Aufl., S. 24. Berlin 1931.

2. Steinkohlenfeuerungen.

a) Fester Plan- und Schrägrost.

Die Grundbedingungen, denen ein Rost genügen muß, sind Lagerung des Brennstoffs möglichst ohne Durchfallverluste bei gleichzeitiger

ausreichender Luftzufuhr und Ascheabfuhr sowie Widerstandsfähigkeit gegen die Betriebstemperaturen.

Beim festen Planrost wird der Brennstoff durch Aufwerfen auf die brennende Schicht aufgegeben. Die Brennschicht ruht auf den Roststäben, zwischen denen Spalten für den Durchtritt der Verbrennungsluft frei bleiben. Unter Gesamtrostfläche versteht man das Produkt aus Rostlänge und -breite, unter freier Rostfläche den Anteil, der auf die Luftspalten entfällt. Die Roststäbe werden hochkant auf Träger in ganz bestimmtem gleichmäßigem Abstand aufgereiht. Der Roststab soll eine

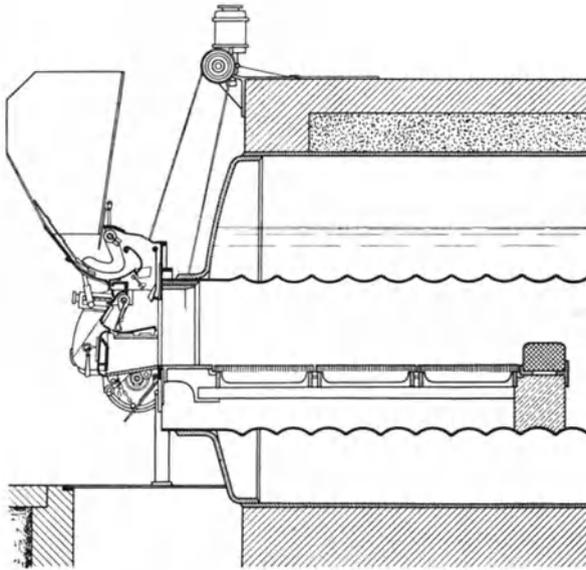


Abb. 10. Weck-Wurfföhrung.

ausreichende Steghöhe besitzen, um der vorbeistreichenden Verbrennungsluft genug Kühlfläche zur Wärmeabfuhr darzubieten.

Wird der Planrost (Abb. 10) frisch beschickt, so entsteht bei Handbeschickung durch das Eindringen nicht benötigter Kaltluft beim Öffnen der Feuertür ein Verlust. Auch wird augenblicklich die Wärmeabgabe an der frisch beschickten Stelle unterbunden, da die in der Berührungsschicht zwischen brennendem und frischem Brennstoff entwickelten Gase anfänglich nicht die zur Entzündung erforderliche Temperatur besitzen. Dazu kommt, daß die von unten her zutretende Luft an der frisch beschickten Stelle einen höheren Widerstand vorfindet und gerade dort, wo sie gebraucht wird, in unzureichender Menge zur Verfügung steht. Infolgedessen entstehen nach jedesmaligem Beschicken Verluste durch Unverbranntes, äußerlich durch starkes Rauchen (Ruß) erkennbar. Um die einfache Planrostfeuerung mit gutem Wirkungsgrad zu fahren, bedarf es eines geschulten gewissenhaften Heizers. Zur Verfeuerung

verschiedenartiger Brennstoffe muß die freie Rostfläche dem Brennstoff angepaßt werden. Die Schlacke wird nach vorn abgezogen.

Den Abschluß des Planrostes bildet die Feuerbrücke, die zum besseren Ausbrand beiträgt, indem sie die Gase zum längeren Verweilen über dem Rost zwingt und beim Abziehen eine gewisse aus der hohen Geschwindigkeit resultierende Durchmischung hervorruft; auch läßt sie sich zur Zuführung von Sekundärluft benutzen.

Bei mechanischer Beschickung (Abb. 10) gehen die Verluste zurück, da das Öffnen der Feuertür fortfällt und die Beschickung häufiger und in kleineren Mengen erfolgt. Der frisch aufgeworfene Brennstoff wird intensiv erhitzt und den entstehenden Gasen eine ausreichende Wärmemenge zugeführt, um die Zündung sicherzustellen. Luftzutritt und Abbrand erfolgen ziemlich gleichmäßig.

Der Schrägrost weist eine Neigung von 30—45° auf und lehnt sich im Aufbau an den Planrost an. Der Brennstoff wird oben aufgegeben und rutscht selbsttätig nach unten; die Neigung des Rostes muß dem Böschungswinkel des Brennstoffs angepaßt werden. Die Verbrennung ist im unteren Teil am lebhaftesten, während im oberen die Trocknung und Entgasung stattfindet. An den Schrägrost schließt sich ein kurzer waagerechter Ausbrenn- und Abschlackrost an. Der Schrägrost kann bei Innen- (Tenbrinck-) und bei Vorfeuerung verwandt werden.

b) Wanderrost.

Literatur: Schulte: Zweite Weltkraftkonferenz 1930, Sektion 11, Bericht Nr. 4. — Koeniger: Arch. Wärmewirtsch. 10, 243 (1929). — Presser: Arch. Wärmewirtsch. 11, 131 (1930). — Schulte-Presser: Arch. Wärmewirtsch. 12, 281 (1931). — Schulte-Presser-Lang: Arch. Wärmewirtsch. 13, 281 (1932).

Von den Feuerungen für mittlere und große Leistungen hat in Deutschland der Wanderrost (Abb. 11) die weiteste Verbreitung gefunden. Der Wanderrost ist ein meist waagrecht angeordneter vollmechanischer Planrost. Der Brennstoff wird laufend aus einem Kohlentrichter vorn auf das endlose Rostband aufgegeben, die Schlacke laufend am hinteren Umkehrende in den Schlackentrichter abgeworfen. Der mit bestimmter durch einen Schichtregler eingeregelter Schichthöhe aufgegebene Brennstoff verbrennt, während ihn der Rost von vorn nach hinten mit bestimmter einstellbarer Geschwindigkeit durch den Feuerraum trägt.

Der Wanderrost besitzt den kennzeichnenden Vorzug, daß sich die Roststäbe nicht dauernd im Feuer befinden, sondern auf dem Rückweg abkühlen und einer Kontrolle unterworfen werden können. Die ersten Wanderroste waren Kettenroste; bei diesen bilden die Roststäbe zugleich die über eine vordere und eine hintere Welle laufende endlose Kette. Die Kettenroste lassen sich nicht für große Breiten (schwierige Roststabauswechslung) und für feinkörnigen Brennstoff bauen. Bei den jetzt üblichen Wanderrostkonstruktionen bilden die zwei oder drei durch Querträger miteinander verbundenen Rostketten das meist von der vorderen Welle angetriebene Rostband, das nur als Träger für die Roststäbe dient und vor der Einwirkung des Feuers geschützt ist. Außer

den fest zwischen den Querträgern eingelegten Roststäben sind auch Schwingroststäbe in Gebrauch, die auf dem Rückweg auspendeln und dabei etwa noch anhaftende Rückstände abwerfen.

Bei älteren Wanderrostfeuerungen befindet sich über dem Rostanfang ein langes Gewölbe, das sog. Zündgewölbe, das im Betrieb bis zum Glühen aufgeheizt wird. Da die gesamte Höhe des Feuerraums in diesen Fällen nur $\frac{3}{4}$ — $1\frac{1}{2}$ m beträgt, bietet das Zündgewölbe Schutz gegen die kalte Strahlung von den Siederohren her, so daß auch bei nicht sehr gasreichen Brennstoffen ein Abreißen der Zündung nicht zu befürchten ist. Über dem hinteren Teil solcher Roste befindet sich meist ebenfalls ein Gewölbe; beide zusammen bewirken, daß die vom vorderen und hinteren Teil herkommenden Gase durcheinandergewirbelt werden und einigermaßen ausbrennen.

Bei der neuzeitigen Wanderrostfeuerung erhält die erste Siederohrreihe vom Rost einen Abstand bis zu 5 und 7 m. Die kühlende Einwirkung der Siederohre tritt infolge der großen Entfernung bis zum Rost hinter der den Feuerraum ausfüllenden glühenden Gasmasse von mehreren Metern Dicke vollständig zurück. Die Strahlung der Gase (S.129) aus dem Feuerraum genügt, um die Zündung des Brennstoffs sicherzustellen [über Durchzündung auf Wanderrosten s. Rosin-Rammler:

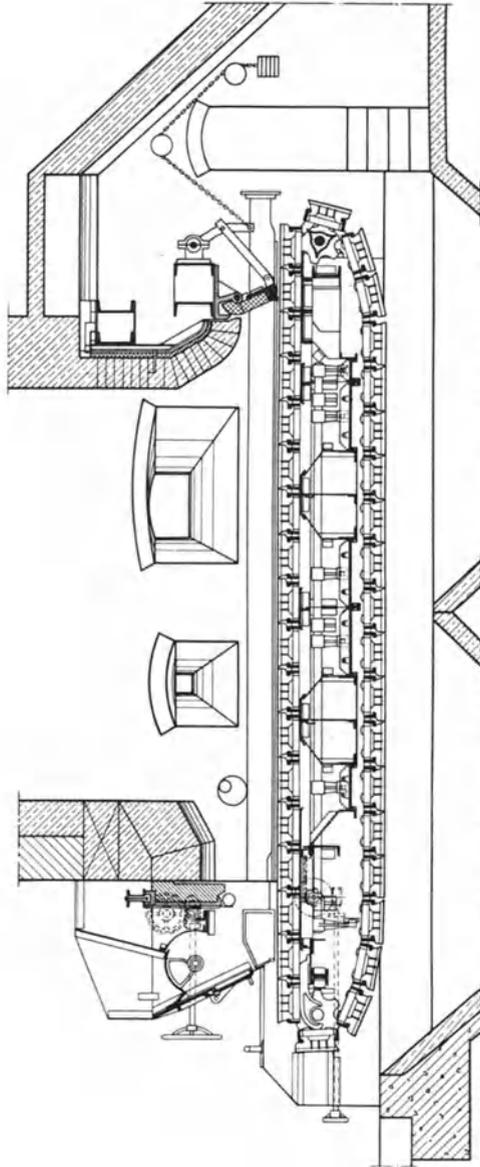


Abb. 11. Walther-Hochleistungswanderrost mit Zonen-Unterwindeinrichtung.

Arch. Wärmewirtsch. 13, 113 (1932)]. Unter diesen Umständen kann eine Zünddecke mehr schaden als nützen. Der moderne Feuerraum besitzt daher glatte senkrechte oder steilgeneigte Wände. Der Weg der Gase bis zum Erreichen des Siederohrbündels reicht aus, um eine vollständige Verbrennung zu ermöglichen.

Als Rostabschluß ist an Stelle des einfachen Abstreifers die wasser- oder luftgekühlte Feuerbrücke getreten, die den Rost in seiner ganzen Breite als unterer Abschluß der Feuerraumrückwand überspannt. Der verbleibende Durchgangsquerschnitt zwischen Rost und Feuerbrücke wird durch dicht nebeneinander hängende Staupendel abgeschlossen, die den fast ausgebrannten Brennstoff noch für eine gewisse Zeit im Feuerraum festhalten, um einen besseren Ausbrand herbeizuführen.

Der Luftbedarf der Brennschicht ist je nach dem Brennstoff am Rostanfang in der Ent- und Vergasungszone oder in Rostmitte in der Hauptverbrennungszone am größten, hingegen am Rostende in der Ausbrennzone am kleinsten. Infolge der ständigen Abnahme der Schichtdicke von vorn nach hinten und damit des Widerstandes für den Luftdurchtritt ist die tatsächliche Luftverteilung der gewollten gerade entgegengesetzt. Im vorderen Teil des Feuerraums herrscht daher Luftmangel (unverbrannte Gase), am Rostende Luftüberschuß (Abkühlung, niedriger CO_2 -Gehalt). Zum Zweck der Luftzufuhr in richtiger Menge und örtlicher Verteilung ist der Raum zwischen der oberen und unteren Bahn des Rostbandes in eine Reihe hintereinander liegender und über die ganze Rostbreite sich erstreckender Abschnitte, Zonen, eingeteilt. Die Luft kann zur Brennschicht nur durch die Zonen hindurch gelangen, deren jede mit einer Klappe versehen ist, um die Luftmenge beliebig zwischen 0 und dem Maximum regeln zu können.

Die Zonen werden vorwiegend bei Wanderrosten mit Unterwindzuführung, d. h. Zufuhr der Verbrennungsluft unter Druck, eingebaut. Vermehrte Luftzufuhr bedeutet Leistungssteigerung; die zonenweise Windzuführung bringt außerdem eine erhebliche Wirkungsgradverbesserung, da sich die Verluste am Rostende durch Absperren der letzten Zone vermeiden lassen und die Zonenregulierung über den ganzen Lastbereich die Einhaltung des jeweils geringsten Luftüberschusses gestattet. Durch die Zonen-Unterwindrichtung wird weiterhin die Forderung nach hoher Elastizität der Feuerung erfüllt, die für den Kessel Voraussetzung für schnelle Anpassungsfähigkeit an Belastungsschwankungen ist. Auf dem Zonen-Unterwindwanderrost lassen sich auch feinkörnige sowie schwierige Brennstoffe in weitestem Maße unabhängig vom Gehalt an Flüchtigem und Asche, vom Aschenschmelzpunkt und von der Backfähigkeit wirtschaftlich verbrennen (Abb. 9).

c) Stoker.

Eine von der der Planroste völlig abweichende Betriebsweise haben die Unterschubfeuerungen, die auch unter dem Namen Stoker bekannt sind. Die Bezeichnung Stoker umfaßt streng genommen alle Roste mit Vorschubbewegung zum Schüren und Weiterbewegen der Brennschicht. Meist wird jedoch unter Stoker speziell die Unterschub-

feuerung verstanden. Der Stoker hat vor allem als Groß- und Hochleistungsfeuerung Bedeutung. Die bekanntesten Groß-Stoker sind die Riley-, Taylor- und Westinghouse-Stoker, sämtlich amerikanischer Herkunft. In Deutschland und in anderen kontinentalen Ländern haben nur die beiden erstgenannten Eingang gefunden.

Der Stoker besteht aus Mulden (Retorten) und seitlichen etwas höher liegenden Reihen von dachziegelartig übereinandergeschichteten Düsenplatten. Durch abwechselndes Aneinanderreihen von Retorten und Düsenplattenreihen lassen sich beliebige Rostbreiten herstellen, nur begrenzt durch die maximal ausführbare Länge der Kesseltrommeln. Der frische Brennstoff wird für jede Retorte mittels eines zylindrischen Kolbens von vorn unter den bereits auf dem Brennbett befindlichen untergeschoben (Unterschubfeuerung), so daß der Rostbelag stets mit frischer Kohle bedeckt ist. Wegen der erheblichen Brennstoffmengen, die den mit geringer Neigung nach hinten abfallenden Rost in hoher Schicht von $\frac{1}{2}$ — $\frac{3}{4}$ m Stärke am Rostanfang bedecken, besitzt der Stoker bei zonenweiser

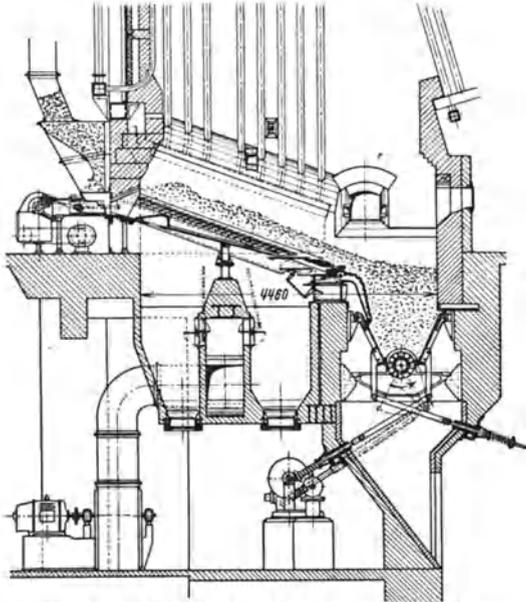


Abb. 12. Riley-Stoker der Feuerungsanlagen Aktiengesellschaft.

Unterwindzuführung eine hohe Elastizität.

Die Düsenplatten des Riley-Stokers (Abb. 12) [Maas: Elektr.-Wirtsch. 28, 425 (1929)] sind in der Mitte der Länge nach geteilt. Die Schürung und der Vorschub des Brennstoffs erfolgen in der Weise, daß die beiden Hälften der Düsenplatten gegeneinander waagerechte Vor- und Rückwärtsbewegungen mit verschieden einstellbarem Hub ausführen. Am Ende der Mulden befinden sich bewegliche Rostglieder zum Austragen der Schlacke.

Beim Taylor-Stoker (Abb. 34, S. 206) [Rehmer: Ztschr. Ver. Dtsch. Ing. 74, 1171 (1930); Arch. Wärmewirtsch. 14, 43 (1933)] bleiben die Düsenplatten fest. Die Kohle wird durch Schieber, sog. Pusher, vorwärts geschoben, die auf dem Grunde der Retorten zu mehreren hinter- und übereinander mit der gleichen Hubzahl wie der Speisekolben arbeiten. Der Hub jedes einzelnen Schiebers ist veränderlich, um Unebenheiten im Brennstoffbett ausgleichen zu können.

Bei beiden Konstruktionen wird die aus den Düsenplatten waagrecht austretende Verbrennungsluft unter hoher Pressung bis zu 200 und 300 mm WS mitten in die Brennstoffschicht hineingeblasen. Durch die anhaltende Schürung werden glühende Brennstoffteile von der Oberfläche in die Schicht hinein gefördert und leiten dort die Verbrennung ein. Die Luft wird auf ihrem Weg durch die Brennstoffschicht vorgewärmt und mischt sich bereits mit den Brenngasen, so daß für die Einleitung des Verbrennungsvorganges und für die Verbrennung selbst günstige Bedingungen geschaffen sind; dagegen reicht der Ausbrand an den des Wanderrostes nicht heran. Stoker erhalten häufig einen Ausbrennschacht, in den der Brennstoff abgeworfen und dort mehrere Stunden belassen wird. Stoker verarbeiten unsortierte Kohlen, die eine gewisse Backfähigkeit, einen Gehalt an Flüchtigem zwischen 14 und 32%, höchstens 20% Asche und einen Aschenschmelzpunkt nicht unter 1200° besitzen sollen. Deutsche Dauerversuche haben gezeigt, daß mit Stokern Betriebswirkungsgrade der gleichen Größe wie mit den anderen modernen Hochleistungsfeuerungen erzielt werden.

Der Kleinstoker, dessen Entwicklung in Deutschland lebhaft gefördert wird [Schulte-Tanner: Ztschr. Ver. Dtsch. Ing. 77, 823 (1933)], erhält zur Brennstoffaufgabe ebenfalls Kolben oder eine Schnecke, die den Brennstoff in die in der Mitte gelegene Mulde fördern. Hier erreicht die Brennschicht ihre größte Dicke und fällt nach beiden Seiten hin ab. Der Kleinstoker findet für kleine Wasserrohrkessel als Unterfeuerung und für Großwasserraumkessel als Innenfeuerung Verwendung. Als letzte Entwicklungsform ist der Kühlstoker zu nennen, bei dem die feststehenden Teile des Rostes aus wasserdurchflossenen Rohren bestehen; auf dem Kühlstoker lassen sich auch schwierige Brennstoffe mit bestem Erfolg verbrennen.

3. Braunkohlenfeuerungen.

Literatur: Lenhart: Dampfkesselfeuerungen für Braunkohle. Berlin: Julius Springer 1928. — Rosin: Zweite Weltkraftkonferenz 1930, Sektion 11, Bericht Nr. 14. — Rosin, Rammner, Kauffmann: Braunkohle 29, 229, 317 (1930). — Becker: Braunkohle 29, 997 (1930). — Berner: Wärme 53, 455 (1930).

Rohbraunkohle wird als erdige dunkle Masse und als faserige holzartige Stückkohle in allen Übergangszuständen gewonnen, oft stark durch Sand verunreinigt. Ihre Verfeuerung läßt sich trotz des geringen Heizwertes am Gewinnungsort auf Spezialfeuerungen in wirtschaftlicher Weise durchführen; ein Transport auf weitere Entfernungen ist wegen des hohen Wassergehaltes (etwa 60% Totlast) nicht lohnend und die Kohle ist in ihrer Struktur hierfür nicht geeignet. Zum Versand kommt Braunkohle nur in Form von hochwertigen Briketts oder Braunkohlenstaub. Welche Bedeutung in Deutschland der Braunkohle als Brennstoff für Kesselfeuerungen zukommt, wird durch die Tatsache gekennzeichnet, daß der in öffentlichen Elektrizitätswerken aus Braunkohle erzeugte Anteil an elektrischer Energie den aus Steinkohle erzeugten übertrifft.

Bei der Verbrennung von Rohbraunkohle, deren Heizwert kaum den dritten Teil des Heizwertes der Steinkohle beträgt, soll trotz möglichst geringer Baubreite der Feuerung (Kesselpreis) hohe Leistung erreicht werden. Man arbeitet daher mit höherer spezifischer Rostbelastung ($\text{kg/m}^2 \text{ h}$ nicht $\text{kcal/m}^2 \text{ h}$) als bei Steinkohle. Zur besseren Ausnutzung der Rostfläche ist die Brennstoffaufgabe als Trockenschacht ausgebildet. Die Braunkohlenfeuerungen lassen sich wegen der großen Rostabmessungen meist nicht unter dem Kessel unterbringen, sondern müssen vorgebaut werden. Je nach der Feuerungsleistung arbeiten sie als reine Vorfeuerungen oder erhalten in angemessenem Umfang Strahlungsheizfläche.

Der billige Brennstoffpreis läßt es angezeigt erscheinen, Kessel mit Braunkohlenfeuerungen für hohe Leistung und nicht für hohen Wirkungsgrad zu bauen, besonders da der Feuerungswirkungsgrad durch die ungleiche Beschaffenheit der unsortiert auf den Rost gelangenden Kohle beeinträchtigt wird. Trotzdem werden mit Braunkohlenkesseln in gutgeleiteten Betrieben Dauerwirkungsgrade von über 80% erreicht.

a) Treppenrost.

Der Treppenrost ist ein Schrägrost mit einer Neigung, die etwas unter dem Böschungswinkel des jeweils verfeuerten Brennstoffs liegt. Er besteht aus waagerechten, stufenartig übereinander liegenden Roststäben, zwischen denen die Luft waagrecht über die ganze Rostbreite von unten her eintritt. Im Gegensatz zu den hochkant stehenden Roststäben der Steinkohlenfeuerungen bieten die waagerechten Roststäbe dem Brennstoff eine größere und schlechter gekühlte Auflagefläche. Sie sind daher nicht für hochwertige und fließende Schlacke bildende Kohlen verwendbar. Der Vorschub der Kohle erfolgt durch Nachrutschen, die Schürung von unten her zwischen den Roststäben hindurch. Den Abschluß bildet ein kurzer Planrost, auf dem sich die Kohle zum Ausbrand ansammelt (Abb. 41, S. 213).

Der selbsttätige Treppenrost, bei dem die Kohle von beweglichen Stufen über feststehende Stufen hinweggeschoben wird, weist eine geringere Neigung als der feste auf, um den Vorschub der Kohle nicht mehr vom willkürlichen Abrutschen, sondern vom einstellbaren Antrieb abhängig zu machen.

Da bei Treppenrosten die übliche Baubreite bis zu 2 m beträgt, werden für größere Kessel mehrere Rostbahnen mit Zwischenwänden, die bis kurz unter das Rohrbündel reichen, nebeneinander angeordnet. Neuere Ausführungen besitzen unter Fortlassung der Zwischenwände eine gemeinsame Brennkammer für mehrere Rostläufe, deren Breite auch an die 2 m-Grenze nicht mehr gebunden ist. Damit sind bessere Verbrennungsbedingungen und bessere Übersicht über das Rostbett geschaffen.

b) Muldenrost.

Die Muldenrostfeuerung ist ebenfalls eine Einzelkammerfeuerung (Abb. 1 und 13). Sie unterscheidet sich von der Treppenrostfeuerung

schon äußerlich durch die Anordnung der Einzelroste. Die Trennwände zwischen je zwei Brennkammern sind hohl ausgeführt und dienen als Zuführungsschächte für den Brennstoff, der von den Seiten her auf je zwei gegeneinander gerichtete vollmechanische Schrägroste von geringer Neigung und geringer Länge aufgegeben wird; auf den Rosten wird er zur Mitte hin vorgeschoben, in eine Mulde abgeworfen und den

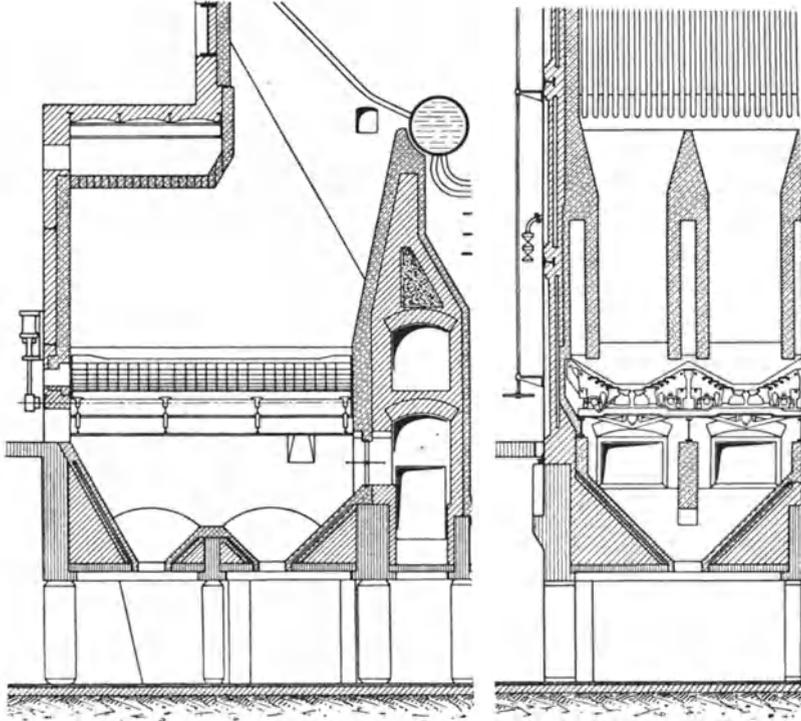


Abb. 13. Muldenrostfeuerung.

Schlackentrichtern zugeleitet. Die Brennschicht auch der mittleren Kammern läßt sich ständig gut beobachten.

Auf dem Muldenrost wird die Kohle in großer Breite zugeführt; die Schichthöhe des Brennstoffs ist daher wesentlich geringer als auf anderen Rosten. Für die hierdurch bedingte schnelle Trocknung, Zündung und Verbrennung reichen kurze Roste von nur 1 m Länge aus. Auch hält sich der Zugbedarf selbst bei hoher Leistung in mäßigen Grenzen.

c) Flachroste.

Viele Roste für Rohbraunkohle besitzen nur eine ganz geringe Neigung. Der Vorschub und die dauernde Auflockerung des Brennstoffs wird durch verschiedenartige Bewegungen des Rostbettes erreicht (Segmentfeuerung; Küma-Feuerung mit Wellenbewegung; Schürrost).

Abb. 14 stellt eine Hochleistungs-Braunkohlenfeuerung [Spindler: Feuerung 7, 33 (1931)] mit flach geneigtem Rost dar. Die Rohkohle wird auch hier in einem Schacht, der sich über die ganze Vorderwand der Feuerung erstreckt, vorgetrocknet. Der Rost arbeitet vollmechanisch. Der Feuerraum ist ungeteilt (Einkammerfeuerung); er besitzt eine ausreichende Höhe, um guten Ausbrand zu gewährleisten, und eine kurze Einschnürung über dem Rostende bei einfacher Gestaltung mit glatten

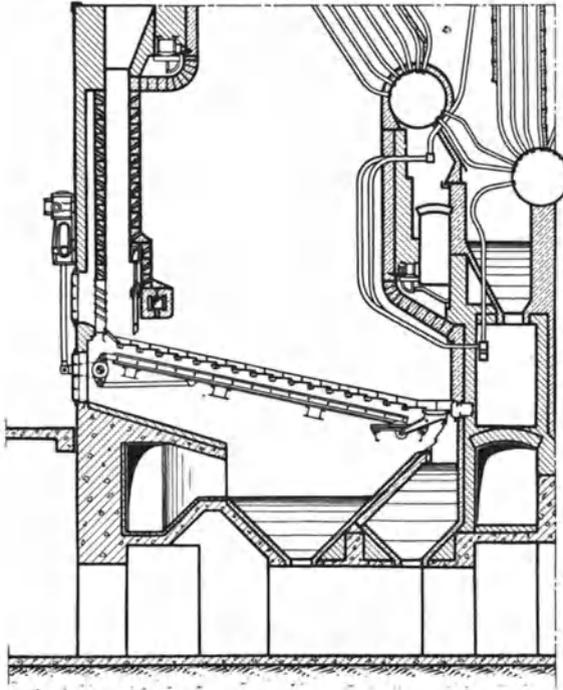


Abb. 14. Vollmechanischer Topf-Großrost.

Wänden. Die hierdurch geschaffenen günstigen Verbrennungsbedingungen rechtfertigen die Kühlung der Feuerraumrückwand.

Ebenso wie bei den Steinkohlenfeuerungen wirkt sich die Mechanisierung bei den Braunkohlenfeuerungen in einer Verringerung der Rückstandsverluste, einer Erhöhung des CO_2 -Gehalts, der Feuerraumtemperatur und damit des Wirkungsgrades aus. Die mechanischen Hochleistungsfeuerungen werden mit Unterwind und in günstigen Fällen mit mäßig vorgewärmter Luft betrieben und erhalten dadurch eine allen Ansprüchen genügende Regelbarkeit.

4. Feuerungen für Abfallbrennstoffe.

Unter den Feuerungen für heizwertarme und Abfallbrennstoffe [Schimpf: Arch. Wärmewirtsch. 12, 271 (1931). — Marcand: Wärme

54, 208 (1931)] nimmt der Martin-Rost (Abb. 15) eine Sonderstellung ein. Der Martin-Rost [Kleine: Glückauf 67, 1509 (1931)] ist ein vollmechanischer Schrägrost, der durch die dem Brennstoff erteilte Bewegung von anderen Rosten abweicht. Die untere Schicht des auf dem ganzen Rost etwa in gleicher Höhe liegenden Brennstoffs wird entgegen der Rostneigung aufwärts gefördert (Rückschubrost), die obere Schicht abwärts, hervorgerufen durch die oszillierende Bewegung der stufenweise angeordneten Roststäbe. Durch die eigenartige Schürbewegung

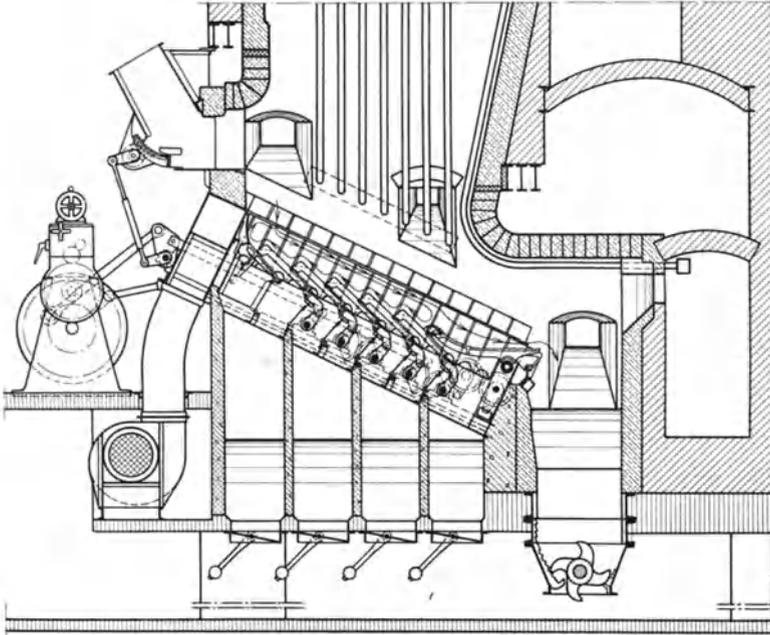


Abb. 15. Martin-Rückschubrost.

wird auch ständig neue reaktive Oberfläche geschaffen und gleichzeitig die Schicht mit brennenden Brennstoffteilchen durchsetzt, wodurch es gelingt, die unter hoher Pressung eingeblasene Luft an das Brennare heranzubringen. Die Schlacke wird am Rostende ausgeschieden und fällt in einen Schlackentrichter. Die Roststäbe bestehen aus hochhitzebeständigem Sonderguß. Auf dem Rost lassen sich alle schwierigen Brennstoffe bis zum Hausmüll, auch solche feinsten Körnung, mit hoher Leistung verbrennen.

5. Feuerungen ohne Rost.

Bei den Feuerungen ohne Rost wird der Brennstoff ebenso wie die Luft in den Feuerraum eingeblasen und verbrennt in der Schwebel. Die Verbrennungsbedingungen sind grundsätzlich andere als bei Rostfeuerungen. Die rostlosen Feuerungen — Kohlenstaub-, Öl- und Gas-

feuerung — zeigen in der Ausgestaltung des Feuerraumes und in der Art der Brennstoffzuführung große Übereinstimmung; dennoch bestehen zwischen den drei Feuerungen wesentliche Unterschiede.

Die denkbar beste Durchmischung zwischen Brennstoff und Luft findet bei der Gasfeuerung statt. Brennstoff und Luft gelangen intensiv durchwirbelt in den Feuerraum. Sie können, sobald sie sich innerhalb des Zündbereichs befinden, direkt miteinander in Reaktion treten.

Öl wird beim Einspritzen äußerst fein zerstäubt, muß aber im Feuerraum durch Verdampfen und Vergasen und damit verbundene Volumenvergrößerung erst eine Aufbereitung erfahren.

Bei der Verbrennung von Kohlenstaub sind die Einzelteilchen relativ größer, da einer sehr weitgehenden Vermahlung wirtschaftliche Grenzen gesetzt sind. Außerdem bedarf das Staubkorn als fester Brennstoff weitgehender Aufspaltung bis zur Verbrennungsreife. Dieser Vorgang erfordert Wärme, Zeit und gute Wirbelung.

a) Kohlenstaubfeuerung.

Literatur: Bleibtreu Kohlenstaubfeuerungen, 3. Aufl. Berlin: Julius Springer 1930. — Rosin: Ztschr. Ver. Dtsch. Ing. 73, 719 (1929). — Rosin, Rammler, Stimmel: Arch. Wärmewirtsch. 11, 387 (1930). — Rosin-Fehling: Wärme 54, 42 (1931). — Zeuner: Ztschr. Ver. Dtsch. Ing. 75, 309 (1931). — Siehe auch Feuerungstechnische Berichte, Berichtfolgen des Kohlenstaubausschusses des Reichskohlenrates.

Trotz der Schwierigkeiten, die die vollständige und vollkommene Verbrennung eines Staubkorns innerhalb der kurzen Zeit seines Verweilens im Feuerraum anfänglich bereitete, ist es gelungen, den Betrieb der Staubfeuerungen unter Beibehaltung ihrer Vorzüge wirtschaftlich zu gestalten. Als Hauptvorzüge der Staubfeuerung, die bahnbrechend und richtunggebend für die gesamte Feuerungstechnik geworden ist, sind anzusehen: hohe Leistung, vollmechanischer Betrieb; geringer Luftüberschuß, guter Ausbrand; gute Regelbarkeit, hohe Betriebsbereitschaft. Damit ist die Staubfeuerung als wirtschaftliche Großfeuerung, die sich auch für Spitzenbetrieb eignet, gekennzeichnet.

Als Nachteile sind die Notwendigkeit der Brennstoffaufbereitung und der starke Schornsteinauswurf zu nennen, der den anderer Feuerungen weit übersteigt und in dichtbewohnten Gegenden Entstaubungsanlagen erforderlich macht.

An die Eigenschaften des Brennstoffs werden keine besonders hohen Anforderungen gestellt. In der Staubfeuerung werden Brennstoffe weitgehend unabhängig vom Gehalt an Flüchtigem und Asche verbrannt. Für die Verwendung des Brennstaubes in Staubfeuerungen erweist sich eine Klassierung der Fein- und Staubkohlen als notwendig, da die Korngröße mitbestimmend für Größe und Gestaltung des Feuerraumes und damit für die Anlagekosten ist. Die Staubfeinheit wird durch Siebproben ermittelt, wobei man den prozentualen Rückstand der Siebungen auf genormten Sieben feststellt. Je feiner das Korn, je gasreicher die Kohle, um so schneller brennt die Kohle aus. Entsprechend läßt sich bei Benutzung geeigneter Brenner der Feuerraum verkleinern oder die

Leistung je m^3 Feuerrauminhalt steigern. Die Herstellung des Brennstaubes erfordert Mahlanlagen (s. auch Abschnitt Zerkleinerung, Bd. III,

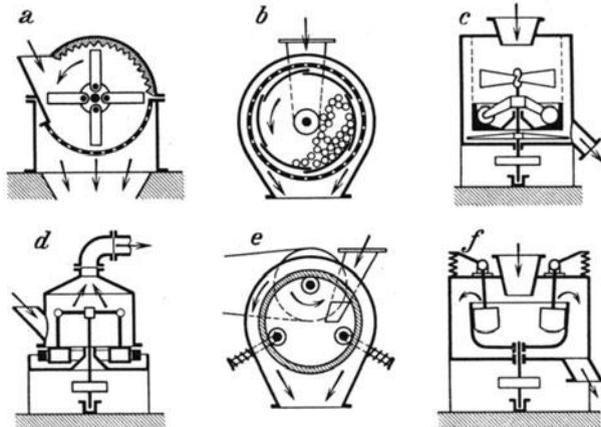


Abb. 16. Typenbilder der gebräuchlichen Kohlenstaubmühlen. *a* Schlag-, *b* Pendel-, *c* Kugel-, *d* Rohr-, *e* Ring-, *f* Walzenmühle.

S. 1), deren Anlage- und Betriebskosten mit steigender Mahlfeinheit stark anwachsen. Zwischen diesen einander entgegenwirkenden Faktoren ist das wirtschaftliche Optimum zu ermitteln. Man geht immer mehr dazu über, an Aufbereitungskosten zu sparen und den aerodynamischen Vorgängen im Feuerraum größere Aufmerksamkeit zuzuwenden. Gröbere Vermahlung und bessere Wirbelung ergeben mit billigeren Mitteln gleich guten Ausbrand.

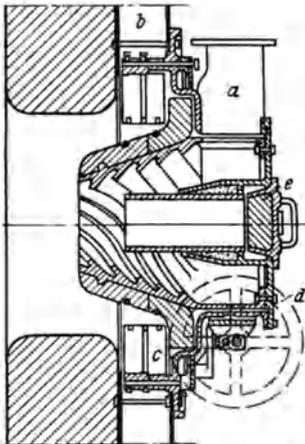


Abb. 17. Kohlenstaub-Wirbelbrenner der Kohlenscheidungs-gesellschaft m. b. H. *a* Zuführungrohr für das Staub-Luftgemisch, *b* Zweitluftkammer, *c* Regelklappen für die Zweitluft, *d* Antrieb der Regelklappen, *e* Zündöffnung.

Die Aufbereitung umfaßt die Trocknung und Feinvermahlung, grobstückige Kohle muß noch vorgebrochen werden. Zur Trocknung dienen die Rauchgase oder dampf-beheizte Trockenapparate. Der grundsätzliche Aufbau der gebräuchlichen Mühlen-typen [Rammeler: Arch. Wärmewirtschaft. 12, 109 (1931)] ist aus Abb. 16 zu ersehen. Ursprünglich nahm man die Aufbereitung in einer Zentraltrocken- und -mahanlage vor, von der aus sämtliche Feuerungen versorgt wurden. Der brennfertige Staub wird dabei aus dem Bunker durch Staubbumpen wie eine Flüssigkeit gefördert und den einzelnen Brennern in Rohrleitungen zugeführt. In neuerer Zeit wird an Stelle

der Zentralmahlanlagen die Anordnung von Einblasemühlen bevorzugt. Diese Mühlen sind in unmittelbarer Nähe der Feuerung aufgestellt

und blasen den Staub direkt in den Feuerraum. Sie müssen sich im Gegensatz zum Zentralmahlsystem dem Augenblicksbedarf der Feuerung anpassen. Viele Mühlen übernehmen gleichzeitig auch die Trocknung; man spricht dann von Mahltrocknung. Als Trockenmittel dient heiße Luft oder Rauchgas. Der größeren Anzahl Mühlen bei dem Einblasesystem stehen als Vorzüge geringere Anlagekosten, geringerer Platzbedarf, bessere Übersichtlichkeit und größere Einfachheit gegenüber.

Die für den guten Ausbrand erforderliche Durchwirbelung von Brennstaub und Luft wird vornehmlich durch Wirbelung innerhalb eines jeden Brenners (Wirbelbrenner) oder Wirbelung durch Aufeinanderprallen verschiedener Ströme (Flachbrenner) erreicht. Im Wirbelbrenner (Abb. 17) erhalten Kohlenstaub und Luft eine rotierende Bewegung, die intensiv genug ist, um völligen Ausbrand herbeizuführen. Je nach der Brennerbauart kann die Flamme lang oder kurz gehalten werden. Im anderen Fall wird der Kohlenstaub durch Flachbrenner (Abb. 18) eingeblasen, die so zueinander gestellt sind, daß sich die einzelnen Ströme wirbelnd durchmischen (Abb. 39, S. 211).

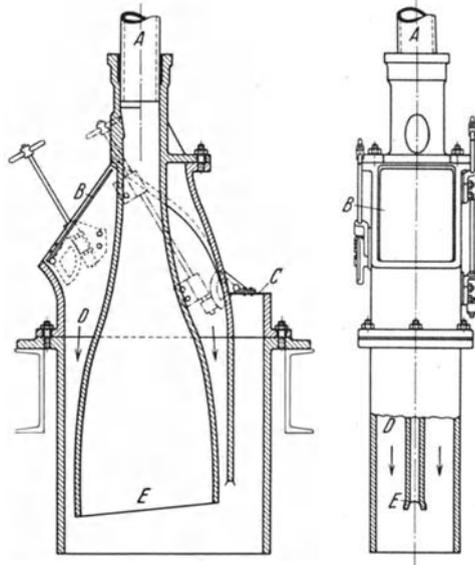


Abb. 18. Kohlenstaub-Flachbrenner der Kohlen-scheidungs-gesellschaft m. b. H.

A Eintritt der Staubkohle, B, C Luftregelklappen, D Luftweg, E Brennermündung.

Der Anteil der mit dem Brennstoff gleichzeitig eingeblasenen Luftmenge schwankt stark; eine gewisse Menge ist stets zur Brennstaubförderung notwendig. In der überwiegenden Zahl aller Fälle bläst man einen Teil als Zweitluft durch besondere Luftdüsen ein, um die Wirbelbewegung neu zu beleben und dem Brennstoff in einem vorgeschrittenen Stadium der Verbrennung nochmals Sauerstoff zuzuführen. Der Druck der Luft beträgt bis zu 350 mm WS. Die Flammenführung ist meist U-förmig mit umkehrender Flamme oder L-förmig beim Einblasen von vorn (Abb. 19). Man scheint jetzt der L-Flamme, die von der Belastung weniger abhängig ist, den Vorzug zu geben.

Als Zusatzfeuerung zur dauernden oder vorübergehenden Leistungssteigerung von Rostfeuerungen hat die Staubfeuerung vielfach Eingang gefunden und wird sich auf diesem Gebiet weiter durchsetzen. Durch die Kohlenstaubzusatzfeuerung wird der Bereitschaftsgrad erhöht, während gleichzeitig die Kesselreserve vermindert werden kann. Auch

ermöglicht sie eine restlose Ausnutzung der Brennstoffabfälle. Weitere Anwendungsgebiete der Staubfeuerung sind Flammrohr- (Lokomotiv- und Schiffs-) Kessel [Krebs: Wärme 53, 169 (1930). — Schultes: Arch. Wärmewirtsch. 11, 141 (1930). — Rosin-Fehling: Braunkohle 29, 817 (1930)]. In den Flammrohren mit ihren kleinen allseitig intensiv

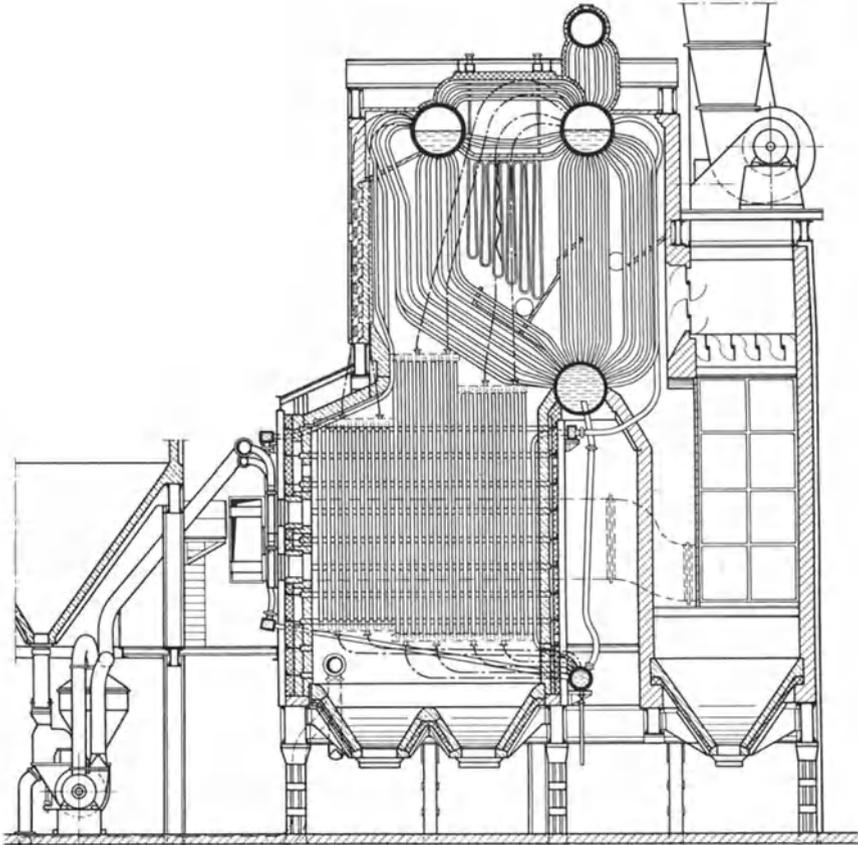


Abb. 19. AEG-Kohlenstaubfeuerung mit Resolutor-Kohlenstaubmühlen unter einem Dreitrommel-Steilrohrkessel. Vorderwand des Feuerraums luftgekühlt, die übrigen Wände wassergekühlt.

gekühlten Feuerräumen arbeitet man mit hohen Feuerraumbelastungen, da sonst die Zündung infolge der Abstrahlung leicht abreißt. Zur Sicherstellung der Zündung wird ein kurzes Stück des Flammrohres mit Schamotte ausgekleidet (Einstrahlung statt Abstrahlung).

b) Öl- und Gasfeuerung.

Ölfeuerung. Voraussetzung für schnelle und vollständige Verbrennung ist feinste Zerstäubung des Brennöls, um das Öl möglichst weitgehend

in Dampfform überzuführen. Je nach dem Verwendungszweck und den zur Verfügung stehenden Mitteln wird die Zerstäubung mittels Luft oder Dampf oder durch Entspannen des unter Druck stehenden Öls vorgenommen.

Der Druckölzerstäuber arbeitet mit einem Druck des Öls von 5 bis 10 atü. Das Öl passiert im Brennerkopf eine Düse, von deren Ausbildung die Feinheit des Ölnebels und die Flammenlänge abhängt. In Dampfkesseln bevorzugt man kurze Flammen. Neben den Hochdruckbrennern sind auch Niederdruckbrenner, besonders für kleine Leistungen, in Gebrauch.

Ein Brenner für Dampfzerstäubung ist in Abb. 20 dargestellt. Der Dampf durchströmt das innere Rohr und zwei hintereinandergeschaltete

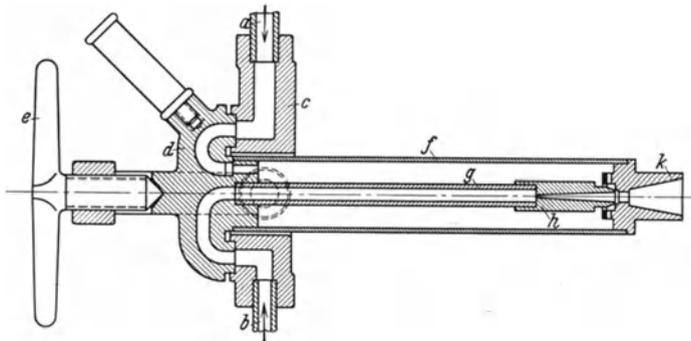


Abb. 20. „Moll“-Dampfexpansionszerstäuber (Druckölbrenner) Bauart Balcke.
a Ölzuluß, *b* Dampfeintritt, *c* Einlaufkörper, *d* Einsatz, *e* Knebel, *f* Mantelrohr, *g* Dampfrohr, *h* Düse, *k* Mundstück.

Düsen und reißt das zwischen beiden Düsen durch feine Bohrungen aus dem äußeren Rohr zutretende Öl mit. Die Brennerausführung für Luftzerstäubung ist ähnlich; zum Zerstäuben wird nur eine geringe Menge Preßluft benötigt, während der Hauptteil der Luft unabhängig vom Brenner zutritt. Die Zerstäubung wird wesentlich erleichtert, wenn das Öl den Brennern dünnflüssig zuläuft. Daher wird das Öl im Zulaufbehälter mittels Heizschlangen je nach seiner Zähigkeit auf einer Temperatur von 70—150° gehalten.

Gasfeuerung. Der Gasfeuerung wird der Brennstoff brennfertig zugeführt. Je nach dem Heizwert des Gases muß ihm das ein- bis zwölfwache Luftvolumen zugemischt werden. Im Brenner (Abb. 21) zerlegt ein Leitapparat Gas und Luft je in Teilströme, die tangential unter einem bestimmten Winkel zur Brennerachse austreten. Das Verhältnis der Gas- und Luftquerschnitte wird jeweils dem Luftbedarf angepaßt. Das Gas soll mit kurzer Flamme verbrennen; es benötigt zum restlosen Ausbrand nur wenige % Luftüberschuß.

Bei Öl- und Gasfeuerungen wird die Verbrennungsluft durch den Unterdruck im Feuerraum angesaugt oder mit Überdruck (100—400 mm WS) in besonderer Leitung zugeführt. Die Luftmenge wird durch einen Trommelschieber eingeregelt. Als Vorzüge der Öl- und Gasfeuerung

sind zu nennen: gute Regelbarkeit — mit einem Brenner bis auf 50% herab, mit mehreren Brennern ein entsprechend weiterer Lastbereich —, schnelles An- und Abstellen, bequeme Wartung, Sauberkeit, Einfachheit, Zugänglichkeit aller Teile, guter Wirkungsgrad bei hoher Leistung.

Der allgemeinen Einführung der Ölfeuerung steht der hohe Preis des Brennöls entgegen (Wärmepreis des Öls etwa dreimal so hoch wie der der Kohle). Das Öl bleibt daher in seiner Verwendung als Brennstoff zunächst auf die Ölgewinnungsgebiete, auf die Schifffahrt und auf Einzelfälle wie Reservekessel und Zusatzfeuerungen beschränkt. Der Gasfeuerung dagegen eröffnen sich ständig neue Anwendungsgebiete, gerade im Zusammenhang mit dem Ausbau der Ferngasversorgung, so daß in

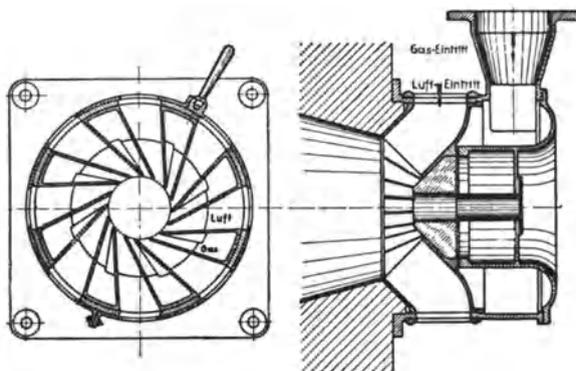


Abb. 21. Zentral-Torsionsgasbrenner für Selbstansaugung der Verbrennungsluft, Bauart Balcke.

den betreffenden Gebieten eine allmähliche Zunahme auch der Gasfeuerungen für Dampfkessel möglich erscheint.

Als Zündbrenner für Kohlenstaubfeuerungen sind Spezialöl- und -gasbrenner ausgebildet worden; die Zündflamme selbst wird mit einer Lunte angesteckt. Auch kombinierte Öl- und Gasbrenner sind in Gebrauch, bei denen man nach Wahl mit einem der beiden Brennstoffe heizen kann. Die Ölbrenner lassen sich für die Dauer der Benutzung der Gasbrenner auf einfache Weise ausbauen, um vor dem Verbrennen geschützt zu werden.

Die zur Steigerung der Feuerungsleistung bei allen Feuerungen gleicherweise angewandten Mittel: zonenweise Unterwindzuführung, Zweitluft, Wirbelung, ausreichende Größe des Verbrennungsraumes, Heißluft, haben dazu geführt, daß die verschiedenen Hochleistungsfeuerungen in ihrer Leistungsfähigkeit nicht mehr wesentlich voneinander abweichen. Welche Feuerung sich im Einzelfall besonders eignet, richtet sich nach der Betriebsweise, der Anpassungsfähigkeit an die zu verfeuernden Brennstoffe und den Kosten.

Im Rahmen dieser Ausführungen ist es nicht möglich, auf die zahlreichen, zum großen Teil bewährten Sonderfeuerungen einzugehen. Es seien nur noch die Versuche erwähnt, unsortierte Kohle mit 0–6 mm

Korngröße im aufsteigenden Luftstrom zu verbrennen, wobei die Teilchen je nach ihrer Größe in der Schwebe gehalten werden [Pohl: Elektr.-Wirtsch. 28, 24 (1929)]; vgl. Mühlenfeuerung [Schulte-Tanner: Ztschr. Ver. Dtsch. Ing. 77, 823 (1933)].

6. Der Feuerraum.

Die Gestaltung des Feuerraumes ist auf den Verbrennungsablauf von entscheidendem Einfluß und muß dem Brennstoff, dem Rost und der Brennleistung angepaßt werden. Die Wände der Brennkammer bestehen aus einer inneren Schicht feuerfesten Mauerwerks, das mit der Umfassungsmauer aus gewöhnlichen Ziegeln im Verband gemauert ist. Das gewöhnliche Mauerwerk wird häufig durch eine Isolierschicht mit äußerer Blechverkleidung, die luftdichten Abschluß gewährt, ersetzt. Mit Rücksicht auf die Wärmedehnung sind im feuerfesten Mauerwerk Dehnungsfugen vorzusehen; bei manchen Konstruktionen ist die ganze Wand schichtweise am Kesselgerüst aufgehängt (Abb. 23). Die Haltbarkeit der Wand wird durch Verwendung glatter feinkörniger Steine mit harter Oberfläche erhöht. Auch haben sich Schutzanstriche in vielen Fällen bewährt. Feuerfeste Verkleidung erhalten alle gasberührten Wände, die Temperaturen von über 450° ausgesetzt sind, wobei für den Feuerraum und den ersten Zug Qualitätsmaterial Verwendung findet.

In den früheren sehr niedrigen Feuerräumen konnten gefahrbringende hohe Temperaturen wegen der vom Siederohrbündel ausgehenden kalten Strahlung nicht auftreten. Als man jedoch anging, die Feuerräume zur Erzielung besseren Ausbrandes bei gleichzeitiger Erhöhung der spezifischen Rostleistung höher zu bauen, stellten sich im Feuerraum Temperaturen ein, denen die bis dahin zur Feuerraummauerung verwendeten Materialien nicht gewachsen waren. Abhilfe brachte hier die Kühlung der Feuerraumwände mittels wasserdurchflossener Rohre (Kühlrohre, -roste oder -wände) oder mittels Luft. Die Kühlung, ohne die die moderne Hochleistungsfeuerung kaum denkbar ist, ermöglicht eine Verbrennung mit geringstem Luftüberschuß.

Die Wasserkühlung (Abb. 22) beeinflusst die Ausföhrung der Wand insofern, als die feuerfeste Steinschicht schwächer gehalten werden kann, da sie nicht mehr so hoher Wärmeeinstrahlung

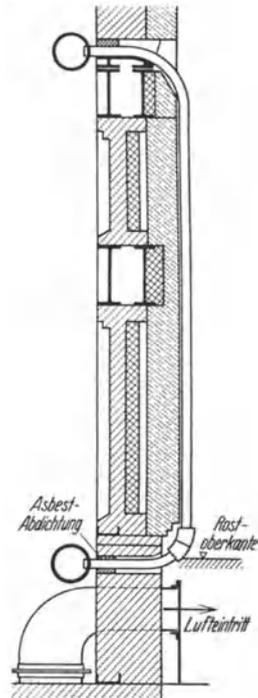


Abb. 22. Wassergekühlte Feuerraumwand.

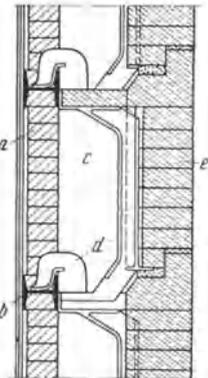


Abb. 23. Luftgekühlte Detrick-Feuerraumwand. a Außenwand, b Traggerüst, c Luftkanal, d Gußträger, e feuerfeste Steine.

und Temperatur ausgesetzt ist. Die Kühlrohre können teilweise oder vollständig in der Wand oder frei vor der Wand liegen. Im letzten Fall werden nur die Durchführungen der Rohre nach außen besonders durchgebildet. Zum teilweisen oder vollständigen Abdecken dienen einfache oder mit feuerfestem Material belegte (Bailey-Wände) Gußplatten. Sind die Rohre in die Wand eingebaut, so werden Formsteine erforderlich. Die wassergekühlte Feuerraumwand ist ein unentbehrliches und trotz der hohen Wärmebelastungen betriebssicheres Konstruktions-element des Hochleistungskessels.

In manchen Fällen reicht die Kühlung mit Luft aus, die den Vorzug der Billigkeit für sich hat. Die luftgekühlte Wand (Abb. 23) ist hohl. Der dem Feuer zugekehrte Teil der Wand ist verhältnismäßig dünn und nur in gewissen Abständen mit der Stützwand verbunden. Die über die ganze Ausdehnung durch die hohle Wand strömende Luft nimmt den größten Teil der hindurchgeleiteten Wärme auf und führt sie dann der Feuerung als vorgewärmte Verbrennungsluft wieder zu. Voraussetzung für störungsfreies Arbeiten ist die gleichmäßige Verteilung des Luftstroms über die ganze Wand.

C. Zubehör zur Feuerung.

1. Einmauerung.

Das gesamte Kesselgewicht wird von einer stabilen, in sich standfesten Eisenkonstruktion, dem Kesselgerüst, aufgenommen. Das Mauerwerk hat nicht die Aufgabe, Lasten aufzunehmen. Wo Kesselteile das Mauerwerk durchdringen, soll die Einmauerung reichlich ausgespart werden, damit sich der Kessel frei bewegen kann. Die Fugen werden mit Asbest, Schlackenwolle oder beweglichen Blechmanschetten abgedichtet. Die Umfassungsmauern, meist als Bogenmauerwerk ausgebildet, werden in gewöhnlichem Ziegelmauerwerk, Fundamentsäulen und Schlackentrichter häufig in Beton ausgeführt. Die Schlackentrichter erhalten, soweit erforderlich, als Schutz ein feuerfestes Futter.

Die Einmauerung hat außer dem wärmedichten Abschluß die Führung der Rauchgase durch den Kessel und etwa nachgeschaltete Abgasheizflächen zu übernehmen. Diesem Zweck dienen auch die Zuglenkwände, die zusammen mit dem Mauerwerk die Kesselzüge bilden und die Rauchgase so durch den Kessel führen sollen, daß die gesamte Heizfläche von den Gasen bestrichen wird und sich keine toten Ecken bilden können. Die Lenkwände bestehen aus Gußeisenplatten mit feuerfestem Schutzbelag. Die Heizflächen werden zum dauernden Reinhalten von Ruß- und Flugascheansätzen in gewissen Zeitabständen von Rußbläsern, die mit Dampf oder Preßluft (vorzugsweise Heißdampf) betrieben werden, aus zahlreichen Düsen angeblasen.

Mit der Einmauerung ist die grobe Armaturn verbunden: der Rauchschieber hinter dem Kessel zum Regulieren der Rauchgasmenge und zum Absperrn bei Stillstand, die Klappen und Schieber zum Regulieren des Überhitzers und Abschalten der Abgasheizfläche unter

gleichzeitiger Freigabe eines Leerzuges, ferner die zum Befahren der Züge erforderlichen Einsteigeöffnungen. Außen am Mauerwerk sind Treppen und Laufbühnen anzuordnen, so daß alle zur Bedienung und Überwachung wichtigen Punkte zugänglich sind.

2. Schornstein.

Die Maximalleistung hängt im Feuerungsbetrieb von der Größe des vorhandenen Schornsteinzuges ab, der die Widerstände der Verbrennungsluft und der Rauchgase auf ihrem Weg bis zum Schornstein zu überwinden hat. Von den Strömungswiderständen der Luft bis zum Feuerraum hin (Zuleitungen, Rostbelag, Brennstoffschicht) kann der Schornstein durch Zuführung der Verbrennungsluft unter Druck (Unterwind) entlastet werden. Die Absaugung der Verbrennungsgase aus dem Feuerraum und durch den Kessel hindurch übernimmt allein der Schornstein. Ist er voll belastet, so ist eine weitere Forcierung der Brennstoff- und Luftzufuhr zwecklos, da die Gase nicht mehr abgeführt werden können und mit dem Auftreten von Überdruck im Feuerraum zu rechnen ist.

Hoher Zug bildet eines der wichtigsten Mittel zur Steigerung der Leistung und des Wirkungsgrades von Dampfkesseln. Mit dem Zug steigt auch die Gasgeschwindigkeit und damit die Intensität des Wärmeüberganges. Da gemauerte Schornsteine nur eine begrenzte Zugstärke zulassen, so ist man für hohen Zug auf Saugzugebläse angewiesen, die allerdings einen Teil der gewonnenen Mehrleistung als Antriebsleistung wieder aufzehren.

Die Zugstärke ist durch die Schornsteinhöhe und die Temperatur der eintretenden Gase bedingt und ist gleich dem Auftrieb der Verbrennungsgase.

Bezeichnet

H	die Höhe des Schornsteins	m
γ_g	das mittlere spezifische Gewicht der Gase . . .	kg/m ³
γ_l	das mittlere spezifische Gewicht der Außenluft .	„
T_g	die mittlere absolute Temperatur der Rauchgase im Schornstein	° abs
T_l	die absolute Temperatur der Außenluft	„
Δp	die Zugstärke am Schornsteinfuß	mm WS,

dann hat der Auftrieb die Größe

$$\Delta p = H \cdot 273 \left(\frac{\gamma_l}{T_l} - \frac{\gamma_g}{T_g} \right) \text{ mm WS.} \quad (26)$$

Dieser Auftrieb muß ausreichen, um folgende Widerstände im Kessel mit Hilfsheizflächen, Fuchskanal und Schornstein zu überwinden:

1. Zugbedarf zur Erzeugung der Gasbeschleunigung.
2. Verluste durch Reibung an den Heizflächen und Begrenzungsflächen.
3. Verluste durch Umlenkungen.

Für die Berechnung der einzelnen Anteile wird auf die Literatur [Münzinger: Das Kraftwerk. AEG-Mitt. 1930, 140] verwiesen; ebenso hinsichtlich der Schornsteinabmessungen.

Die Schornsteine werden als gemauerte, als Beton- und als Blechschornsteine ausgeführt. Der gemauerte und der Betonschornstein verursachen keine laufenden Betriebskosten und führen die Rauchgase in größerer Höhe ab; ihnen ist daher bei flugstaubhaltigen Gasen der Vorzug zu geben. Der Blechschornstein, kombiniert mit künstlichem Zug, ist dort überlegen, wo Anschaffungskosten, geringes Gewicht, schnelle Aufstellung im Vordergrund stehen.

Bei künstlichem Zug ist die Kesselleistung nur von der Größe des Gebläses abhängig und läßt sich beliebig steigern. Die Grenzleistung ist durch das Auftreten von Flugstaub und die Größe der Antriebsleistung gegeben. Saugzug kann als Ersatz für natürlichen Zug oder zu dessen Verstärkung angewandt werden. Den Vorteilen: höhere Leistung und weitgehende Abkühlung der Rauchgase (Wirkungsgrad) stehen die Kosten für Betrieb und Wartung gegenüber. Wird ein Kessel mit Saugzug, jedoch ohne Unterwind betrieben, so übernimmt der Saugzug in beschränktem Umfang die Funktion des Unterwindes, indem er der Feuerung eine gewisse Regelbarkeit und Anpassungsfähigkeit an verschiedenartige Brennstoffe verleiht.

Es wird zwischen direktem und indirektem Saugzug unterschieden. Im ersten Fall wird die gesamte Rauchgasmenge durch den Ventilator durchgesaugt; die Anlage ist einfach und in Anschaffung und Betrieb billig. Beim indirekten Saugzug wird in den Schlot ein vorher abgezweigter Teilstrom, bei hoher Temperatur mit Luft gemischt, oder auch reine Luft unter höherer Pressung eingeblasen und saugt als Ejektor die Rauchgase ab. Die Anlage wird zwar kleiner als beim direkten Saugzug, hat aber weniger guten Wirkungsgrad und entsprechend hohen Kraftbedarf. Die durchzusaugende Menge läßt sich in beiden Fällen durch Änderung der Motordrehzahl regeln. Hiervon abweichend wird bei der Gehäuseregulierung Finsterbusch eine Querschnittsveränderung durch Verstellen der Ventilatorgehäusewand vorgenommen.

3. Entaschungseinrichtungen.

Die Vorrichtungen zum Entfernen der Verbrennungsrückstände passen sich bei den verschiedenen Feuerungen den abzutransportierenden Mengen an. Bei Kleinrosten sammelt sich der Durchfall unterhalb des Rostes und wird mit der Hand nach vorn abgezogen. Die auf dem Rost befindliche Schlacke wird in gewissen Zeitabständen durch die Feuertür hindurch entfernt.

Unterhalb der größeren Roste befinden sich feuerfest ausgemauerte Schlackentrichter, die unten durch ein Verschlussorgan abgeschlossen sind. Schlacke und Rostdurchfall gelangen selbsttätig in die Schlackentrichter, aus denen sie periodisch abgezogen werden. Es ist üblich, den Aschenkeller in Höhe des Erdbodens zu legen, so daß der Heizerstand zwanglos auf gleiche Höhe mit dem Maschinensaal kommt. Das Abziehen der Schlacke kann auf trockenem Wege durch Entleeren in Förderwagen geschehen. Vorzuziehen sind mechanische staubfreie Entaschungsanlagen, in denen die Schlacke zunächst abgelöscht wird.

Soll sie in den darunter stehenden Waggon verladen werden, so genügt eine gedrängt gebaute Abwurfvorrichtung. Zur Förderung auf die Halde dagegen bedient man sich der Spülrinnen, in denen die Schlacke entweder in offener Rinne mit dem frei fließenden Wasserstrom oder in geschlossener Rohrleitung mittels Druckwasser fortgeschwemmt wird [Spott: Arch. Wärmewirtsch. 8, 145 (1927). — Schulte: Wärme 52, 90 (1929)].

Kohlenstaubfeuerungen erhalten als unteren Abschluß einen Kühlwasserrost, den Granulierrost, der die meist flüssig anfallende Schlacke abschreckt, so daß sie in festem Zustand in den Schlackentrichter gelangt; von dort wird sie in Spülrinnen abgeschwemmt. Daneben sind Kohlenstaubfeuerungen in Betrieb, bei denen der Feuerraum unten durch einen ziemlich ebenen Boden abgeschlossen ist, über dem sich die flüssige Schlacke ansammelt. Sie wird von Zeit zu Zeit durch eine seitliche Öffnung abgelassen und außerhalb des Kessels abgeschreckt.

4. Entstaubungseinrichtungen.

Die starke Steigerung der durchgesetzten Brennstoffmengen und die Einführung der Kohlenstaubfeuerung hatten eine Vermehrung des Schornsteinauswurfes zur Folge, woraus sich die Notwendigkeit der Schaffung von Apparaten zur Rauchgasentstaubung ergab [Meldau: Der Industriestaub. Berlin: VDI-Verlag 1926; Arch. Wärmewirtsch. 10, 9 (1929). — Heitmann: Gesundh.-Ing. 54, 385 (1931). — Zimmermann: Ztschr. Ver. Dtsch. Ing. 75, 481 (1931). — Sell: VDI-Forsch.-Heft 1931, Nr 347. — Gonell: Arch. Wärmewirtsch. 13, 149 (1932); s. auch Arch. Wärmewirtsch. 11, Heft 8 (1931)]. Im Kesselbetrieb versteht man unter Flugstaub die Gesamtheit der vom Rauchgas mitgeführten festen Teilchen an Asche, Brennbarem und Schlacke. Bis zu welcher Korngröße hinab die Entstaubung zu treiben ist, hängt außer von den Entstaubungskosten von der Lage des Kraftwerks ab. Jedenfalls soll die Energieerzeugung durch einen Nebenbetrieb wie die Entstaubung nicht über Gebühr belastet werden. Unter diesem Gesichtspunkt ist durch konstruktive Maßnahmen dafür zu sorgen, daß ein wesentlicher Teil des Flugstaubes bereits im Kessel abgeschieden wird, ohne daß dabei Staubablagerungen Teile der Heizfläche unwirksam machen und die Gasquerschnitte verengen.

Unter den Verfahren zur Abscheidung von Flugstaub sind die Trockenverfahren und die Naßverfahren zu unterscheiden. Die einfachste Vorrichtung zur trockenen Abscheidung bildet die Absetzkammer, eine Erweiterung des Rauchkanals, in der die größeren in der Schwebe befindlichen Teile infolge der verringerten Rauchgasgeschwindigkeit niedersinken. Die Absetzkammern erfordern bei nur mäßiger Entstaubung großen Platzbedarf und werden daher nur zur Vorreinigung besonders staubhaltiger Gase benutzt. Ihr Wirkungsgrad fällt mit steigender Gasgeschwindigkeit.

Eine zweite Gruppe umfaßt die Fliehkraftabscheider, in denen die festen Teile von dem mit hoher Geschwindigkeit durch Zykclone geleiteten

staubhaltigen Gas durch Ausschleudern getrennt werden. Es gibt zahlreiche Ausführungen, denen allen gemeinsam ist, daß der ausgeschleuderte Staub durch Einbauten und Lenkbleche aufgefangen und abgeleitet wird. Die Fliehkraftabscheider haben einen höheren Wirkungsgrad als die Absetzkammern und sind gegen ein Ansteigen der Gasgeschwindigkeit unempfindlich.

Bei den Stofffiltern, unter denen der Beth-Filter als bekanntester zu nennen ist, werden die Rauchgase in eine Batterie parallel geschalteter Schläuche geleitet, in denen der Staub zurückgehalten wird, während die Gase durch das Filter hindurchströmen. Die Stofffilter sind gegen Überlastung weniger empfindlich als gegen hohe Temperatur; sie gewährleisten einen hohen Reinheitsgrad.

Ein Abscheider, mit dem eine praktisch vollständige Abscheidung erreicht werden kann, ist das Elektrofilter (s. hierzu Bd. I, S. 437). Das Elektrofilter arbeitet unter Ausnutzung der Bewegungskräfte, die ein elektrostatisches Feld auf elektrisch geladene Körper ausübt. Das Feld wird entweder in einem Rohr, in dem in der Achsrichtung ein Draht gespannt ist (Rohrelektrofilter), oder aber zwischen Platten (Platten- oder Kammerfilter) geschaffen, die als Elektroden, sog. Sprühelektroden, ausgebildet sind. Die mit geringer Geschwindigkeit mit den Gasen durchgetragenen Staubteilchen werden aufgeladen und wandern zur einen Elektrode, um sich dort abzusetzen. Wenn sich größere Staubmengen angesammelt haben, fallen sie durch ihr Eigengewicht in einen Bunker. Die Möglichkeit der fast völligen Entstaubung wird man jedoch im Kesselbetrieb nicht ausnutzen, sondern sich aus wirtschaftlichen Gründen mit einer Reinigung bis auf etwa 85% begnügen.

Unter den Naßverfahren haben sich solche bewährt, bei denen durch Düsen, Spritzteller oder mechanisch bewegte Teile ein Wasserschleier gebildet wird, den die Rauchgase durchströmen müssen. Diese Vorrichtungen sind verhältnismäßig einfach und billig, die mit ihnen erreichten Ergebnisse zufriedenstellend. Eine Schwierigkeit liegt in der Beschaffung, Förderung und Klärung des Wassers. Bei einer anderen Gruppe von Naßabscheidern arbeitet man mit noch einfacheren Mitteln, indem man Körper mit großer Oberfläche, z. B. Ketten, zu mehreren hintereinander und versetzt angeordnet, von Wasser berieseln läßt.

Von den vorgenannten Verfahren vereinigt keines in sich die Vorzüge guter Reinigung und wirtschaftlichen Arbeitens in solchem Maße, daß es den anderen wesentlich überlegen wäre. Häufig werden mit gutem Erfolg Kombinationen von Naß- und Trockenverfahren angewendet.

III. Dampfkesselwirtschaft.

Literatur: Herberg: Handbuch der Feuerungstechnik und des Dampfkesselbetriebes, 4. Aufl. Berlin: Julius Springer 1928. — Münzinger: Dampfkraft, 2. Aufl. Berlin: Julius Springer 1933. — Praetorius: Wärmewirtschaft im Kesselhaus, Bd. 8 der Wärmelehre in Einzeldarstellungen. Dresden u. Leipzig: Theodor Steinkopff 1930. — Spalckhaver-Schneiders-Rüster: Die Dampfkessel nebst ihren Zubehörteilen und Hilfseinrichtungen, 2. Aufl. Berlin: Julius Springer 1924 und 1934. — Tetzner: Die Dampfkessel, 7. Aufl. Berlin: Julius

Springer 1923. — Hütte: Des Ingenieurs Taschenbuch, 26. Aufl. Berlin: W. Ernst & Sohn 1932. — Jaeger-Ulrichs: Bestimmungen über Anlegung und Betrieb der Dampfkessel, 5. Aufl. und Nachtrag zur 5. Aufl. Berlin: C. Heymanns Verlag 1926 und 1929. — Werkstoff- und Bauvorschriften für Landdampfkessel, herausgeg. vom Dampfkesselausschuß. Berlin: Beuth-Verlag 1929. — Regeln für Abnahmeversuche an Dampfanlagen. Berlin: VDI-Verlag 1925.

A. Theoretische Grundlagen.

1. Umwandlung von Wasser in Dampf.

Um aus 1 kg Wasser von der Anfangstemperatur t_{w_1} überhitzten Dampf zu erzeugen, ist die Wärmemenge

$$Q = q_w + r + q_{\ddot{u}} \text{ kcal/kg} \quad (27)$$

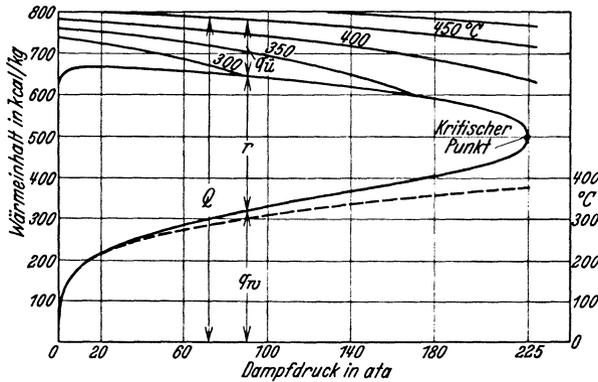


Abb. 24. Wärmeinhalt von Satttdampf und überhitztem Dampf.

aufzuwenden. Darin ist q_w die für die Erwärmung von der Anfangstemperatur t_{w_1} auf die Siedetemperatur t_s erforderliche Flüssigkeitswärme, r die Verdampfungswärme zur Erzeugung von 1 kg Satttdampf aus 1 kg unter demselben Druck stehenden Wassers von der Siedetemperatur t_s , $q_{\ddot{u}}$ die Überhitzungswärme zur Überhitzung des Dampfes von t_s auf $t_{\ddot{u}}$. Die Zahlenwerte hierfür sind den Dampftabellen zu entnehmen. Für die praktische Rechnung empfiehlt sich die Benutzung der *IT*- und *IS*-Tafeln¹.

Bei niedrigen Drücken beansprucht die Verdampfung den größten Teil des Wärmeaufwandes, mit steigendem Druck nimmt die Flüssigkeitswärme relativ und absolut zu (Abb. 24), bis beim kritischen Zustand (225 ata, 374°) die Verdampfungswärme Null wird und das Wasser ohne Wärmeaufwand und Volumenzunahme verdampft. Über Wasserdampfforschung siehe Callendar, Fritz, Hausen, Havlicek, Jakob, Josse, Knoblauch, Koch, Mollier, Stodola u. a.

¹ Tabellen und Diagramme für Wasserdampf von Mollier und Knoblauch-Raisch-Hausen; ferner *IS*-Diagramm von Stodola. — Schüle: Technische Thermodynamik, 4. Aufl. Berlin: Julius Springer 1923.

Sattdampf folgt nicht den Gasgesetzen; beim Verringern seines Wärmeinhalts scheidet sich ein Teil als tropfbares Wasser aus (Kondensation). Wird der Dampf überhitzt, so wird sein Verhalten mit steigender Überhitzung dem der Gase immer ähnlicher. Der im Dampfkessel erzeugte Dampf enthält stets einen Anteil Feuchtigkeit in Form feinst verteilter Tröpfchen, die erst im Überhitzer verdampft werden.

2. Bedeutung des überhitzten und Hochdruckdampfes.

Der Dampf ist der Mittler bei der Umsetzung der im Brennstoff enthaltenen Energie in mechanische Energie. Dieser Umsetzung liegt die Beziehung zugrunde

$$L = \frac{i_1 - i_2}{A} = 427 \Delta i \text{ kgm}, \quad (28)$$

worin L die gewinnbare mechanische Arbeit, i_1 und i_2 den Wärmeinhalt des Dampfes in kcal/kg zu Beginn und bei Beendigung des Prozesses und $\frac{1}{A} = 427 \text{ kgm/kcal}$ das mechanische Wärmeäquivalent darstellen. Entscheidend für den Ausnutzungsgrad ist das Wärmegefälle. Ein hohes Gefälle kann erreicht werden durch

1. Erhöhung des Anfangsdruckes.
2. Herabsetzung des Enddruckes (gleichbedeutend mit Herabsetzung der Endtemperatur).
3. Erhöhung der Anfangstemperatur.

Zu 1. Der Dampfdruck ist in der Praxis bereits bis zum kritischen Druck (225 ata) und darüber hinaus gesteigert worden.

Zu 2. Eine weitere Erniedrigung des Enddruckes im Kondensator ist nicht möglich, da man heute bereits mit einer Luftleere bis zu 96% arbeitet.

Zu 3. Eine Erhöhung der Temperaturen über die heute üblichen hinaus ist durchaus denkbar. Die Entwicklung zielt auf die Schaffung hochtemperaturbeständiger Überhitzerbaustoffe hin.

Der Nutzen und die Notwendigkeit der Überhitzung lassen sich aus dem IS -Diagramm (Abb. 25) herleiten. Läßt man Sattdampf sich adiabatisch entspannen (Linie $F-D$), so hält sich bei niedrigen Drücken der mit der Entspannung zunehmende Feuchtigkeitsgehalt innerhalb erträglicher Grenzen; bei höheren Drücken jedoch nimmt der Feuchtigkeitsgehalt — gleiches Wärmegefälle vorausgesetzt — Werte an, die eine Weiterverarbeitung in Dampfkraftmaschinen ausschließen. Die Dampfüberhitzung bietet das Mittel, auch bei höheren Drücken ein großes praktisch ausnutzbares Wärmegefälle zu schaffen, und bildet damit die Voraussetzung, auf der sich die gesamte Hochdruckdampftechnik aufbaut. Erfährt Heißdampf Wärmeverluste durch Abkühlung, so erleidet er nur eine Verminderung seines Arbeitsvermögens, während Sattdampf, soweit er kondensiert, als arbeitsfähiges Medium verschwindet.

Über die möglichen Gewinne aus der Temperatur- und Druckerhöhung [Schultes: Wärme 51, 546 (1928)] vermittelt das Entropiediagramm (Abb. 25) ebenfalls einen Überblick. Für alle Anfangsdrücke

wird eine Entspannung bis auf 0,05 ata angenommen. Verfolgt man die Isotherme 350° zwischen den Drücken 14 und 120 ata, so steigt das verfügbare Wärmegefälle um $260-233 = 27$ kcal/kg. Geht man längs der Isobare 14 ata zwischen Sattedampftemperatur und 475° , so ist ein Gefälleerwerb von $266-196 = 70$ kcal/kg zu verzeichnen. Vereinigt

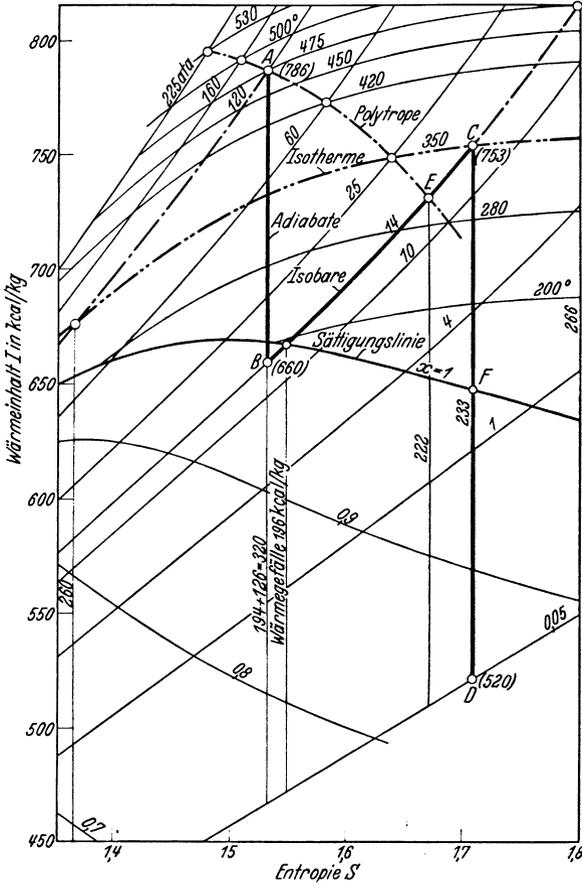


Abb. 25. Ausschnitt aus der IS-Tafel nach Mollier.

man beide Maßnahmen, so erhält man zwischen 14 ata/Sattedampftemperatur und 120 ata/ 475° einen Gefälleerwerb von $320-196 = 124$ kcal/kg. Da bei Dampfkesseln Drücke und Temperaturen üblich sind, wie sie etwa die Polytrope A — E angibt, so wäre in der Praxis bei einer Drucksteigerung von 14 auf 120 ata mit einem Gewinn von $320-222 = 98$ kcal/kg zu rechnen.

Bei den heute üblichen Überhitzungstemperaturen von $400-450^{\circ}$ kann man Anfangsdrücke bis etwa 35 atü anwenden, ohne in den letzten

Turbinenstufen den zulässigen Gehalt an Dampfnässe (10—11%) zu überschreiten. Bei der Verarbeitung hochgespannten Dampfes geht man von möglichst hohen Temperaturen aus und bedient sich außerdem der Zwischenüberhitzung. Der Dampf wird dabei, nachdem er im Hochdruckteil der Kraftmaschine bis in die Nähe des Sattedampfgebietes auf einen mittleren Druck entspannt worden ist, bei diesem Druck von neuem überhitzt, um dann in derselben Weise ausgenutzt zu werden wie bisher der Mitteldruck-Frischdampf.

Dieser Vorgang ist im Diagramm durch den Linienzug $ABCD$ dargestellt. Gegenüber der Entspannung CD ergibt sich folgender Gewinn:

Niederdruck	Punkt C	753 kcal/kg
	Punkt D	520 kcal/kg
	<hr style="width: 100%;"/>	
	adiabatisches Gefälle CD . .	233 kcal/kg
	Wirkungsgrad in der verlustlosen Maschine	$\frac{233}{753} \cdot 100 = 31\%$
Hochdruck	Punkt A	786 kcal/kg
	Punkt B	660 kcal/kg
	<hr style="width: 100%;"/>	
	adiabatisches Gefälle AB . .	126 kcal/kg
	Wirkungsgrad $ABCD$ in	$\frac{126 + 233}{786 + 93} \cdot 100 = 359$
	der verlustlosen Maschine	$\frac{359}{879} \cdot 100 = 40,8\%$

Die Expansion geht in der Maschine nicht nach der Adiabate vor sich; die Maschinenverluste äußern sich in einer Zunahme der Entropie, die Expansionslinie weicht im IS -Diagramm nach rechts ab; Wärmefälle, Endfeuchtigkeit und Wirkungsgrad werden kleiner. Das Grundsätzliche der Betrachtung bleibt davon unberührt.

3. Berechnung des Dampfkessels¹.

Um die Vorgänge im Dampfkessel verfolgen zu können, ist die Kenntnis folgender Begriffe erforderlich (s. Fußnote S. 160):

1. Dampfdruck p atü
2. Temperatur t °C
3. Dampfleistung D t/h
4. Heizfläche F m²
5. Heizflächenbelastung. . . . d kg/m² h
6. Heizflächenwärmebelastung q kcal/m² h

Zu 1. Die Dampfspannung im Kessel wird in Atmosphären (at) gemessen, wobei $1 \text{ at} = 1 \text{ kg/cm}^2 = 10000 \text{ kg/m}^2$ ist. Es ist üblich, den Kesseldruck als Überdruck (atü) über dem gerade herrschenden Druck der Außenluft anzugeben. Der absolute Druck (ata) ist um die Barometeranzeige größer. Die Druckangabe bezieht sich auf den Druck in der Kesseltrommel.

Zu 2. Gemessen werden die Temperaturen des Wassers und des Dampfes in °C vom Eintritt in den Ekonomiser bis zum Austritt aus dem Überhitzer.

Zu 3. Als stündliche Dampfleistung wird die an den Verbraucher abgegebene Dampfmenge in t/h bezeichnet. Die Verlustmengen durch Undichtigkeiten, Abblasen, Abschlämmen sind dabei nicht berücksichtigt.

¹ Münzinger: Dampfkraft, 2. Aufl. Berlin: Julius Springer 1933.

Zu 4. Die wasser- oder dampfberührten Heizflächen werden auf der Gasseite gemessen. Bei der Kessel-, Überhitzer- und Ekonomiserheizfläche mißt man die äußere Rohroberfläche. Bei der Feuerraumheizfläche wird bei nackten Rohren meist der volle Rohrfumfang gerechnet. Bei Flossenrohren gehören die Flossen zur Heizfläche; bei mit Platten abgedeckten Rohren gilt die Oberfläche der Platten als Heizfläche; die mit feuerfesten Steinen oder sonstwie abgedeckten Flächen sind nicht als Heizfläche zu betrachten. Bei Lufterhitzern wird das arithmetische Mittel zwischen der gas- und luftberührten Fläche als Heizfläche gerechnet.

Zu 5. Als Heizflächenbelastung oder spezifische Heizflächenleistung wird das stündlich auf dem m² Heizfläche erzeugte Dampfgewicht in kg bezeichnet (kg/m²h). Diese Kenngröße, die längere Zeit hindurch einen guten Anhalt für die Belastung des Kessels gab, hat heute an Wert verloren, da bei annähernd gleicher Wärmebelastung der Heizfläche die Dampfleistung sich innerhalb weiter Grenzen bewegen kann (bis etwa 200 kg/m²h bereits ausgeführt), je nach der Bauart des Kessels, dem Grad der Vorwärmung des Speisewassers und der Höhe des Kesseldrucks.

Zu 6. Die Wärmebelastung in kcal/m²h dagegen bildet ein Maß für die Leistung der Heizfläche. Für die Lebensdauer bestimmend sind jedoch in weit höherem Maße Einflüsse konstruktiver und betrieblicher Art (Wasserpflege s. S. 246).

Einen ersten Anhalt über das Arbeiten einer Dampfkesselanlage vermittelt die Verdampfungsziffer, die angibt, wieviel kg Dampf je kg Brennstoff unter den obwaltenden Verhältnissen erzeugt werden.

$$e_R = \frac{\text{erzeugte Dampfmenge in kg/h}}{\text{aufgewandte Brennstoffmenge in kg/h}} = \frac{D}{B} \quad (29)$$

ist die Brutto- oder Rohverdampfungsziffer. Hiervon ist die Netto- oder Normalverdampfungsziffer zu unterscheiden, die auf Normaldampf (1 ata, 100° aus Wasser von 0°; Wärmeinhalt 639,4 kcal/kg) bezogen einen Vergleich zwischen verschiedenen Kesseln ermöglicht.

$$e_N = \frac{D}{B} \frac{i_{\ddot{u}} - i_e}{639,4} \sim \frac{D}{B} \frac{i_{\ddot{u}} - t_{w_1}}{640} \quad (30)$$

Die Verdampfungsziffer ist als Faustformel zu werten, die dem Betriebsmann als bequeme Handhabe zur Überschlagsrechnung dient. Genauer und aufschlußreicher ist die Bestimmung des Wirkungsgrades.

Für die Berechnung der Heizflächen werden ferner folgende Bezeichnungen zugrunde gelegt:

Temperaturen	<i>t</i>	° C		
gasseitig				
Feuerraum	<i>t_f</i>	„		
Eintritt in eine Heizfläche	<i>t_e</i>	„		
Austritt aus einer Heizfläche	<i>t_a</i>	„		
Differenz <i>t_e</i> — <i>t_a</i>	Δt	„		
wasserseitig	Temperatur		Wärmeinhalt	
Eintritt Ekonomiser	<i>t_{w_1}</i>	° C	<i>i_e</i>	kcal/kg
Austritt Ekonomiser	<i>t_{w_2}</i>	„	<i>i_e</i>	„
Sattdampf	<i>t_s</i>	„	<i>i_s</i>	„
überhitzter Dampf	<i>t_{\ddot{u}}</i>	„	<i>i_{\ddot{u}}</i>	„

Indices: Feuerung f ; Rost r ; Kessel k ; Überhitzer $ü$; Ekonomiser e ; Luftvorwärmer l .

Die anschließende Betrachtung gilt für einen Kessel ohne Überhitzer und ohne Abgasheizfläche und soll nur dazu dienen, die Richtlinien für die Kesselberechnung aufzuzeigen. Der Kessel erhält von der Feuerung das Wärmeangebot

$$BH_u = BV C_{p_f} t_f \text{ kcal/h.} \quad (23)$$

Hiervon geht für gewöhnlich ein Teil durch Strahlung an die Heizfläche über. Es dürfte kaum gelingen, die Berechnung der komplizierten Strahlungsvorgänge auf eine einfache, mathematisch genaue Form zu bringen. Auf die Ableitung der verwickelten Ausdrücke für die Wärmeübertragung durch Strahlung in der Kesselheizung sei hier verzichtet und auf die Fachliteratur verwiesen [Münzinger: Dampfkraft, 2. Aufl. Berlin: Julius Springer 1933]. Ziel der Strahlungsrechnung ist die Ermittlung der übertragenen Wärmemenge und der daraus sich ergebenden Feuerraumtemperatur (s. auch Bd. I, S. 270).

Die mit der Temperatur t_f in die Kesselheizfläche eintretenden Rauchgase besitzen den Wärmehalt $BV C_{p_f} t_f$. Bei einer Abkühlung der Rauchgase bis zum Kesselende bis auf die Temperatur t_a findet eine Wärmeabgabe statt von

$$\begin{aligned} Q &= BV C_{p_f} t_f - BV C_{p_i} t_a \text{ kcal/h} \\ Q &= BV (C_{p_f} t_f - C_{p_i} t_a) \text{ kcal/h.} \end{aligned} \quad (31)$$

C_p nimmt nach dem Kesselende hin ab; mit C_{p_m} als Mittelwert und $t_f - t_a = \Delta t_k$ wird

$$Q = BV C_{p_m} \Delta t_k \text{ kcal/h.} \quad (32)$$

Diese Gleichung gilt auch für jede Teilheizfläche.

Die aufgenommene Wärmemenge ist

$$Q_k = Q = D(i_s - i_c) = D \Delta i \text{ kcal/h.} \quad (33)$$

Zwischen der Heizfläche und der übertragenen Wärmemenge besteht die Beziehung

$$Q_k = k F \Delta t_m \text{ kcal/h.} \quad (34)$$

Hierin bezeichnet Δt_m den mittleren Temperaturunterschied zwischen dem heizenden und dem beheizten Medium

$$\Delta t_m \sim \frac{t_e + t_a}{2} - \frac{t_1 + t_2}{2} \text{ } ^\circ\text{C.} \quad (35)$$

Bei größerer mittlerer Temperaturdifferenz ist stets mit dem genauen Ausdruck zu rechnen

$$\Delta t_m = \frac{(t_e - t_1) - (t_a - t_2)}{\ln \frac{t_e - t_1}{t_a - t_2}}. \quad (36)$$

Für die Berechnung der Kesselheizfläche kann man setzen: $t_1 = t_2 = t_s$.

Aus Gleichung (33) läßt sich die aufzuwendende Wärmemenge berechnen, aus Gleichung (32) die Rauchgasabkühlung innerhalb der Heizfläche und damit bei gegebener Anfangs- die Endtemperatur, aus Gleichung (34) die Größe der Heizfläche.

Die Wärmeübertragungszahl k hängt maßgeblich vom Wärmeübergangsfaktor α ab, dessen Größe im wesentlichen von den gaseitigen Strömungsverhältnissen (Rohranordnung, Gasgeschwindigkeit), der Temperaturdifferenz zwischen Gas und Heizfläche und dem Reinheitsgrad der Heizfläche beeinflusst wird. k hält sich in der Größenordnung von 8—50 kcal/m² h °C. Zur genaueren Bestimmung wird auf die Münzingerschen Kurventafeln verwiesen.

4. Bilanz des Dampfkesselaggregats.

Der Wirkungsgrad des Dampfkesselaggregats (Kessel mit Feuerung) ist der Quotient aus nutzbar gemachter und zugeführter Wärmemenge. Die nutzbare Wärmemenge läßt sich aus der erzeugten Dampfmenge oder als Differenz aus der im Brennstoff zugeführten Wärmemenge und der Verlustwärmen bestimmen.

$$\eta = \frac{B H_u - \Sigma \text{Verluste}}{B H_u}.$$

Die Verluste setzen sich zusammen

- | | |
|--|--------------------------|
| <ol style="list-style-type: none"> 1. Rostdurchfall 2. Flugkoks 3. Unverbranntes in den Rückständen 4. Unverbranntes in den Gasen 5. Fühlbare Wärme in den Rückständen 6. Fühlbare Wärme in den Abgasen 7. Strahlung und Leitung. | } Feuerungs-
verluste |
|--|--------------------------|

Zu 1. Unter Rostdurchfall ist diejenige Brennstoffmenge zu verstehen, die zwischen den Rostspalten hindurchfällt, ohne überhaupt am Verbrennungsprozeß teilgenommen zu haben. Die Größe dieses Verlustes (V_D) bewegt sich je nach der Rostbauart und der Körnung des Brennstoffs zwischen Null und mehreren %.

Zu 2. Bei feinkörnigen oder nichtbackenden Brennstoffen oder ungünstiger Gestaltung des Feuerraumes werden feinste Brennstoffteilchen, ehe sie vollständig ausgebrannt sind, mit dem Rauchgasstrom in die Kesselzüge und in den Schornstein hinein mitgerissen. Falls die in den Kesselzügen und Abscheidern aufgefangenen Mengen wieder aufgegeben werden, ist nur der Auswurf aus dem Schornstein als Verlust anzusehen (V_F).

Zu 3. Bei der Verfeuerung fester Brennstoffe läßt sich ein vollständiger Ausbrand mit wirtschaftlichen Mitteln nicht erreichen, so daß sich in den Rückständen stets noch Brennbares findet. Mit R = Menge der Rückstände in kg/h und r = Anteil der Rückstände an Verbrenlichem in Gew.-% werden die Verluste

$$V_R = \frac{r R}{B} \frac{8100}{H_u} \% \text{ von } H_u. \quad (37)$$

Mit Gas, unter günstigen Umständen auch mit Öl, läßt sich ein vollständiger fast rückstandloser Ausbrand erzielen.

Zu 4. Bei ungünstigen Verbrennungsverhältnissen gelingt es mitunter nicht, die Brenngase innerhalb des Feuerraumes zum vollkommenen Ausbrand zu bringen. Der Gehalt der Rauchgase an CO bzw. CO + H₂

läßt sich mittels Analyse oder CO-Messer bestimmen. Zuverlässiger ist meist die graphische Ermittlung aus dem CO₂- und O₂-Gehalt (s. S. 158). Für Kohlen gilt angenähert die Beziehung

$$V_G = \frac{70 k_2}{k_1 + k_2} \% \text{ von } H_u. \quad (38)$$

Zu 5. Der durch Abkühlung der Rückstände im Schlackenschacht entstehende Verlust kann in den meisten Fällen vernachlässigt werden.

Zu 6. Die fühlbare Wärme der Abgase bildet den Hauptverlust; seine Größe hängt von der Temperatur und dem CO₂-Gehalt der Abgase ab. Um diesen Verlust durch weitgehende Rauchgasabkühlung zu vermindern, ordnet man hinter dem Kessel reichlich bemessene Abgas-

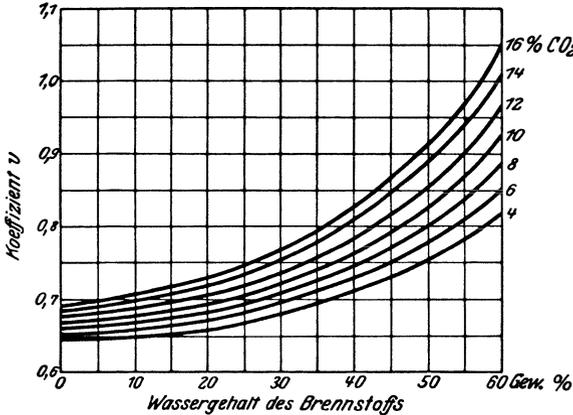


Abb. 26. Beiwerte v der Siegertschen Formel, abhängig vom Wassergehalt des Brennstoffs.

heizfläche an; die erforderlich werdende Schornsteinleistung bedingt häufig Anwendung künstlichen Zuges. Technische Schwierigkeiten grundsätzlicher Art bestehen hierbei nicht, vielmehr ist die Erhöhung des Wirkungsgrades eine reine Kostenfrage. Der Abgasverlust nach Siegert die Größe

$$V_A = v \frac{t_g - t_l}{k_1}, \quad (39)$$

mit v einem von der Kohlensorte abhängigen

Beiwert (Abb. 26), t_g Abgastemperatur, t_l Lufttemperatur, k_1 gemessenem CO₂-Gehalt.

Zu 7. Die Strahlungs- und Leitungsverluste V_R sind die Abkühlungsverluste des Mauerwerks. Je größer der Kessel, um so kleiner wird die Oberfläche im Verhältnis zum Volumen. Daher fallen die Verluste durch Strahlung und Leitung mit steigender Kesselgröße, gleiche Oberflächentemperaturen vorausgesetzt. Bei kleinen Kesseln von etwa 200 m² ist mit einem Verlust von 5—6% zu rechnen, der bei Großkesseln auf 1—2% und weniger abfällt. Mit diesen Verlusten werden häufig die nicht erfaßbaren Restverluste zusammengefaßt.

Bei Bilanzen von Dampfkesselaggregaten beschränkt man sich in der Regel darauf, eine Wärmebilanz im Beharrungszustand aufzustellen. Zuführte Wärme $B \cdot H_u = \text{Nutzwärme} + (\text{Feuerungs-} + \text{Kesselverluste}) = 100\%$.

Zur Beurteilung der Wirtschaftlichkeit einer Kesselanlage gehört außerdem die Kenntnis der Antriebsleistung der Hilfsmaschinen. Hierzu sind zu zählen: Pumpen, Wasserreinigung, Feuerung (einschließlich der Aufbereitung), Ventilatoren, Staubabscheider, Transportanlagen. Vollständig wird das Bild aber erst durch die Kenntnis der Stillstand-

Leerlauf-, Anheiz- und Abkühlverluste [Eberle: Arch. Wärmewirtsch. 9, 133 (1928). — Praetorius: Wärme 52, 405 (1929); Arch. Wärmewirtsch. 13, 157 (1932). — Billige Kessel, billiger Dampf. Berlin: Verkehrswissenschaftliche Lehrmittelgesellschaft m. b. H. bei der Deutschen Reichsbahn 1932], deren Bedeutung meist erheblich unterschätzt wird.

B. Die Dampfkessel.

1. Begriffsbestimmung und Systematik.

Bei den Dampfkesseln sind zwei wesentlich verschiedene Typen zu unterscheiden. Die Großwasserraumkessel sind dadurch gekennzeichnet, daß sich der gesamte Wasser- und Dampfinhalt in einem von Heizrohren durchzogenen Kesselkörper befindet. Die Heizgase durchströmen die Heizrohre und bestreichen danach den Kesselkörper von außen. Bei den Wasserrohrkesseln dagegen wird das zu beheizende Wasser in einzelne Stränge aufgeteilt, indem man es durch eine große Anzahl parallel geschalteter Rohre führt; diese werden von außen beheizt.

Tabelle 7. Übliche Kesseldrücke (atü), Heizflächengrößen (m²) und Heizflächenbelastungen (kg/m² h) nach Marcard.

Druck at Überdr.	Heizfläche m ² spezifische Dampfleistung (kg/m ² h) normal														
	2 bis 6	6 bis 10	10 bis 15	15 bis 20	20 bis 30	30 bis 50	50 bis 100	100 bis 150	150 bis 200	200 bis 300	300 bis 500	500 bis 700	700 bis 1000	über 1000 m ²	
bis 15	Stehender Kessel bis 20														Rauchrohrkessel
				Einflam- rohrkessel bis 20											
8—15						Zwei- flam- rohrkessel bis 24									
				Rauchrohr-Heizrohr- kessel bis 15											
							Flammrohr-Rauch- rohrkessel bis 15								
		Lokomobilkessel													
10—25							Kammerkessel von 15 bis 36							Wasserrohr- kessel	
10—100							Sektionalkessel 20 bis 70								
10—120								Steilrohrkessel 20 bis 70							
100—225								Sonderbauarten							

Hütte, 26. Aufl., Bd. 2, S. 312, Tafel 1. 1932.

Den größten Teil des Kesselinhalts nimmt die Wasserfüllung ein (Wasserraum), über der sich der Dampf ansammelt (Dampfraum). Als Speiseraum wird der Raum zwischen den Marken höchsten und niedrigsten Wasserstandes bezeichnet, innerhalb deren sich der Wasserspiegel stets halten soll.

Der Sprachgebrauch kennt die vier Druckgebiete des Nieder-, Mittel-, Hoch- und Höchstdruckes, ohne daß die Grenzen allgemeingültig festgelegt wären. Den zur Zeit herrschenden Ansichten dürfte etwa diese Abgrenzung gerecht werden:

Niederdruck	bis 12 atü	Hochdruck	über 35—100 atü
Mitteldruck	über 12— 35 „	Höchstdruck	über 100 „

Aus Tabelle 7 sind für die verschiedenen Kesseltypen mittlere Werte der Heizflächengrößen und -belastungen und der Kesseldrücke zu entnehmen. Als Anfahrzeit bis zum Beharrungszustand benötigen:

elastische Kessel mit gutem Wasserumlauf	1— 2 h
weniger elastische Kessel	4— 6 h
Großwasserraumkessel	6—10 h

Hochelastische Kessel, die nur geringe Mengen Mauerwerk enthalten, lassen sich in noch kürzerer Zeit hochfahren. Forciertes Anfahren aus dem kalten Zustand ist jedoch selbst bei hochelastischen Kesseln wegen der unvermeidlichen Wärmespannungen mit schonender Behandlung nicht vereinbar.

2. Großwasserraumkessel.

Die Hauptvertreter der Großwasserraumkessel sind die Flammrohr- und Rauchrohrkessel und deren Kombinationen. Die sonstigen Ausführungsarten wie der einfache Walzenkessel und die zahlreichen Kessel, die nur eine wiederholte Verbindung der Grundelemente in immer neuer Modulation darstellen (Batterieessel), sind hier nicht behandelt, da sie kaum noch gebaut werden.

a) Flammrohrkessel.

Der Mantel des Flammrohrkessels (Abb. 27) ist aus einzelnen Schüssen zusammengenietet. Die ebenfalls eingieteteten gewölbten Böden enthalten Ein- bzw. Aushalsungen für die Aufnahme der Flammrohre. Die Abmessungen des Mantels erreichen bis 2,5 m im Durchmesser und 15 m in der Länge. Von der für die Längsnähte früher ausschließlich angewandten Überlappungsnietung geht man mehr und mehr zur Laschnietung über.

Während früher die Flammrohre aus vielen kurzen Schüssen mit glatter Wandung zusammengenietet wurden, ist jetzt die Ausführung als Wellrohre vorherrschend. Die Wellrohre bieten den Vorteil höherer Elastizität und Wärmeübertragung. Sie werden in Längen bis zu 6 m hergestellt, die für größere Kessel erforderlichen Längen durch Verschweißen oder Vernieten mehrerer Schüsse. In die Kesselböden werden die Wellrohre eingietet. Die Wellrohrdurchmesser schwanken etwa zwischen 700/800 und 1250/1350 mm. Entsprechend der Kesselgröße ordnet man ein, zwei oder mehr Wellrohre an; für Landdampfkessel sind mehr als zwei Wellrohre ungewöhnlich. Um möglichst trockenen Dampf zu erhalten, ist bei Großwasserraumkesseln noch ein besonderer, auf dem Mantel aufgenieteter Dampfdom üblich, aus dem als dem höchsten Punkt des Kessels der Dampf entnommen wird. Dampfdom und Vorderboden enthalten je ein Mannloch zum Befahren des Kessels.

Als Feuerung kommt je nach dem Brennstoff Innen- oder Vorfeuerung in Frage. Die Rauchgase durchziehen zuerst das Flammrohr und bestreichen dann in zwei weiteren Zügen den Kesselmantel unterhalb der Wasserlinie von außen. Falls ein Überhitzer vorgesehen ist, wird er hinter dem Flammrohr, im Zuge der Rauchgase zwischen Flammrohr und zweitem Zug angeordnet. Der Kessel wird auf Kesselstühlen aufgelagert.

Beim Anheizen besteht die Gefahr, daß Temperaturunterschiede zwischen einzelnen Kesselteilen auftreten; es bilden sich dann im Flammrohr, im Mantel und in den Böden Spannungen aus, die infolge der gegenseitigen Versteifung und der aus der Biegefestigkeit der zylindrischen Kesselteile sich ergebenden Unnachgiebigkeit hohe Werte annehmen können. Besonders schädlich wirkt sich dies in den Nietnähten und Bodenkrempen aus (über Schäden an Kesseln s. Mitt. der Vereinigung der Großkesselbesitzer). Das Hochfahren bis zum vollständigen Durchwärmen sollte daher nicht forciert werden. Bei sachgemäßer Behandlung ist der Flammrohrkessel außerordentlich betriebssicher und von hoher Lebensdauer. An die Aufbereitung des Speisewassers stellt er keine besonderen Ansprüche. Seines großen Wasserinhalts wegen, dem eine hohe Speicherkapazität innewohnt, eignet er sich auch zur Aufnahme von Belastungsstößen.

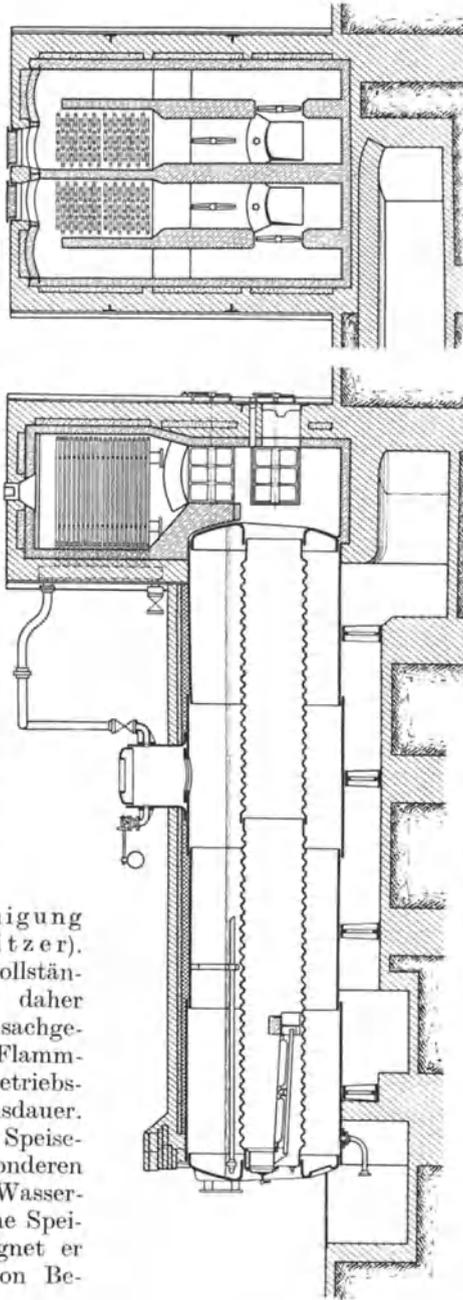


Abb. 27. Zweifeldrohrkessel mit handbeschicktem Planrost und Überhitzer.

Flammrohrkesseln ist in der Anwendung für höhere Drücke dadurch eine Grenze gesetzt, daß Bleche von gewisser Stärke aufwärts sich nicht

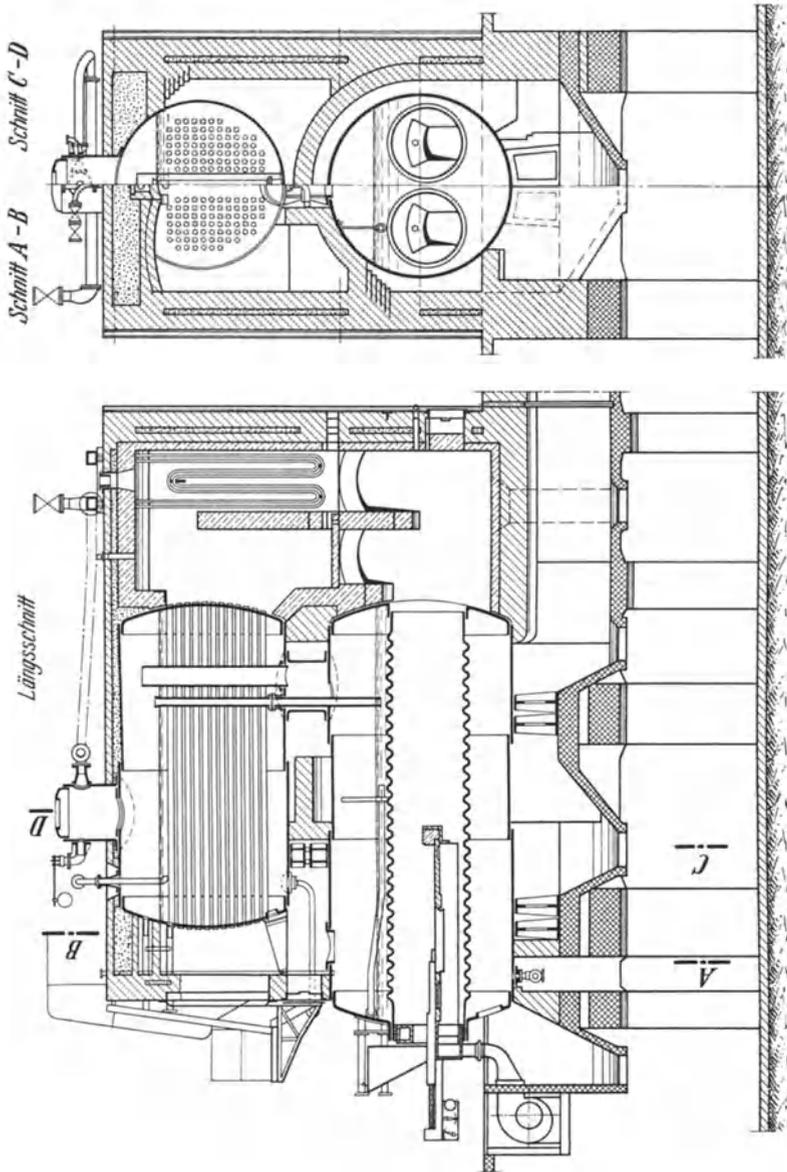


Abb. 28. Wellrohr-Tauchrohr-Doppelkessel mit mechanischem Vorschubrost (Planstoker).

mehr dampfdicht miteinander vernieten lassen. Höheren Drücken wäre erst der vollständig geschweißte Kessel gewachsen. Neuartige Flammrohrkessel ohne Außenzüge und mit entsprechend geringem Platzbedarf,

bei denen die Rauchgase nach dem Durchgang durch das Flammrohr direkt in den Überhitzer und Ekonomiser eintreten, haben bei hohem Wirkungsgrad gute Ergebnisse gezeitigt [Berner: Wärme 55, 148 (1932)]. Eine Entwicklung des Flammrohrkessels zu höheren Leistungen und Drücken ist zu erwarten.

b) Flammrohr-Rauchrohrkessel.

Der Rauchrohrkessel besitzt an Stelle weniger Flammrohre von weitem Durchmesser eine große Anzahl Rohre von im Mittel 70/76 mm Durchmesser. Reine Rauchrohrkessel sind selten und können nur mit Vorfeuerung betrieben werden. Dagegen findet man sie häufig in Verbindung mit Flammrohrkesseln als Flammrohr - Rauchrohrkessel.

Doppelkessel entstehen durch Übereinanderordnen zweier Flammrohrkessel oder eines Flammrohr- und eines Rauchrohrkessels (Abb. 28) zum Zweck der Unterbringung einer größeren Heizfläche und damit größeren Dampfleistung auf derselben Grundfläche. Beide Kessel sind durch weite Verbindungsstutzen miteinander verbunden; meist wird die Anordnung so getroffen, daß zwei Dampfräume vorhanden sind, je einer im oberen und unteren Kesselkörper. Die Rauchgase durch-

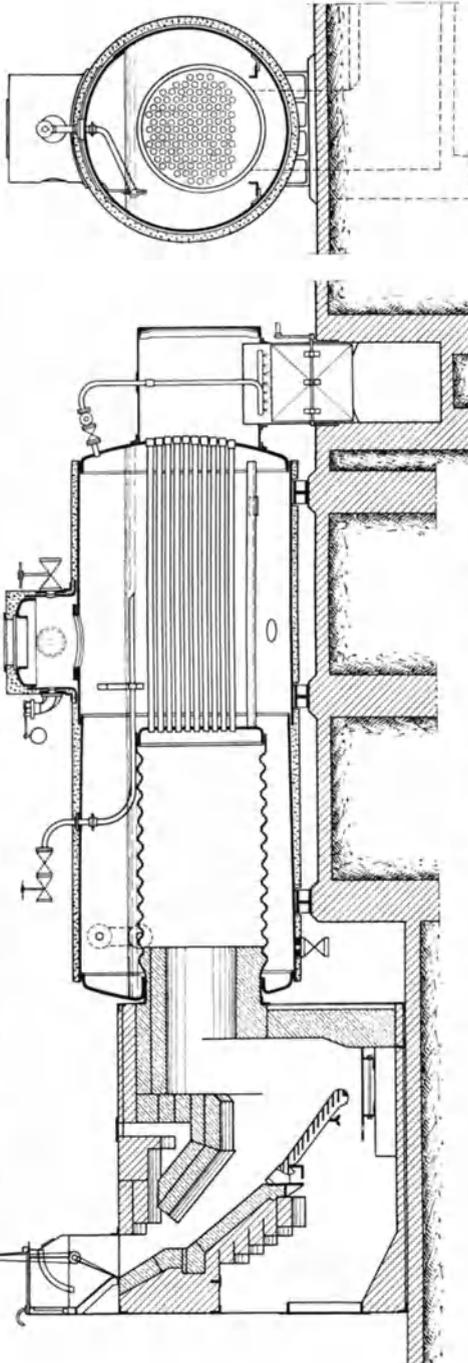


Abb. 29. Lokomotivkessel mit Vorfeuerung.

ziehen, von der Feuerung im unteren Kessel kommend, die Rauchrohre des oberen Kessels und umspülen, bevor sie abziehen, beide Kesselkörper von außen. Der Überhitzer findet seinen Platz zwischen Unter- und Oberkessel.

Der stationäre Lokomobilkessel (Abb. 29), eine andere Kombination von Flammrohr und Rauchrohren, besitzt ein kurzes Flammrohr von großem Durchmesser, das die Feuerung enthält. Den vorderen Abschluß des Flammrohres bildet die Rohrwand, in welche die Rauchrohre eingewalzt sind. Diese münden in die Rauchkammer, die Platz für einen Überhitzer bietet und den Anschluß zum Schornstein oder diesen selbst trägt. Das ganze System Flammrohr-Rauchrohrbündel ist häufig herausziehbar.

Ein Vergleich zwischen Flammrohr und Rauchrohr hinsichtlich der Wärmeübertragung zeigt, daß das Flammrohr im Gebiet hoher Temperaturen überlegen ist, da die dicke Gasschicht nennenswerte Wärmemengen an die Heizfläche abstrahlt. Das Gegenteil ist der Fall bei niedrigen Temperaturen, wo die Zerlegung in einzelne Gasströme im Rauchrohrbündel bessere Übertragung durch Berührung gewährleistet.

Der Vollständigkeit halber seien die stehenden Röhren- und Quersiedekessel für kleine Leistungen erwähnt, die nur einen senkrecht aufsteigenden Zug besitzen und sich durch äußerst geringen Platzbedarf auszeichnen.

3. Wasserrohrkessel.

Im Wasserrohrkessel [Ott: Arch. Wärmewirtsch. 14, 283 (1933)] findet die Verdampfung in den von außen beheizten Siederohren, die Trennung von Dampf und Wasser in der Kesseltrommel statt; für die Zuführung einer ausreichenden Wassermenge zu den Siederohren sind besondere Fallrohre vorgesehen. Die Kombination dieser drei Elemente: Siederohre, Fallrohre und Trommel bietet zahlreiche Möglichkeiten. Die Anordnung ist derart zu treffen, daß stets ein ausreichender, möglichst eindeutiger Wasserumlauf sicher erreicht wird.

Beim Schrägrohrkessel (Abb. 30) sind die Siederohre gerade und liegen parallel mit geringer Neigung gegen die Waagerechte. Beim Steilrohrkessel (Abb. 37, S. 208) sind zwei oder mehrere Trommeln durch gebogene, im wesentlichen steil geneigte Rohre miteinander verbunden. Der Wasserrohrkessel läßt infolge der weitgehenden Unterteilung des Wasserinhalts in zahlreiche beheizte Stränge und der damit verbundenen Verbesserung des Wärmeaustausches eine höhere spezifische Heizflächenbelastung als der Großwasserraumkessel zu. Da sich außerdem im Wasserrohrkessel eine fast unbeschränkt große Heizfläche unterbringen läßt und er aus druckfesten Elementen besteht, wird er der berufene Dampferzeuger für hohe Dampfleistungen und hohe Drücke.

a) Schrägrohrkessel.

α) **Kammerkessel.** Der Schrägrohrkessel hat als Kammerkessel (Abb. 30) weite Verbreitung gefunden. An die Kesseltrommel ist vorn und hinten je eine Kammer angenietet, in deren einander zugekehrten

Wänden die Siederohre eingewalzt sind. Zum Einbringen der Rohre und zum Reinigen befindet sich in den Außenwänden gegenüber jedem Rohrloch eine mit Verschußdeckel abgedichtete Öffnung. Das in den Siederohren teilweise verdampfte Wasser strömt als Dampf-wassergemisch durch die vordere Kammer hindurch in die Trommel, während durch die hintere Kammer den Siederohren Wasser wieder zufließt. Die Kessel arbeiten mit nur mäßigen Drücken, da die ebenen Flächen der Wasserkammern trotz gegenseitiger Versteifung zur Aufnahme hoher Drücke nicht geeignet sind, und die Versteifungselemente dann Anlaß zu Störungen geben. Besonderer Sorgfalt in der Herstellung und Betriebsüberwachung bedürfen die Verbindungsstellen zwischen Trommel und Kammern, da hier im Betrieb hohe Biegungsspannungen auftreten können. Der Kammerkessel, der bei schonender Behandlung eine hohe Lebensdauer erreichen kann, befindet sich noch in zahlreichen Werken in Betrieb.

β) **Sektionalkessel.** Den entscheidenden Schritt für die Fortentwicklung des Schrägröhrkessels bildete die Unterteilung der beiden großen Wasserkammern in senkrechte schmale Einzelkammern, die Sektionalkammern, derart, daß jede Sektionalkammer nur eine Reihe der senkrecht oder versetzt übereinanderliegenden Rohre aufnimmt. Bei der heute vorherrschenden versetzten Rohranordnung müssen die Kammern, der Rohranordnung folgend, gewellt werden. Die Einführung der Sektionalkammer bot die Möglichkeit, den Betriebsdruck ganz wesentlich zu erhöhen.

Die Hauptelemente, aus denen sich der Sektionalkessel aufbaut, sind Kesseltrommel, Sektionalkammern und Siederohre. Zunächst wurde die vom Kammerkessel übernommene Anordnung der Trommel parallel

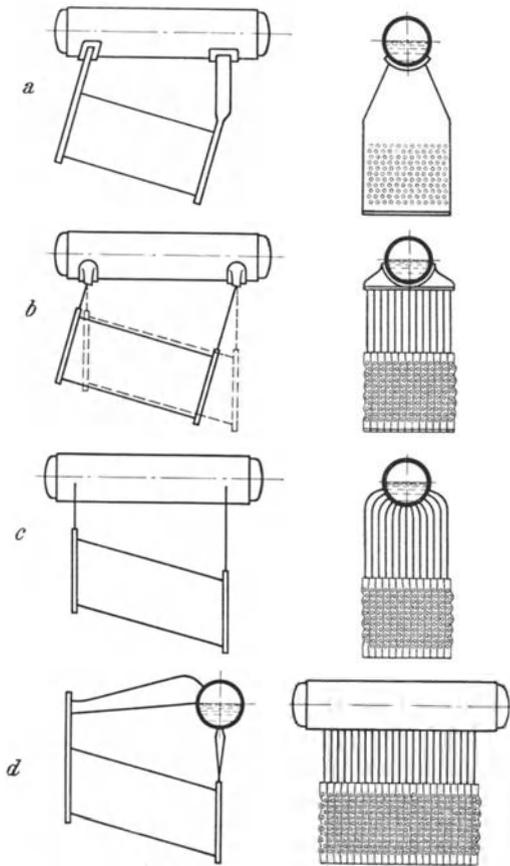


Abb. 30. Entwicklung des Schrägröhrkessels vom Kammerkessel mit Längsttrommel zum Sektionalkessel mit Quertrommel.

zum Siederrohrbündel beibehalten. Von jeder Kammer führte ein Verbindungsrohr zu einem Sattelstück, das nach dem Muster des Kammerkessels an der Trommel angenietet war (Abb. 30 b). Später führte man die Rohre direkt in die Trommel ein (Abb. 30 c). Zur Unterbringung großer Heizflächen mußte man sich damit behelfen, mehrere solcher Einzelkessel in einem Block nebeneinander anzuordnen und durch Verbindungsleitungen zu einer Einheit zusammenzufassen.

Zu großen Einheiten wurde der Weg erst frei durch Anordnung der Kesseltrommel quer zum Rohrbündel anstatt, wie bisher, längs dazu (Abb. 30 d). Diese Anordnung, bei der die Kesselbreite nur durch die größte herstellbare Trommellänge oder die Baubreite der Feuerung begrenzt ist, erweist sich auch für den Betrieb und die Belastbarkeit des Kessels als vorteilhaft. Vorher wurden die Steigrohre unterhalb des Wasserspiegels in die Trommel eingeführt; bei zu heftiger Dampfentnahme kann hierbei Wasser in die Dampfleitung mitgerissen werden [Eberle: Arch. Wärmewirtsch. 9, 282 (1928); 10, 329 (1929). — Selik in: Arch. Wärmewirtsch. 12, 119 (1931). — Vorkauf: VDI-Forsch.-Heft 1931, Nr. 341]. Mitbestimmend für die Bemessung des Trommeldurchmessers war daher das stündlich durch den m^2 Wasseroberfläche hindurchtretende Dampfvolumen vom Betriebszustand (Ausdampfzahl). Bei der Queranordnung ist die Zuführung und Entnahme auf die ganze Trommellänge gleichmäßig verteilt. Schon aus diesem Grunde ist in diesem Falle eine höhere Belastung zulässig. Außerdem besteht die Möglichkeit, das Dampfwassergemisch direkt in den Dampfraum der Trommel einzuführen. An die Stelle der Ausdampfzahl tritt die Dampfraumbelastung, d. i. das stündlich je m^3 Dampfraum der Trommel durchgesetzte Dampfvolumen. Die höchsten, bisher in der Praxis erreichten Werte der Dampfraumbelastung bewegen sich in der Größenordnung von über $2000 m^3/m^3 h$, ohne daß damit die zulässige Grenze erreicht ist. Bei Höchstdruckkesseln ist wegen des geringen Volumens des Höchstdruckdampfes die Einführung des Dampfwassergemisches von oben her selbst bei hoher Leistung nicht erforderlich.

Bei den Trommeln für Wasserrohrkessel sind genietete, geschweißte und geschmiedete zu unterscheiden. Die früher ausschließlich aus einzelnen Schüssen mit Längsnietung hergestellte Trommel ist höheren Drücken nicht gewachsen. Die längsgenieteten Trommeln sind in Deutschland bei Wasserrohrkesseln praktisch vollständig verdrängt, im Ausland werden sie noch ausgeführt. Als Normalausführung sind Trommeln mit ein oder zwei geschweißten Längsnähten (Wassergasüberlappungsschweißung, neuerdings auch Elektroschweißung) anzusehen, die in Wandstärken bis etwa 60 mm und in Längen bis zu 12 m zylindrisch hergestellt werden. Für die Naht werden 90% der Beanspruchung des vollen Bleches als zulässig erachtet. Diese Hochsicherheitstrommeln werden meist bis zu Drücken von 35 atü verwendet, in Einzelfällen auch bei höheren. Die Böden werden eingenetet, angeschweißt oder zugekumpelt; mindestens ein Boden erhält ein Mannloch zum Befahren der Trommel. Für höchste Drücke kommen nur aus dem Vollen geschmiedete nahtlose Trommeln in Frage, die sich mit jeder beliebigen

Wandstärke herstellen lassen. Um die Wandstärke in mäßigen Grenzen zu halten, wählt man häufig Spezialmaterial mit hoher Streckgrenze.

Beim Sektionalkessel hängt die ganze Kessellast an der Trommel und an den Sektionalkammern. Bei kleineren Kesseln wird die Trommel auf Böcken gelagert (Abb. 1, S. 145). Bei Kesseln, die größerer und wechselnder Belastung ausgesetzt sind, wird allgemein die Aufhängung der Trommel bevorzugt. Häufig ausgeführt ist die Aufhängung mittels angenieteter Pratzen an Waagebalken. Jedoch ist Aufhängungsarten, bei denen der Trommelmantel unverletzt bleibt, der Vorzug zu geben: mittels Bügel, Drahtseil oder Tragbändern; die letztgenannte für besonders lange Trommeln, da man die Aufhängepunkte derart wählen kann, daß sich die geringsten Durchbiegungen des Trommelkörpers ergeben.

An der Trommel und dem Dampfsammler (s. Abb. 1) befinden sich die Stützen (S. 236) für die Mehrzahl der Armaturen: der Speisestützen für das Speiseventil, der Dampfentnahmestützen und die Stützen für Sicherheitsventile, Wasserstände, Manometer.

Die Spannungen in der Kesseltrommel setzen sich aus Spannungen, verursacht durch den Innendruck und durch Temperaturdifferenzen zwischen Innen- und Außenwand sowie aus Biegungsspannungen zusammen. Sie treten als Axial-, Tangential- und Radialspannungen in Erscheinung; für die Berechnung ist die innere Tangentialspannung maßgebend. Die Einwalzspannungen, die an den Lochrändern entstehen und rechnerisch noch nicht erfaßt sind, können nach den Untersuchungen von Siebel [Mitt. Kais.-Wilh.-Inst., Eisenforschg, Düsseld. 1929, Abh. 135] vernachlässigt werden.

Nach den gesetzlichen Bestimmungen wird die Trommelwandstärke berechnet aus

$$s = D \frac{px}{200 K_z v} + 1 \text{ mm.} \quad (40)$$

s Blechdicke in mm,

D Innendurchmesser des Kesselmantels in mm,

p größter Betriebsüberdruck in kg/cm^2 ,

x Zahlenwert: 4,75 — 4 je nach Art der Nietung oder Schweißung,

K_z Berechnungsfestigkeit des Mantelbleches: 36—47 kg/mm^2 bei Flußstahl je nach der Zugfestigkeit (s. S. 241).

v das Verhältnis der Minderfestigkeit der Längsnaht zur Zugfestigkeit des vollen Bleches.

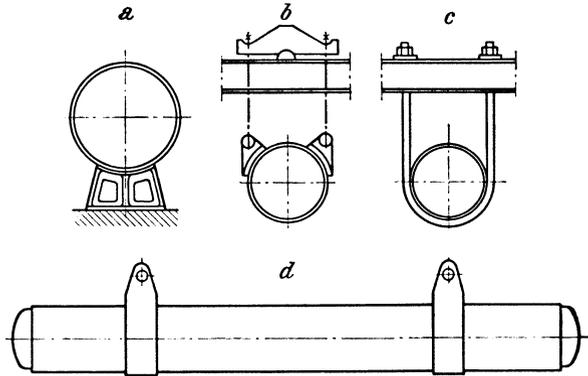


Abb. 31. Lagerung von Kesseltrommeln.
a Auflagerung auf Kesselstuhl, b Aufhängung mittels Pratzen, c Bügel, d Tragbändern.

Für Höchstdrucktrommeln ist eine gesonderte, ins einzelne gehende Berechnung durchzuführen [Seeberger: Wärme 54, 497 (1931)].

Die Sektionalkammer [Ulrich: Ztschr. Ver. Dtsch. Ing. 75, 654 (1931)] bildet das Verbindungsglied zwischen Kesseltrommel und Siederohren; man unterscheidet schräge und senkrechte, gerade und gewellte Kammern. Da sich die meist unter 15° geneigten Siederohre nur in eine senkrecht zum Rohr stehende Fläche einwalzen lassen, müssen entweder die Sektionalkammern mit der Senkrechten einen Winkel von 15° bilden (schräge Kammern) oder bei senkrechter Aufhängung (Platz-

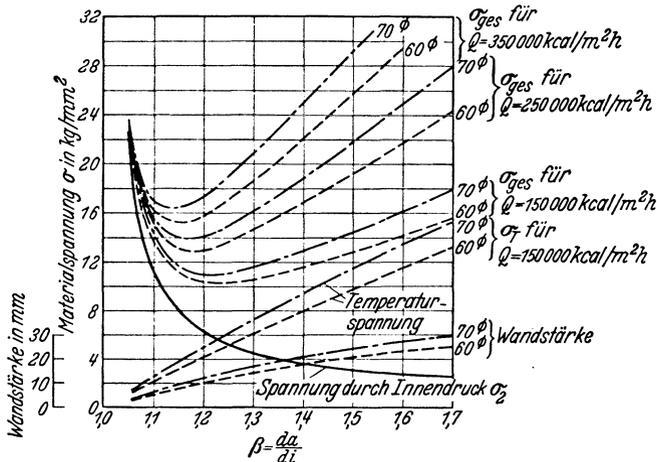


Abb. 32. Materialspannung hochbeanspruchter Siederohre, berechnet für einen Innendruck von 120 atü und verschiedene Wärmebelastung.

ersparnis) für jedes einzelne Rohr eine schräge Einwalzfläche besitzen (senkrechte Kammern).

Die Siederohre können senkrecht übereinander (gerade Kammern) oder versetzt (gewellte Kammern) angeordnet sein. Durch das Versetzen wird eine innigere Durchwirbelung der Rauchgase und damit intensiverer Wärmeübergang herbeigeführt, während die senkrechte Anordnung aus preislichen Gründen vorzuziehen ist. Es hat den Anschein, als ob sich mit beiden Bauarten bei gleicher Heizfläche unter Voraussetzung gleichen Zugverlustes gleiche Leistungen erreichen lassen, wenn die Rauchgase den Kessel mit nicht versetzten Rohren mit einer etwas größeren Geschwindigkeit durchziehen.

Bei neueren Sektionalkesseln ist häufig in den ersten Rohrreihen der waagerechte Abstand 2—3mal so groß wie in den folgenden Rohrreihen, was sich als wirksame Maßnahme gegen das Zusetzen mit Flugstaub erwiesen hat.

Bei den Siede- und Überhitzerrohren liegen die Spannungsverhältnisse ähnlich wie bei Trommeln, nur daß hier hoher Temperaturabfall (bei bestrahlten Rohren in der Größenordnung von 30°) von der äußeren zur inneren Oberfläche das Bild wesentlich verschiebt. Die

Temperaturdifferenz wirkt sich in einer äußeren tangentialen Druckspannung und einer inneren tangentialen Zugspannung aus, die mit steigender Wandstärke zunehmen. Die Beanspruchung durch den Innendruck nimmt mit steigender Wandstärke ab. Je stärker die Rohrwand, um so mehr überwiegt der Einfluß der Wärmespannungen. Die Rohrwandstärke wird für die Summe beider Spannungen bemessen [Das Kraftwerk. AEG-Mitt. 1930, 94]. In die Rechnung ist die höchstzulässige Materialbeanspruchung einzusetzen. Die Kurve der Gesamtspannung in Abhängigkeit vom Durchmesser Verhältnis (Abb. 32) weist für jeden Rohrdurchmesser bei bestimmtem Druck und bestimmter Wärmebelastung ($\text{kcal/m}^2\text{h}$) ein ausgeprägtes Minimum auf. Diesem Kleinstwert der Spannung kommt praktische Bedeutung zu, wenn er in Fällen hoher Wärmebelastung bei gleichzeitigem hohem Innendruck die Größenordnung der zulässigen Beanspruchung erreicht. Bei der Festlegung der praktisch auszuführenden Wandstärke ist noch ein Zuschlag für Abzunderung und mechanischen Angriff durch die Rauchgase zu berücksichtigen.

Die Siederohre sind mit den Sektionalkammern und der Trommel durch Einwalzen verbunden. Um eine dichte Walzverbindung zu erzielen, ist es erforderlich, den Rohrwerkstoff über die Streckgrenze hinaus aufzuwalzen, also bleibend zu verformen. Das Material der Bohrung dagegen soll nur innerhalb der Streckgrenze beansprucht werden, so daß dauernd elastische Kräfte auf das Rohr einwirken [Siebel: Mitt. Kais.-Wilh.-Inst. Eisenforsch., Düsseld., Abh. 125 und 135. — Thum-Jantscha: Arch. Wärmewirtsch. 11, 397 (1930)]. Zweckmäßig ist also für den Körper, in den das Rohr eingewalzt wird, ein Material höherer Streckgrenze zu wählen. Nach dem Einwalzen pflegt man das überstehende Rohrende aufzubördeln, wodurch die an sich schon hohe Sicherheit gegen Herausziehen um das Mehrfache vergrößert wird.

Die Zuführung im Schrägrohrkessel. Die Rauchgase werden in einem oder mehreren Zügen durch den Kessel geführt. Die Anzahl der Züge hängt vom verfügbaren Schornsteinzug, vom verfügbaren Platz, vom Kesseldruck und von der Kesselleistung ab. Kleine Kessel baut man möglichst einfach und sucht die Abkühlung der Rauchgase im Kessel selbst (ohne nachgeschaltete Heizfläche) möglichst weit zu treiben. Solche Kessel arbeiten mit mäßigen Gasgeschwindigkeiten (3—5 m/s), um an Schornsteinhöhe zu sparen, und mit nicht sehr hoher Leistung.

Anders bei Hochleistungs- und Hochdruckkesseln. Die hier geforderte hohe Wärmebelastung hat intensiven Wärmeübergang und dieser wiederum hohes Temperaturgefälle und hohe Gasgeschwindigkeit (8—15 m/s), besonders zum Kesselende hin zur Voraussetzung [Schack: Arch. Eisenhüttenwes. 2, 613 (1929)]. Mit Rücksicht auf die größere bei der hohen Belastung durchzusetzende Rauchgasmenge und auf den Kraftbedarf zur Zugerzeugung bevorzugt man bei solchen Kesseln Zwei-, höchstens Dreizuganordnung; es sind auch zahlreiche Kessel, besonders Höchstdruckkessel, mit nur einem Kesselzug in Betrieb.

γ) Einzelne Konstruktionen. Sektionalkessel mit längsliegender Trommel werden nur noch für kleine Leistungen ausgeführt. Vorherrschend ist heute die Quertrommelbauart, für die die Sektionalkessel

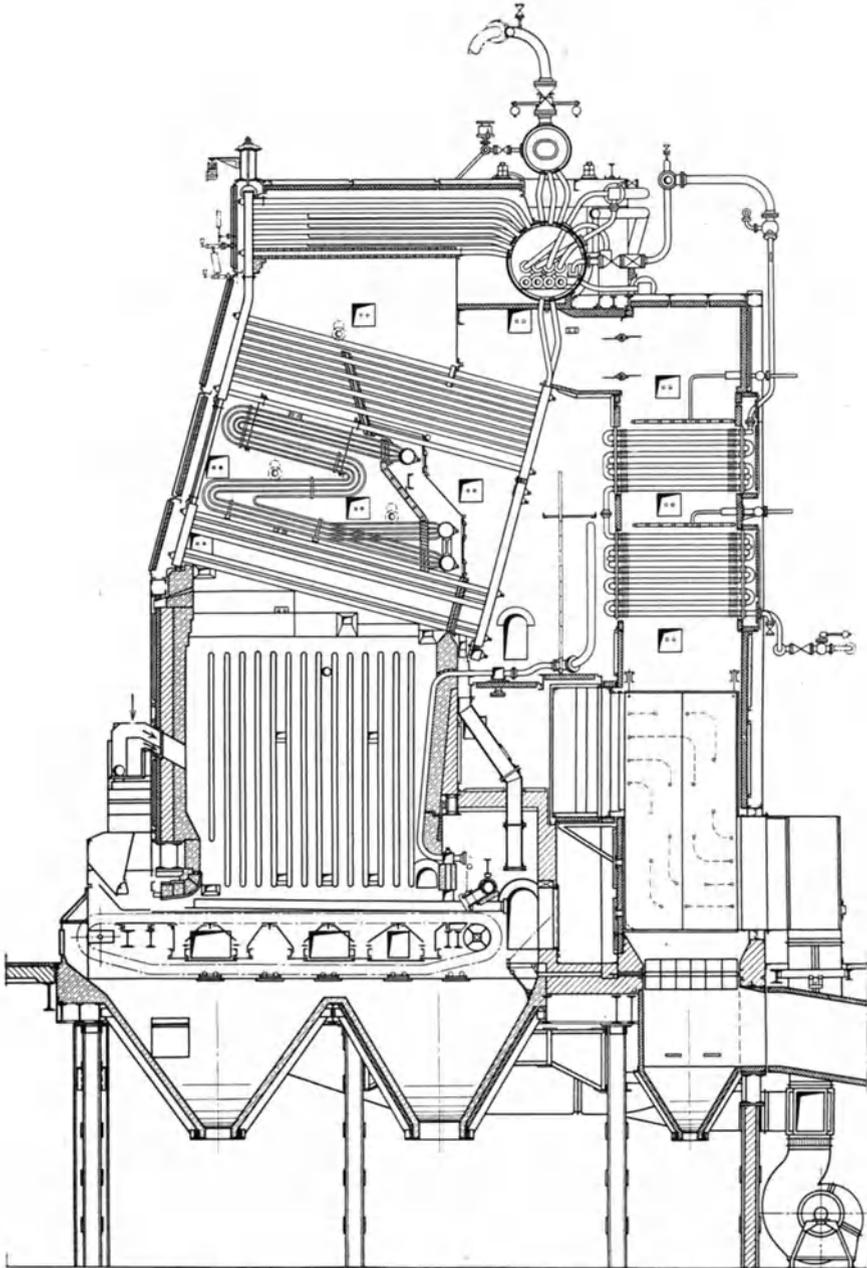
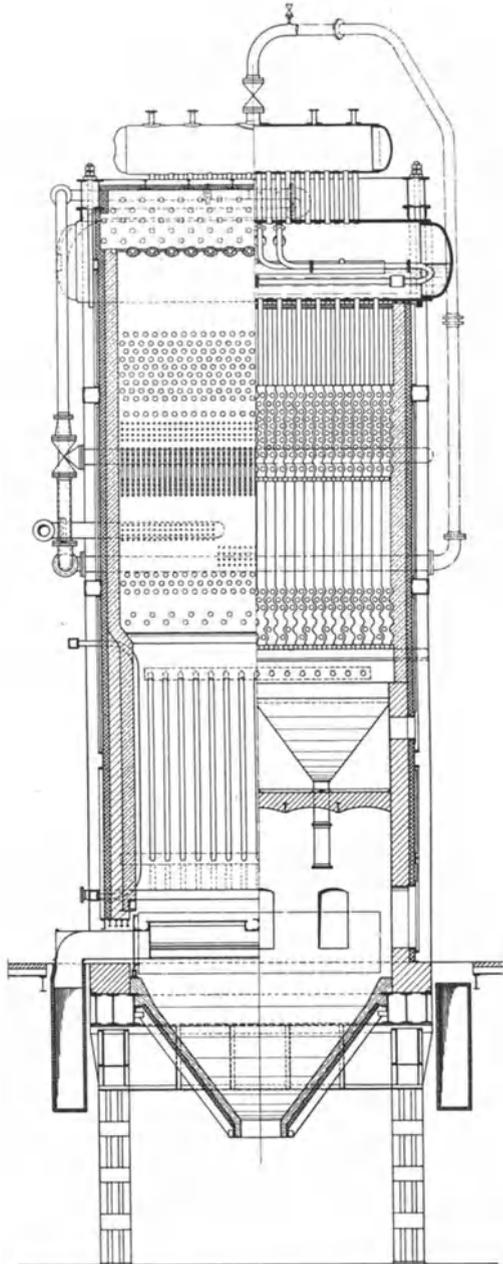


Abb. 33. Babcock & Wilcox-Sektionalkessel mit B. & W.-Wanderrost und Zweitluftzuführung. Schräge Sektionalkammern. Heißdampfregler in der Kesseltrommel. Selbsttätige Flugaschenabführung aus dem zweiten und dritten Zug. Leerzug zwischen dem geteilten Ekonomiser und Lufterhitzer.

nach Abb. 33 und 34 Beispiele neuerer Ausführungen bieten. Gemeinsam ist beiden der hohe, mit Kühlrohren ausgekleidete Feuerraum, die Führung der Heizgase unter möglicher Ausnutzung der Heizfläche ohne tote Ecken, Anordnung des Überhitzers innerhalb des geteilten Siederohrbündels (s. auch S. 217), nachgiebige Bauart durch Zweipunktaufhängung, Einführung des Dampfwatergemisches in die Trommel von oben her. Abb. 33 zeigt einen Kessel mit der üblichen Anordnung der Abgasheizflächen, Ekonomiser und Luffterhitzer, hinter dem Kessel (flache Bauweise); Abb. 34 einen Vertreter der hohen Bauweise, bei dem die Rauchgase den Kessel mit Ausnahme des zweiten Kesselzuges, die nachgeschaltete Heizfläche und den Schornstein in aufsteigender Richtung und ohne wesentliche Umlenkungen durchziehen.

Die mit einem Kessel heute erreichbare Dampfleistung liegt bei 200 t/h für Steinkohlenfeuerungen und bei etwa 120 t/h für Braunkohlenfeuerungen. Zur Erzeugung noch größerer Dampfmen gen hat man in Amerika den Weg beschritten, zwei Großkessel über gemeinsamer Kohlenstaubfeuerung gegeneinander zu stellen und durch Verbindung auf der Dampfseite zu einer Einheit zusammenzufassen.

Unter den Konstruktionen, die von den üblichen abweichen, sind mehrere durch



Zu Abb. 33.

eine steilere Neigung des Rohrbündels gekennzeichnet (Steilrohr-Sektionalkessel). So der Bodler-Kessel [Bodler: Ztschr. bayer. Revis.-Ver.

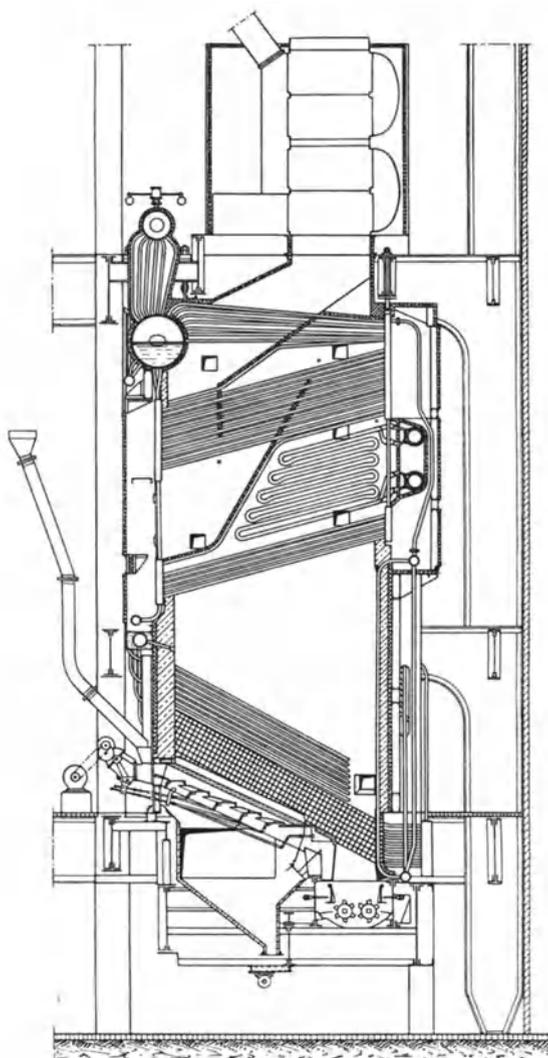


Abb. 34. Borsig-Sektionalkessel mit Taylor-Stoker für 150 t/h Dampfleistung. Senkrechte Sektionalkammern. Überhitzersammler außerhalb des Gasstroms angeordnet. Beheizte Überströmröhre zwischen Sektionalkammern und Kesseltrommel. Lufterhitzer über dem Kessel. Kein Leerzug.

33, 67 (1929)] mit einer Neigung der Siederöhre von 45° . Beim Maas-Kessel [Maas: Ztschr. bayer. Revis.-Ver. 30, 1 u. 17 (1926); Elektr.-Wirtsch. 28, 425 (1929)] ist das Rohrbündel etwa 75° gegen die Waagerechte geneigt. Auch sind Sektionalkessel mit waagerechten Sektionalkammern [Arch. Wärmewirtsch. 13, 134 (1932)] in Betrieb.

Eine Konstruktion, die erkennen läßt, daß bei der Gestaltung des Sektionalkessels noch nicht alle Möglichkeiten erschöpft sind, ist der in seiner Eigenart bemerkenswerte Rauber-Luquet-Kessel (Abb. 35) [d'Huart: Wärme 53, 113, 983 (1930). — Rauber: Chaleur et Ind. 12, 246, 302 (1931). — Dantin: Génie civ. 51, 307 (1931). — Schiller: Arch. Wärmewirtsch. 13, 192 (1932)], ein Einzugsessel. Um eine möglichst gleichmäßige Belastung der Heizfläche zu erzielen, wird die Rauchgasgeschwindigkeit zum Kesselende hin durch den sich stetig verengenden Querschnitt vergrößert. Zur weiteren Erhöhung des Wärmeüberganges

sind die Überhitzer- und Siederöhre mit Ausnahme der ersten Reihen mit Rippen versehen, und zwar sind die hinteren Reihen enger berippt. Der Kessel wird bis zu den höchsten Drücken gebaut; er soll sehr günstig

arbeiten und sich im Betrieb gut bewährt haben. Deutsche Erfahrungen liegen noch nicht vor.

d) **Hochdruck-Sektionalkessel.** Der normale Sektionalkessel ist bis zu Drücken von 60 atü anwendbar. Für das weitere Hochdruckgebiet bis 100 atü gewinnt der Kessel ein anderes Aussehen. Die Siederrohrheizfläche nimmt ab, die Ekonomiserheizfläche zu. Die Trommel ist aus dem Vollen geschmiedet, sämtliche Stützen sind angeschweißt;

die Zahl der lösbaren Verbindungen ist auf ein Mindestmaß beschränkt. Das Einwalzen der Siederohre hat

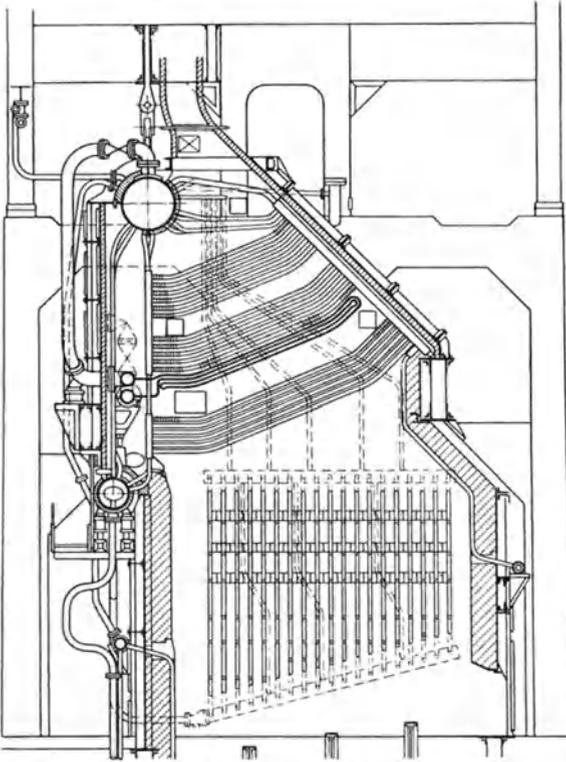


Abb. 35. Rauber-Luquet-Rippenrohrkessel.

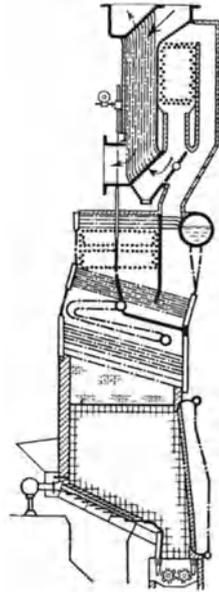


Abb. 36. Amerikanischer Hochdruck-Zwischenüberhitzerkessel.

sich auch bei höchsten Drücken bewährt. Die bisherigen Hochdruck-Sektionalkessel sind meist Einzugkessel, ausgezeichnet durch Einfachheit im Aufbau. Abb. 36 zeigt einen Hochdruckkessel mit rauchgasbeheiztem Zwischenüberhitzer.

b) Steilrohrkessel.

a) **Die verschiedenen Steilrohrkessel-Bauarten.** Die Entwicklung des Steilrohrkessels ging vom Zweitrommeltyp aus. Der ursprüngliche Zweitrommelkessel besteht aus einer Ober- und einer Untertrommel und dem Siederrohrbündel mit im wesentlichen parallel angeordneten Rohren. Für den Rücklauf des Wassers zur Untertrommel ist in der Mitte

eine Rohrreihe fast auf die ganze Länge abgedeckt (Abb. 37 *a*), oder es sind seitliche oder keine besonderen Fallrohre vorgesehen. Der Kessel hat sich bei den anfänglich geringen Heizflächenleistungen durchaus bewährt.

Solange man die Bedeutung elastischer Bauweise noch nicht erkannt hatte, spielte eine Zeit lang der Garbe-Kessel eine Rolle. Beim Garbe-Kessel sind Ober- und Untertrommel durch gerade Rohre miteinander verbunden. Diese Anordnung begünstigt besonders beim Anheizen in den Rohren das Auftreten hoher Spannungen, die von den Walzstellen in den Trommeln aufgenommen werden müssen. Die Betriebssicherheit

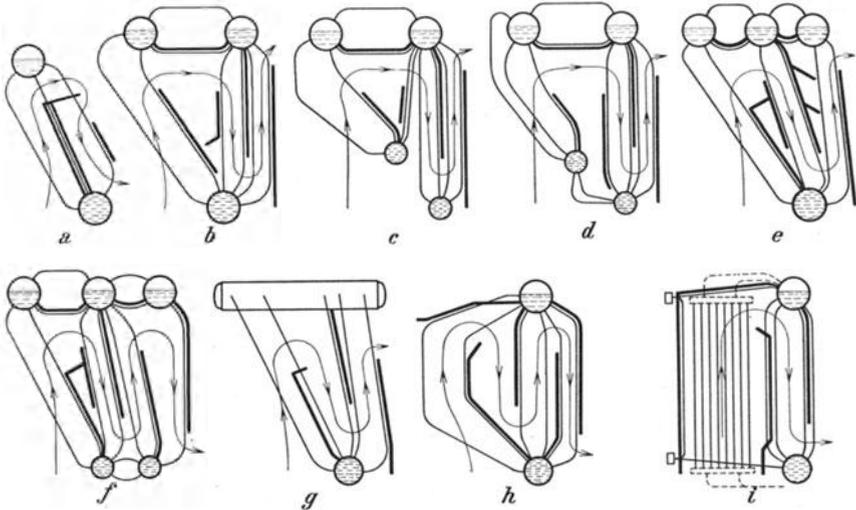


Abb. 37. Typenbilder von Steilrohrkesseln. *a* Älterer Zweitrommelkessel, *b* Dreitrommelkessel, *c* und *d* deutsche Viertrommelkessel, *e* amerikanischer Viertrommelkessel, *f* Fünftrommelkessel, *g* Humboldt-Kessel, *h* moderner Zweitrommelkessel, *i* Strahlungskessel.

des Garbe-Kessels entspricht bei höherer Belastung nicht mehr den heute gestellten Anforderungen.

Die Steigerung der Kesselleistung vollzog sich zunächst auf dem Weg der Heizflächenvergrößerung, indem durch Anordnung einer zweiten Obertrommel die Möglichkeit zur Unterbringung einer größeren Anzahl Siederohre geschaffen wurde. Bei dem Dreitrommel-Steilrohrkessel (Abb. 19 und 37 *b*) strömt das Wasser im hinteren Rohrbündel abwärts, steigt im vorderen als Dampfwassergemisch wieder auf, um dann von der vorderen zur hinteren Obertrommel durch die für Dampf und Wasser getrennten Verbindungsrohre zu gelangen. Neben diesem Hauptkreislauf bilden sich je nach der Konstruktion und der augenblicklichen Belastung Nebenschleifen innerhalb der einzelnen Rohrbündel aus. Die Verbindungsleitungen zwischen den Obertrommeln sind reichlich bemessen, um den Druckabfall von der vorderen zur hinteren Trommel und ebenso die Differenz der Wasserspiegel gering zu halten.

Zur Vergrößerung des Wasserinhalts und der Heizfläche sind zahlreiche Konstruktionen mit vier und mehr Trommeln entstanden. Der deutsche Viertrommelkessel besitzt zwei Ober- und zwei Untertrommeln, im grundsätzlichen Aufbau wie Abb. 37c und d. Von diesen hat sich die Konstruktion nach Abb. 37d durchgesetzt, da den meistbelasteten Rohren durch die Verbindung zwischen den beiden Untertrommeln mit Sicherheit die erforderliche Wassermenge zugeführt werden kann. Abb. 37e zeigt einen vielausgeführten amerikanischen Viertrommelkessel. In Amerika wird der Mehrtrommel- (Stirling-) Kessel bevorzugt (Abb. 37f). Für die Erzeugung großer Dampfmenngen mit Steilrohrkesseln gilt das auf S. 205 über Sektionalkessel Gesagte. Eine vom üblichen abweichende Anordnung ist beim Humboldt-Kessel getroffen, bei dem Ober- und Untertrommel senkrecht zueinander liegen (Abb. 37g). Größere Ausführungen erhalten mehrere Overtrommeln. Der Kessel besitzt gute Wasserumlaufverhältnisse.

Neuerdings gewinnt der Zweitrommeltyp wieder an Interesse, entsprechend der allgemeinen Tendenz nach Vereinfachung und Verbilligung. Die Fortschritte in der Entwicklung der Feuerungen und der Wasserpflege ermöglichen den Bau von Kesseln mit kleinem Wasserinhalt bei gleichzeitiger hoher Belastungsfähigkeit (Abb. 37h). Über Strahlungskessel (Abb. 37i) siehe S. 210.

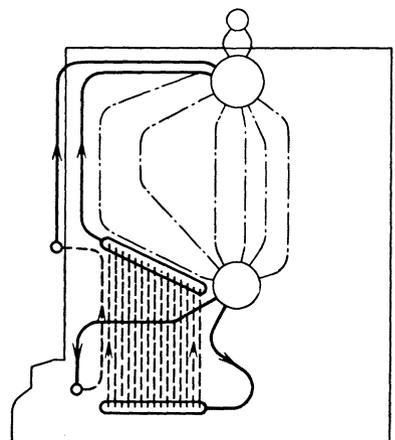


Abb. 38. Schema der Leitungen zu und von den Kühlwandsammlern.

β) Die Kühlwände als Teil des Kessels. Die Heizfläche setzt sich aus rauchgasumströmter (Berührungs-) und direkt bestrahlter (Strahlungs-) Heizfläche zusammen. Als Strahlungsheizfläche wirken die ersten Reihen des Rohrbündels und die Kühlfläche im Feuerraum [Münzinger: Das Kraftwerk. AEG-Mitt. 1931, 16]. Die Kühlrohre sind, ob sie nun offen der Strahlung ausgesetzt oder verkleidet sind, meist zum Siederohrbündel parallel geschaltet (Abb. 38). Nackte Kühlwände sind der höchsten überhaupt auftretenden Wärmebelastung ausgesetzt und weisen auch die höchsten spezifischen Dampfleistungen auf. Daher ist ein zuverlässiger Wasserumlauf in ihnen besonders wichtig. Bei älteren Konstruktionen ist die zulässige Wärmebelastung mitunter dadurch begrenzt, daß die Wasserzuführung zum einzelnen Rohr nicht absolut gewährleistet ist. Der moderne Kessel ist durch Beherrschung des Wasserumlaufs gekennzeichnet. Die durchschnittliche Wärmebelastung im Kessel hält sich in der Größenordnung von 10000—40000 kcal/m² h. Während früher die letzten Rohrreihen an der Dampferzeugung kaum teilnahmen, konnte die Durchschnittsbelastung durch Heranziehen der gesamten Heizfläche zur Dampferzeugung gesteigert werden, ohne die

Rohre der ersten Siederrohrreihen und der Feuerraumkühlwände (bis 200 000 kcal/m² h, bezogen auf den ganzen Rohrfumfang) mehr zu belasten.

Die Kühlfläche im Feuerraum dient zur Leistungssteigerung und zum Schutz des Mauerwerks. In Feuerräumen mit hohen Temperaturen und dort, wo mit dem Auftreten aggressiver Schlacke zu rechnen ist, erweist sich der Einbau von Kühlwänden als Notwendigkeit. Darüber hinaus ist in der Anwendung von Kühlwänden Vorsicht geboten, da ihre wärmetechnischen Vorteile häufig überschätzt werden. Von der Kühlfläche, die im Mittel zwei- bis dreimal teurer ist als die Berührungsheizfläche, muß auch eine ihrem Preis entsprechende Mehrleistung erwartet werden. Hohe Leistung kann eine bestrahlte Heizfläche nur bei sehr hohen Feuerraumtemperaturen hergeben. Setzt man durch zu reichliche Anwendung von Kühlfläche die Feuerraumtemperatur zu weit herab, so kann der Fall eintreten, daß die Kühlfläche nicht höher zu bewerten ist als die Berührungsheizfläche. Es ist anzustreben, mit den höchsten Temperaturen zu arbeiten, die dem Mauerwerk auf die Dauer zugemutet werden können. Kühlwände müssen auf ihre eigentliche Bestimmung beschränkt bleiben, indem man sie nur dort anwendet, wo sie der Berührungsheizfläche überlegen sind. Dann werden sie in jedem Fall dazu beitragen, die Wirtschaftlichkeit des Kessels zu erhöhen [Hojer: Wärme 54, 522 (1931)].

γ) **Strahlungskessel.** Die ausgedehnte Verwendung von Strahlungsheizfläche hat auf die Konstruktion des wandlungsfähigeren Steilrohrkessels stärkeren Einfluß ausgeübt als auf die des Sektionalkessels. Aus dem Grundgedanken, Kessel und Feuerung zu einem organischen Ganzen zu gestalten, indem die Feuerung, vom Kessel vollständig umschlossen (Innenfeuerung), ein Teil des Kessels wird, entstand der Strahlungskessel.

Beim Strahlungskessel, einer Sonderbauart des Steilrohrkessels, ist vor dem Zweitrommel-Steilrohrbündel mit ziemlich kleiner Heizfläche in etwa der gleichen Höhe ein vollständig mit Kühlrohren ausgekleideter Feuerraum angeordnet. Den oberen Abschluß des Feuerraums bildet häufig ein kleines Siederrohrbündel; zwischen diesem und der Berührungsheizfläche liegt der Überhitzer. Sämtliche Feuerraumkühlwände sowie das Siederrohrbündel sind an den Kreislauf des Zweitrommelkessels angeschlossen. Der Strahlungskessel besitzt im Feuerraum kein oder nur wenig Mauerwerk, das bei Inbetriebnahme aufgeheizt werden muß und beim Stillsetzen Speicherwärme abzugeben vermag; daher sind auch die Verluste durch Abstrahlung nach außen gering. Da außerdem bei kleinem Gesamtwasserinhalt die Hauptdampfmenge in den bestrahlten Rohren erzeugt wird, so ist dem Kessel eine denkbar weitgehende Anpassungsfähigkeit an die Feuerungsleistung und hohe spezifische Dampfleistung, insbesondere hohe Breiten- und Raumleistung eigen. Die besonderen Vorzüge des Strahlungskessels werden in der Praxis nur in bestimmten Fällen zur Geltung kommen; im allgemeinen wird der normale Wasserrohrkessel den gestellten Ansprüchen gerecht werden können.

Abb. 39 zeigt eine neuere Ausführung des Lopulco-Kessels [Nymphius: Wärme 54, 520 (1931). — Krug: Wärme 52, 909 (1929)], der als

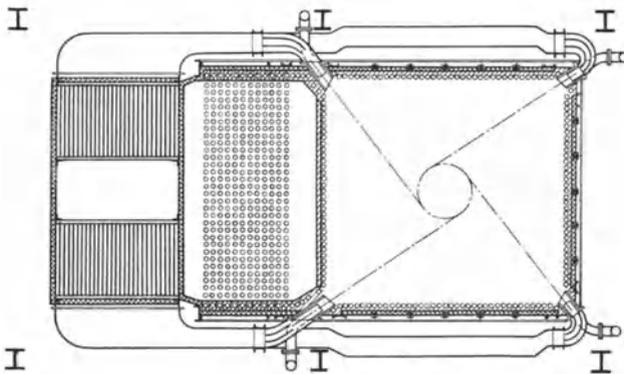
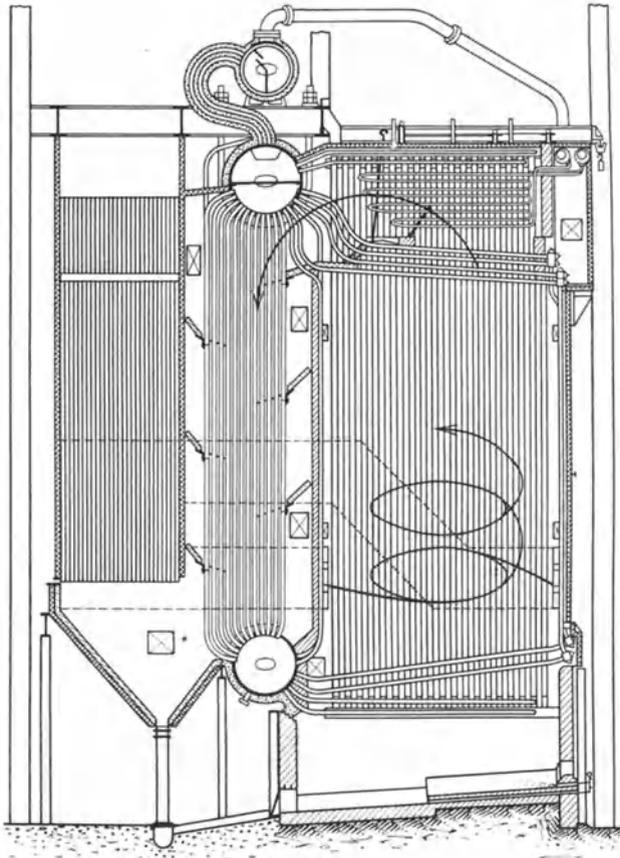


Abb. 39. Lopulco-Strahlungskessel der Kohlenscheidungs-gesellschaft mit Kohlenstaub-Eckenfeuerung. Der untere Schnitt läßt die Flammenführung erkennen.

erster Strahlungskessel in Deutschland gebaut wurde. Die erste Rohrreihe des Steilrohrbündels bildet die Feuerraumrückwand und besitzt infolge der intensiven Einstrahlung kräftige Aufwärtsströmung. Die Rohre der letzten Reihe sind größtenteils abgedeckt und wirken als Fallrohre. Zur Abgasausnutzung sind nur Luftvorwärmer vorgesehen.

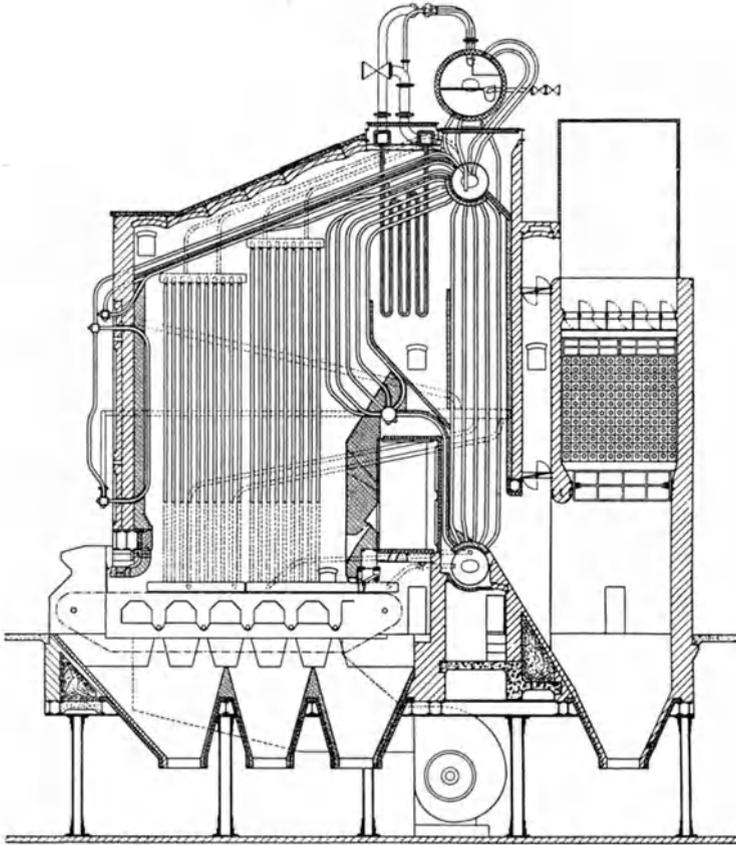


Abb. 40. Steinmüller-Großfeuerraumkessel mit Speichertrommel und Steinmüller-Wanderrost. Bedienungsgang über dem Rostende.

Der Kessel zeichnet sich durch Einfachheit im Aufbau und gute Zugänglichkeit aller Teile aus.

Der aus dem normalen Steilrohrkessel entwickelte Steinmüller-Großfeuerraumkessel (Abb. 40) weist bis auf die ungekühlte Feuerraumrückwand die gleichen Merkmale wie der Strahlungskessel auf. Auch ist die dem Überhitzer vorgeschaltete Siederrohrheizfläche größer als in Abb. 39. Die Abgasheizfläche ist mit Rücksicht auf die bei Rostfeuerungen zulässige Lufttemperatur in Luftvorwärmer- und Ekonomiserheizfläche

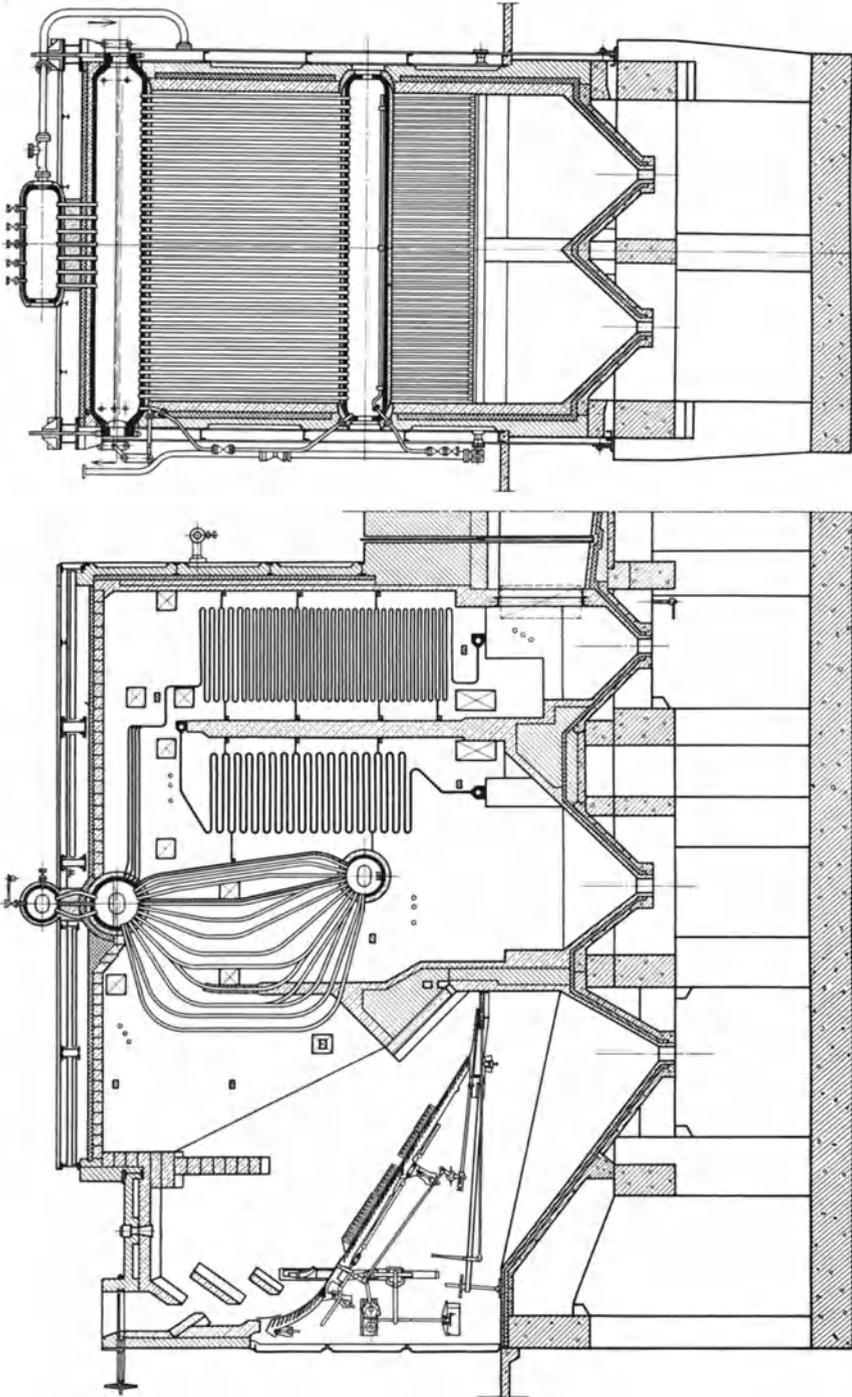


Abb. 41. Borsig-Höchst/druck-Steilrohrkessel mit Verdampfungsökonomiser. 120 atü Betriebsdruck, 475° Überhitzungstemperatur, 240 m² Heizfläche, 40 t/h Dampfleistung.

unterteilt. Die Speichertrommel, die an Stelle des Dampfsammlers angeordnet ist, dient zum Ausgleich bei Belastungswechseln.

Als originelle Konstruktion ist der Forssblad-Kessel zu nennen [Elektr.-Wirtsch. 26, 381 (1927)].

d) **Hochdruck-Steilrohrkessel.** Für die Erzeugung von Hochdruckdampf bis 100 atü und mehr schien der Steilrohrkessel besonders geeignet [Seeberger: Wärme 54, 497 (1931)], da bei ihm weniger Walz- und Dichtungsstellen vorhanden sind als beim Sektionalkessel. Die bisher in den beiden ersten Höchstdruckkraftwerken Deutschlands aufgestellten Kessel sind sämtlich Zweitrommel-Steilrohrkessel; im GWK Mannheim [Marguerre: Ztschr. Ver. Dtsch. Ing. 73, 913, 993 (1929); Mitt. Ver. Großkesselbes. 1931, Nr 32, 101] mit Steinkohlenstaubfeuerungen, bei der Ilse Bergbau A. G. mit Braunkohlenrosten. Bei dem Borsig-Kessel mit Braunkohlenrost nach Abb. 41 hat das Rohrbündel eine sehr gedrungene Form. Die Wasserzufuhr zur Untertrommel ist durch eine reichlich bemessene Anzahl Rohre gesichert, die sich über die ganze Kesselbreite erstrecken und infolge ihrer vollständigen Abdeckung gegen die Rauchgase unbedingt sicher als Fallrohre wirken. Die Siederohre sind hoch belastet, da das Wasser im nachgeschalteten Ekonomiser bis zur Siedetemperatur vorgewärmt und zum Teil verdampft wird. Der Überhitzer ist im Zuge der Rauchgase zwischen dem Siederohrbündel und dem Ekonomiser angeordnet. Zwei andere Kessel für gleiche Betriebsverhältnisse und Leistung sind bereits zwei Jahre vorher in Betrieb genommen worden (s. S. 225).

c) Der Wasserumlauf im Sektional- und Steilrohrkessel.

Eine grundsätzliche Bedingung für einwandfreien Kesselbetrieb ist ein vorzüglicher Wasserumlauf [Cleve: VDI-Forsch.-Heft Nr. 322; Arch. Wärmewirtsch. 11, 359 (1930). — Schmidt: Festschrift „25 Jahre Technische Hochschule Danzig“, 1929; Arch. Wärmewirtsch. 14, 1 (1933). — Seidel: Ztschr. bayer. Revis.-Ver. 35, 211 (1931)]. Hohe Leistung und Elastizität sind mit einem Kessel nur zu erreichen, wenn infolge guten Wasserumlaufs gleichmäßiges Anwärmen des gesamten Kessels beim Anfahren, sowie ausreichende Wasserzufuhr zu den dampferzeugenden Rohren im Betrieb sichergestellt ist.

Die Fallrohre müssen imstande sein, jederzeit die in den Siederohren verdampfte Wassermenge zu ersetzen. Gefährdung eines Kesselteils tritt ein, wenn die angebotene Wärmemenge nicht abgeführt werden kann. Derart gefährdete Teile sind Siede-, Kühlwand-, Überhitzer- und Ekonomiserrohre, in denen eine zu träge Bewegung des wärmeaufnehmenden Mittels stattfindet.

Der Wasserumlauf wird durch den Unterschied der spezifischen Gewichte des Steigrohr- und Fallrohrinhalts hervorgerufen. Im stationären Betriebszustand befindet sich im Fallrohr überwiegend Wasser mit dem Raumgewicht γ_w kg/m³, im Steigrohr ein Gemisch von Dampf und Wasser mit dem geringeren Raumgewicht γ_g kg/m³. Das Voreilen des Dampfes vor dem Wasser vergrößert im Steigrohr das spezifische Gewicht des Dampfwassergemisches, das Nachteile verringert es im Fallrohr.

Bei beiden Rohren sei die Höhendifferenz H m; dann hat der Auftrieb im Steigrohr die Größe

$$H (\gamma_w - \gamma_g) \text{ kg/m}^2 \tag{41}$$

und ist gleich der Summe aller Verluste, die sich aus den Druckverlusten für Beschleunigung und Reibung zusammensetzen.

In den unteren Rohren von Sektionalkesseln ist die Wasserbewegung eindeutig aufwärts, in den obersten Reihen meist abwärts gerichtet. Zu Störungen gibt dies selbst bei hoher Kesselbelastung keinen Anlaß, wenn die Temperatur an den obersten Rohren im ersten Zug in mäßigen Grenzen gehalten wird. Die Mittel hierzu sind Vorverlegen des Überhitzers

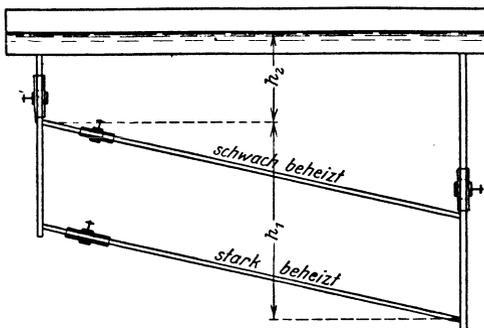


Abb. 42. Schema eines Schrägrohrkessels.

zwecks ausreichender Abkühlung der Rauchgase und Vermeidung von Nachverbrennungen innerhalb des Rohrbündels, also vollkommener Ausbrand in der Feuerung. Untersuchungen von Cleve haben ergeben, daß die Abstände h_1 und h_2 (Abb. 42) des Rohrbündels vom Wasserspiegel in der Trommel

und die Höhe des Rohrbündels in sich auf den Wasserumlauf maßgebenden Einfluß haben. Je kleiner das Verhältnis h_2/h_1 , um so eher ist Abwärtsströmung in der obersten Rohrreihe zu erwarten. Je geringer die Anzahl der Rohrreihen ist, und je tiefer das Rohrbündel unterhalb des Wasserspiegels liegt, mit um so größerer Sicherheit ist mit Aufwärtsströmung in sämtlichen Rohren zu rechnen. Von dieser Erkenntnis macht man beim Bau moderner Hochdruck-Sektionalkessel Gebrauch.

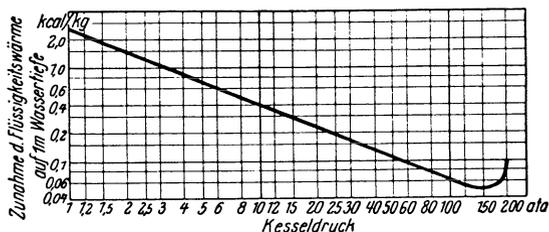


Abb. 43. Zunahme der Flüssigkeitswärme auf 1 m Wassertiefe abhängig vom Kesseldruck.

Beim Steilrohrkessel hat man konstruktiv größere Freiheit als beim Sektionalkessel und kann der Forderung nach gutem Wasserumlauf, die mit steigendem Kesseldruck immer zwingender wird, durch geschickte Anordnung gerecht werden. In jedem Augenblick ist das Gewicht des in den Fallrohren zugeführten Wassers gleich dem des in den Steigrohren aufwärtsströmenden Dampf-Wassergemisches. Der Gesamtquerschnitt der Fallrohre ist für mäßige Wassergeschwindigkeit zu bemessen, doch darf diese bei beheizten Fallrohren mit Rücksicht auf die sonst auftretende Dampfbildung (Selbstverdampfung bzw. Verdampfungsverhinderung) (Abb. 43) einen bestimmten Wert nicht unterschreiten. Der

untere Teil des Kesselinhaltes steht unter einem 0,5—1 at höheren Druck als der obere. Die Dampfentwicklung in den beheizten Rohren ist daher nur zu einem Teil auf die Einwirkung der Beheizung, zum andern Teil auf die beim Aufsteigen eintretende Druckabnahme zurückzuführen. Umgekehrt wird in den Fallrohren mit zunehmender Tiefe die Verdampfung verhindert, so daß im oberen Teil vorhandene Dampfblasen weiter unten kondensieren. Cleve hat für die Mindestgeschwindigkeit im Fallrohr eine Gleichung aufgestellt, in der zum Ausdruck kommt, daß die Mindestgeschwindigkeit mit der Zunahme des Kesseldruckes, der Beheizung und der Rohrneigung, sowie mit abnehmendem Rohrdurchmesser zunimmt.

Bei Niederdruckkesseln spielt die Lage der Fallrohre keine bedeutende Rolle, da die geringe erforderliche Mindestgeschwindigkeit in ihnen ohne weiteres erreicht wird. Bei Hochdruckkesseln dagegen muß die Anordnung der als Fallrohre vorgesehenen Rohre mit besonderer Sorgfalt vorgenommen werden, um in ihnen mit Sicherheit Dampfbildung zu vermeiden. Praktische Ausführungen haben den Beweis erbracht, daß bei richtiger Anordnung (kaltliegende, unbeheizte Fallrohre) der natürliche Umlauf auch bei Hochdruckkesseln ausreicht.

4. Überhitzer.

Dem Überhitzer fällt die Aufgabe zu, den im Kessel erzeugten Satteldampf auf eine höhere Temperatur zu erhitzen. Die Höhe der Überhitzungstemperatur findet in der Haltbarkeit des Materials ihre Grenze [Hartmann: Wärme 53, 463, 525 (1930)]. Da man mit diesen höchstzulässigen Temperaturen bereits arbeitet, hängt die Weiterentwicklung zu noch höheren Arbeitstemperaturen von der Schaffung temperaturbeständigerer Baustoffe für Überhitzer, Rohrleitungen und Verbraucher ab.

Die zur Berechnung des Überhitzers dienenden Gleichungen sind analog den Gleichungen (32—36) auf S. 190

$$Q_{\dot{u}} = BVC_{p_{\dot{u}}} (t_e - t_a) \text{ kcal/h} \quad (42)$$

$$Q_{\dot{u}} = D (i_{\dot{u}} - i_s) + fr \text{ kcal/h} \quad (43)$$

$$Q_{\dot{u}} = kF \Delta t_{m\dot{u}} \text{ kcal/h} \quad (44)$$

$$\Delta t_{m\dot{u}} \sim \frac{t_e + t_a}{2} - \frac{t_{\dot{u}} + t_s}{2} \text{ } ^\circ\text{C} \quad (45)$$

$i_{\dot{u}}$ und i_s sind der *IS*-Tafel zu entnehmen; fr (f = Feuchtigkeitsgehalt des Dampfes in Gew.-%; r = Verdampfungswärme) ist der zum Verdampfen etwa vorhandener Feuchtigkeit erforderliche Wärmearaufwand. Der Faktor k kann für die Überhitzerberechnung mit 15—40 kcal/m² h °C angenommen werden.

a) Überhitzerbauarten. Als Überhitzerbauarten sind der Berührungsüberhitzer und der Strahlungsüberhitzer zu nennen; dazu kommt als Sonderausführung der Zwischenüberhitzer. Der Berührungsüberhitzer nimmt Wärme aus den Rauchgasen vorwiegend durch Berührung auf. Er wird bis zu Rauchgastemperaturen angewandt, bei denen das Überhitzermaterial noch nicht gefährdet, aber das Temperaturgefälle noch ausreichend hoch ist, um mit mäßig großer Heizfläche

die gewünschten Dampftemperaturen zu erreichen. Er wird für Großwasserraum- und Abhitzekessel ausschließlich angewandt. Bei Sektionalkesseln wird er über dem Rohrbündel (Abb. 1) angeordnet, bei Steilrohrkesseln entsprechend weit zurückverlegt. Für den Berührungsüberhitzer ist das Ansteigen der Überhitzungsendtemperatur mit der Dampfleistung kennzeichnend.

Eine entgegengesetzte Charakteristik weist der Strahlungsüberhitzer auf, bei dem die Endtemperatur mit steigender Belastung fällt. Der Strahlungsüberhitzer ist im Feuerraum an Stelle der Kühlwände oder zwischen den Kühlrohren angeordnet, häufiger noch zum Schutz gegen Verbrennen hinter die Kühlrohre verlegt oder durch Verkleiden mit Gußplatten abgedeckt. Er hat keine weite Verbreitung gefunden.

Verschiedentlich wurde der Strahlungsüberhitzer benutzt, um durch Hintereinanderschaltung mit einem Berührungsüberhitzer eine gleichmäßige, von der Belastung unabhängige Endtemperatur zu erreichen. Zum gleichen Ziel gelangt man einfacher und billiger mit einem Berührungsüberhitzer, der in einem hohen Temperaturgebiet von etwa 1000° liegt, ohne der direkten Strahlung aus dem Feuerraum ausgesetzt zu sein. Bei diesen Temperaturen strahlen die Gase selbst in dünner Schicht noch intensiv, so daß solche Überhitzer Wärme durch Strahlung und Berührung gleichzeitig aufnehmen und bei allen Belastungen Dampf von annähernd konstanter Endtemperatur liefern [Münzinger: Das Kraftwerk. AEG-Mitt. 1930, 26]. Konstruktiv wirkt sich dies auf den Sektionalkessel dahin aus, daß das Rohrbündel in einen kleineren, dem Überhitzer vorgeschalteten und einen größeren nachgeschalteten Teil unterteilt wird (Abb. 33 und 34). Beim Steilrohrkessel wird der Überhitzer entsprechend vorverlegt.

Mit Einführung des Hochdruckdampfes entstand der Zwischenüberhitzer [Marguerre: Elektr.-Wirtsch. 29, 597 (1930)]. Er hat die Aufgabe, den im Hochdruckteil der Kraftmaschinen teilweise und bis nahe an die Sättigungslinie entspannten Dampf nochmals zu überhitzen (S. 188). Rauchgasbeheizte Zwischenüberhitzer arbeiten wie normale Überhitzer; in Amerika findet man häufig die Anordnung, daß auf mehrere Kessel ein Zwischenüberhitzerkessel entfällt, bei dem nur eine geringe Siederrohrheizfläche dem gemeinsamen Zwischenüberhitzer vorgeschaltet ist. Die Zwischenüberhitzung mit Frischdampf schließt eine Gefährdung durch zu hohe Temperaturen aus. Jedoch ist die Höhe der Überhitzungstemperatur durch die Temperatur des kondensierenden Heizdampfes begrenzt. Die Anordnung des Frischdampf-Zwischenüberhitzers in nächster Nähe der Maschine ist wegen der Ersparnis an Rohrleitungen und der besseren Übersichtlichkeit von Vorteil.

β) Konstruktion, Schaltung, Betrieb von Überhitzern. Der Überhitzer besteht aus einer Anzahl nebeneinander angeordneter Rohrschlangen, deren Enden zur Zu- und Abführung des Dampfes in Sammlern befestigt sind. Neben den Glattrohrüberhitzern sind auch Rippenrohrüberhitzer (Foster-Überhitzer) in Gebrauch. Man unterscheidet liegende und hängende Überhitzer. Der liegende Überhitzer wird bei Schrägrohrkesseln bevorzugt (Abb. 44a als Seitenansicht), der hängende (Abb. 44b und c)

meist für Steilrohrkessel gewählt. Großwasserraumkessel erhalten liegende nach Abb. 44 *a* (als Aufsicht) oder hängende nach Abb. 44 *b*.

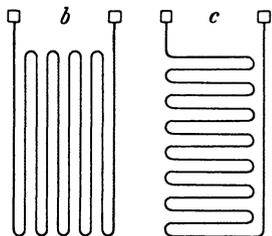
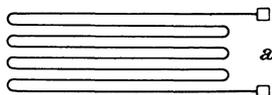


Abb. 44. Liegende (*a*) und hängende (*b*, *c*) Anordnung von Überhitzern.

Beide Ausführungsarten sind gleichwertig. Den liegenden Überhitzer kann man bei Stillstand des Kessels bequem entwässern, der hängende kann sich freier ausdehnen und ist der Verschmutzung weniger ausgesetzt;

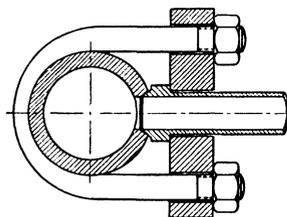


Abb. 45. Befestigung der Überhitzerschlangen am Sammler mit Bügeln, Bauart Schmidt'sche Heißdampf-Gesellschaft m. b. H.

doch treten diese Faktoren hinter der Platzfrage und der Frage der Ausbaumöglichkeit zurück.

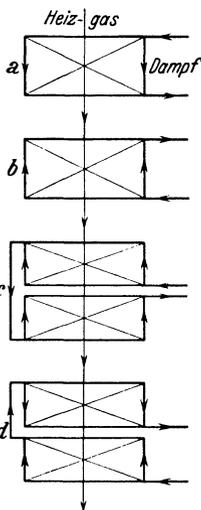


Abb. 46. Überhitzerschaltungen. *a* Gleichstrom, *b* Gegenstrom, *c* geteilter Gegenstrom (Hintereinanderschaltung), *d* kombinierter Gleich- und Gegenstrom.

Die Überhitzerschlangen werden meist in die Sammler eingewalzt. Bei Überhitzern für hohe Drücke und hohe Temperaturen haben sich Schraubverbindungen bewährt (Abb. 45). Zur Aufhängung des Überhitzers am Rohrsystem oder an der Eisenkonstruktion dienen Zugglieder aus besonders feuer- und verzunderungsbeständigem Material. Seltener wird der Überhitzer auf den Rohren oder besonderen Trageisen gelagert.

Die hauptsächlichsten Überhitzerschaltungen zeigt Abb. 46. Als Richtlinie mag dienen, daß Gleichstrom in Gebieten sehr hoher Temperatur, bei niedriger Temperatur hingegen der wirksamere Gegenstrom bevorzugt wird. Eine Unterteilung in mehrere hintereinandergeschaltete Gruppen wird vorgenommen, um zwischendurch die Dampftemperatur regeln zu können. Auch ist Rücksicht auf den Druckabfall im Überhitzer zu nehmen, der von der Länge der einzelnen Rohrschlangen und der Dampfgeschwindigkeit abhängt.

Zur Inbetriebnahme kann der Überhitzer mit Wasser gefüllt werden, das vom Dampf durch das Entwässerungsventil hinausgedrückt wird, sobald ein geringer Überdruck im Kessel erreicht ist. Um den Überhitzer stets ausreichend zu kühlen, ist in besonderen Fällen das Überhitzer-Sicherheitsventil so einzustellen, daß es vor dem Kesselsicherheitsventil abbläst. Die Dampfgeschwindigkeit in den Schlangen hält sich zwischen 10 und

25 m/s. Dabei gelten die hohen Geschwindigkeiten für niedrige Drücke. Plötzliches Hochfahren ohne gleichzeitige Dampfentnahme ist zu vermeiden, da hierbei die Überhitzungstemperatur übermäßig ansteigt.

γ) **Überhitzerregelung.** Die Regelung der Überhitzungstemperatur kann von der Gasseite und von der Dampfseite her erfolgen. Die gasseitige Beeinflussung wird durch Klappen oder Schieber vorgenommen, die sich während des Betriebes betätigen lassen. Zuweilen werden auch Abdeckungen angebracht, die nur in den Betriebspausen verändert werden können. Endlich wählt man auch eine Kombination beider. Klappen und Schieber, die hauptsächlich für Großwasserraumkessel Anwendung finden, gestatten eine Feinregelung. Jedoch war ihr Anwendungsgebiet lange Zeit hindurch auf relativ niedrige Temperaturen beschränkt. Durch Verwendung hochwertigen Materials und Bekleiden mit feuerfesten Steinen oder ausschließliche Anwendung feuerfesten Materials ist es gelungen, Klappen und Schieber auch für hohe Temperaturen zu entwickeln.

Die dampfseitige Temperaturregelung beruht grundsätzlich auf der Kühlung des vorher zu hoch erhitzten Dampfes. Im Mischkühler wird dem überhitzten Dampf durch direktes Einspritzen Sattedampf oder Wasser zugesetzt. Die Kühlung mit Wasser, das sich durch Schlickdüsen sehr fein zerstäuben läßt, ist wirksamer als die Dampfzumischung, da vom Heißdampf zusätzlich die große Verdampfungswärme aufgebracht werden muß. Den Einspritzverfahren haftet der Mangel an, daß mit dem Wasser Unreinigkeiten in den Dampf gelangen, die sich im Überhitzer und an der Verbrauchsstelle durch Festbrennen oder Niederschlagen schädlich auswirken können. Bei den Oberflächenkühlern wird ein direktes Durchmischen mit dem Kühlmittel vermieden. Die einfachste Ausführungsform ist eine in der Kesseltrommel angeordnete Kühlschlange, durch die ein entsprechender Teil des Heißdampfes hindurchgeleitet wird. Sehr verbreitet sind außerhalb des Kessels liegende Heißdampfkühler. Der Dampf durchströmt eine Rohrschlange, die sich in einem druckfesten Behälter befindet und die teils von Wasser, teils von Sattedampf umspült wird. Der Anteil an Wasser und Dampf und damit die Kühlwirkung ist veränderlich.

5. Sonstige Dampfkessel.

a) Abhitzekessel.

Ein Anwendungsgebiet, dessen Möglichkeiten noch nicht erschöpft sind, ist die Ausnutzung der Abgase von Feuerungen, Öfen, Verbrennungskraftmaschinen, soweit sie eine Temperatur von über 400° besitzen, im Abhitzekessel. Die spezifische Leistung des Abhitzekessels ist trotz hoher Gasgeschwindigkeit der niedrigen Gastemperatur entsprechend nicht hoch; aus den mit ihm erzielten Ersparnissen jedoch macht sich seine Anschaffung meist schon nach 1—1½ Jahren bezahlt. Falls in einem Betrieb die gesamte Dampfmenge aus Abhitzekesseln erzeugt wird, empfiehlt sich die Ausrüstung mit Zusatzfeuerungen. Erweist sich ein Überhitzer als zweckmäßig, so wird er dem

Kessel im Zuge der Rauchgase vorgeschaltet. Für kleinere Leistungen ist der Rauchrohrkessel sehr geeignet. Für höhere Leistungen und Drücke werden auch Wasserrohrkessel als Abhitzeessel gebaut.

b) Das La Mont-Verfahren.

Der La Mont-Kessel ist ein Engrohrkessel mit Zwangumlauf [Herpen: Ztschr. Ver. Dtsch. Ing. 75, 617 (1931)] (Abb. 47). Die Verteilung des Wassers auf die einzelnen beheizten Rohre von etwa 30 mm lichtem Durchmesser erfolgt durch Düsen, die jedem einzelnen, von einem Verteiler abgehenden Rohr vorgeschaltet sind. Das entwickelte Dampf-Wassergemisch wird einer an beliebiger Stelle angeordneten Trommel zugeführt. Von der Trommel fließt das Wasser selbsttätig der Umlaufpumpe zu, die es mit einem Überdruck von 3 bis 4 at über dem Dampfdruck dem Verteiler wieder zudrückt.

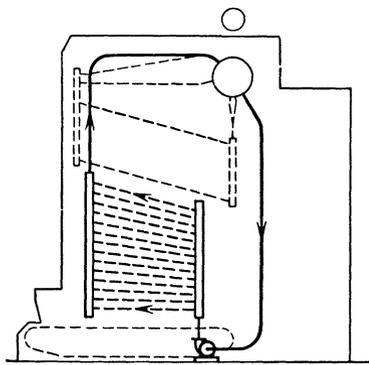


Abb. 47. Schema des La Mont-Verfahrens.

La Mont-Rohre haben sich zur nachträglichen Auskleidung von Feuer-raumwänden mit Kühlfläche als besonders geeignet erwiesen, da die Rohre sich den jeweiligen Raumverhältnissen bequem anpassen lassen. Es spielt keine Rolle, unter welcher Neigung sie verlegt werden und ob das Wasser von oben nach unten oder umgekehrt strömt. Der La Mont-Kessel soll gegen Kesselstein unempfindlich sein, da durch hohe Geschwindigkeit des Wassers und Dampf-Wassergemisches

in den Rohren eine derartige Turbulenz eintritt, daß Kesselstein sich nicht ansetzen kann.

c) Die Hochdruck-Sonderkessel.

Als die Verwendung von Hochdruckdampf als notwendig erkannt worden war und es sich darum handelte, einen Kessel zu schaffen, der Dampf von 100 atü und mehr betriebssicher und in ausreichender Menge liefern konnte, hielt man dies zunächst auf dem Wege der Weiterentwicklung der bestehenden Kesselbauarten nicht für möglich. Es wurden daher eine Reihe Sonderbauarten [Vereinigung der Elektr.-Werke, Bericht über die 2. Mitgliederversammlung der Studienkommission für Hochdruckanlagen am 29. und 30. September 1927] durchgebildet.

a) Schmidt-Kessel [Hartmann: Wärme 54, 503 (1931)]. Der Schmidt-Kessel gehört zu den indirekten Dampferzeugern. Er besitzt zwei Wasser-Dampf-Kreisläufe. Im Primärkreislauf, der eine einmalige Füllung mit reinem Destillat erhält, wird in den Schlangen *H* (Abb. 48) vorgewärmtes Wasser auf Siedetemperatur erhitzt und verdampft. Der in der Trommel *D* abgeschiedene Dampf strömt den Heizelementen *R* zu, die innerhalb der Kesseltrommel *V* liegen, und gibt dort seine Verdampfungswärme an den Wasserinhalt der Trommel ab. Anschließend wird

ihm im Vorwärmer *K* ein weiterer Teil seiner Wärme entzogen; der Kreislauf beginnt dann wieder von neuem. Im Sekundärsystem wird der Betriebsdampf erzeugt; es besteht aus der Hochdruck-Kesseltrommel *V* und einem Überhitzer. Die Arbeitsweise bedingt im Primärkreislauf einen Druck, der wesentlich (20—40 at) über dem Druck des nach außen abgegebenen Betriebsdampfes liegt.

β) **Benson-Kessel** [Gleichmann: Ztschr. Ver. Dtsch. Ing. 72, 1037 (1928); Arch. Wärmewirtsch. 14, 145 (1933)]. Der Benson-Kessel war ursprünglich für den Betrieb bei kritischem Druck (225 ata, s. S. 185) gebaut. Er besteht nur aus Rohrschlangen und besitzt, da die Verdampfung beim kritischen Druck ohne Volumenzunahme vor sich geht, keinen besonderen Ausdampfraum (Kesseltrommel). Das Speisewasser wird mit überkritischem Druck in das Rohrsystem gepumpt und durchströmt zwangsläufig die Vorwärmer-, Verdampfer- und Überhitzerschlangen. Der erzeugte Dampf von etwa 450° wird meist bis zum Turbineneintrittsventil auf 200—160 at gedrosselt und nochmals überhitzt.

Neuere Versuche bis herab zu 30 at haben gezeigt, daß sich Dampf in Röhrenkesseln auch bei weit unterhalb des kritischen Druckes liegenden

Drücken betriebssicher erzeugen läßt. Unter Ausnutzung der darin liegenden Möglichkeit, den Kesseldruck während des Betriebes beliebig zu ändern, und unter Berücksichtigung der Tatsache, daß sich das spezifische Volumen des Dampfes etwa umgekehrt proportional mit dem Dampfdruck ändert, ist man beim Benson-Aggregat dazu übergegangen, die Turbinenleistung durch Druckänderung zu regeln. Für den Kessel (Abb. 49) ergibt sich hieraus das Neuartige, daß er mit ständig wechselndem Druck arbeitet.

γ) **Atmoskessels** [Josse: Ztschr. Ver. Dtsch. Ing. 69, 169 (1925); Arch. Wärmewirtsch. 11, 5 (1930)]. Beim Atmoskessel wird eine sichere Abführung der Dampfblasen von der Wand und eine gleichmäßige Beheizung aller im Feuer liegenden Kesselteile dadurch erreicht, daß die

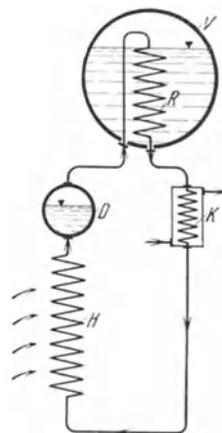


Abb. 48. Schema des Schmidt-Kessels.

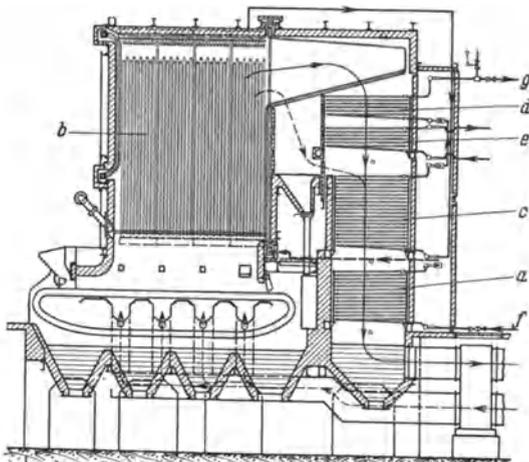


Abb. 49. Benson-Kessel mit Wanderrost und Kohlenstaubzusatzfeuerung (Siemens-Schuckert).
a Vorwärmer, *b* Strahlungsteil, *c* Verdampfungsteil,
d Überhitzer, *e* Zwischenüberhitzer, *f* Speisewassereintritt,
g Dampfaustritt.

γ) **Atmoskessels** [Josse: Ztschr. Ver. Dtsch. Ing. 69, 169 (1925); Arch. Wärmewirtsch. 11, 5 (1930)]. Beim Atmoskessel wird eine sichere Abführung der Dampfblasen von der Wand und eine gleichmäßige Beheizung aller im Feuer liegenden Kesselteile dadurch erreicht, daß die

von außen beheizten Verdampfertrommeln rotieren. Für die Zuführung des Speisewassers und die Entnahme des Sattedampfes sind Stopfbuchsen erforderlich, die bei neueren Ausführungen beide am selben Trommelende liegen. Den Trommeln ist ein gemeinsamer Überhitzer nachgeschaltet. Die Erkennung der jeweiligen Wasserhöhe ist durch einen Spezialwasserstandanzeiger ermöglicht. Ursprünglich machten die Trommeln 300 Umläufe in der min, so daß sich ein Wasserring bildete und die Dampfblasen nach der Mitte gedrängt wurden. Bei den neueren Käfigrotoren ist die Trommel zur Vergrößerung der Heizfläche rings von zahlreichen, kleineren Trommeln umgeben. Ihre Drehzahl ist mit etwa 15 je min so gering, daß die einzelnen Wasserspiegel fast waagrecht bleiben. Ein Rotor leistet 15—20 t/h Dampf von 100 atü.

d) Löffler-Kessel [Löffler: Ztschr. Ver. Dtsch. Ing. 72, 1353 (1928); Sonderdruck „Der Löffler-Kessel“, gesammelte Vorträge,

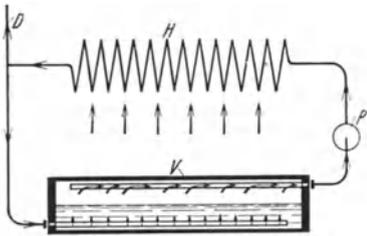


Abb. 50. Schema des Löffler-Verfahrens.

gehalten während der Weltkraftkonferenz 1930, herausgeg. von der Witkowitz Bergbau- und Eisenhüttengewerkschaft]. Der Löffler-Kessel (Abb. 50 u. 51) ist ein indirekter Dampferzeuger mit Zwangsumlauf. Er besteht im wesentlichen aus einem direkt beheizten Überhitzer H und einer indirekt beheizten Trommel V . In den Wasserinhalt der Trommel wird hochüberhitzter Hochdruckdampf geleitet,

um hochgespannten Sattedampf zu erzeugen. Dieser Sattedampf wird von einer Umwälzpumpe P abgesaugt und in den Überhitzer gedrückt, wo er auf eine Temperatur von 500° erhitzt wird. Hinter dem Überhitzer geht ein Teil des Dampfes zur Verbrauchsstelle, die Hauptmenge jedoch zurück zur Trommel, um von neuem Dampf zu erzeugen. In dieser Schaltung, bei der etwa 3—4mal soviel Dampf umgewälzt als an das Netz abgegeben wird, liegt eine hervorragende Sicherung begründet. Selbst wenn plötzlich die gesamte Last ausfällt, wird der Überhitzer ständig ausreichend mit Dampf beschickt und kann keine zu hohen Temperaturen annehmen. Das Löffler-Verfahren ist als ausgesprochenes Hochdruckverfahren für Drücke von etwa 80 atü aufwärts anwendbar. Bei niedrigen Drücken beeinträchtigt der hohe Energiebedarf der Umwälzpumpe die Wirtschaftlichkeit.

d) Automatische Kessel.

Mit zunehmender Verfeinerung und Vielgestaltigkeit der Regelung wurden die Voraussetzungen zum vollautomatischen Betrieb von Dampfkesseln geschaffen. Derartige Kessel, die auf Öl oder Gas als Brennstoffe angewiesen sind, lassen sich wie eine Brennkraftmaschine regeln. Wassermumlauf und Zuführung der Verbrennungsluft sind zwangläufig. Die Anfahrzeit aus dem kalten Zustand zählt nur nach Minuten [Heunig: Arch. Wärmewirtsch. 15, 37 (1934)].

Für hohe Drücke (100 at) sind Einrohrkessel mehrfach als Fahrzeugkessel entwickelt worden. Als stationärer Kessel ist der Sulzer-Einrohr-

Hochdruckdampferzeuger [Schweiz. Bauztg. 100, 203 (1932). — Stodola: Ztschr. Ver. Dtsch. Ing. 77, 1225 (1933)] zu nennen. Einrohrkessel bestehen aus einem, mitunter kilometerlangen Rohr, in das (wie beim Benson-Kessel) an einem Ende Wasser eingespeist, und aus dem am

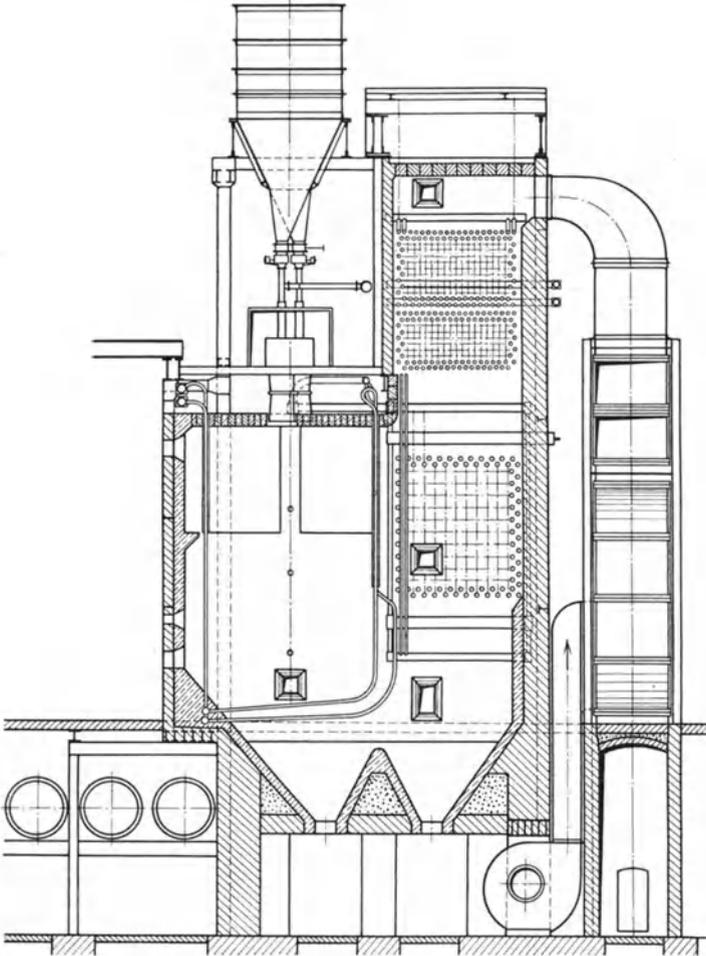


Abb. 51. Löffler-Kessel. 130 atü Betriebsdruck, 500° Überhitzungstemperatur, 75 t/h Dampfleistung.

anderen Ende überhitzter Dampf entnommen wird. Auf eine Ausdampftrommel kann verzichtet werden. Wegen des geringen Wasserinhalts weisen diese Kessel trotz des hohen Dampfdruckes hohe Betriebssicherheit auf.

Im Brown-Boveri-Dampferzeuger [BBC Nachr. 1932, Heft 1. — Noack: Ztschr. Ver. Dtsch. Ing. 76, 1033 (1932)], der für mittlere

Dampfdrücke ausgeführt und mit Fliehkraftdampfabscheider ausgerüstet ist, findet die Verbrennung unter einem Druck von etwa 2 ata statt. Bei den hohen, sich hieraus ergebenden Gasgeschwindigkeiten (200 m/s und mehr) und den ebenfalls hohen Wassergeschwindigkeiten werden die Ausmaße der Zugquerschnitte und der Heizflächen außerordentlich klein. Der Kessel wird in Verbindung mit einer Gasturbine betrieben, um den erforderlichen Gasdruck für die Feuerung zu erhalten und um die Abgase weiter auszunutzen zu können.

e) Zweistoffverfahren.

α) Quecksilberdampfkessel. Aus dem Bestreben heraus, Arbeitsverfahren mit höherem als dem mit Wasserdampf erreichbaren Wirkungsgrad

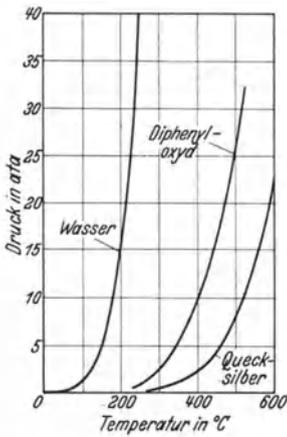


Abb. 52.
Siededrucke für verschiedene Arbeitsmittel abhängig von der Siedetemperatur.

zu schaffen, sind die Zweistoffverfahren entstanden [Loschge: Arch. Wärmewirtsch. **9**, 75 (1928). — Münzinger: Ztsch. Ver. Dtsch. Ing. **75**, 505 (1931)]. Hierfür benutzt man Stoffe, deren Siedetemperatur selbst bei geringem Druck weit oberhalb der des Wasserdampfes liegt; bisher hat nur Quecksilber Eingang in die Praxis gefunden. Daneben wird Phenyläther (Diphenyloxyd) als flüssiger Wärmeträger benutzt. Wie aus den Siedekurven (Abb. 52) ersichtlich ist, läßt sich mit beiden Stoffen nur ein Teil des mit Wasserdampf ausnutzbaren Temperaturgefälles ausnutzen, den Rest muß wieder der Wasserdampf übernehmen. Der thermische Wirkungsgrad des Zweistoffprozesses übertrifft den des Einstoffprozesses um so mehr, mit je höherer Temperatur der Sattndampf des zweiten Mediums (Quecksilber) dem Arbeitsprozeß zugeführt werden kann.

In einem Sonderkessel wird das höher siedende Medium verdampft und leicht überhitzt [Elektr.-Wirtsch. **30**, 233 (1931)]. Nachdem es in einer Kraftmaschine Arbeit geleistet hat, wird es in einem Kondensator niedergeschlagen, der zugleich als Wasserdampfkessel dient und wasserseitig unter dem der Kondensationstemperatur entsprechenden Druck steht. Die gegenüber dem Einstoffbetrieb errechneten Ersparnisse sind durch die Praxis bestätigt worden. Nachteile sind dagegen die Komplizierung des Betriebes durch das Arbeiten mit zwei verschiedenen Mitteln in getrennten Kreisläufen und die Giftigkeit der Quecksilberdämpfe. In Amerika sind mehrere Quecksilberdampfkessel erfolgreich in Betrieb.

β) Koenemann-Verfahren [Koenemann: 2. Weltkraftkonferenz 1930, Sektion 10, Bericht Nr. 15]. Das Koenemann-Verfahren, das sich noch im Versuchsstadium befindet, arbeitet ebenfalls mit zwei Stoffen: mit Wasserdampf und einem Ammoniakat; als nach außen abgegebenes Arbeitsmittel tritt nur Wasserdampf in Erscheinung. Die Tatsache, daß eine Lösung einen höheren Siedepunkt besitzt als das

Lösungsmittel bei gleichem Druck, wird benutzt, um auf dem Wege reinen Wärmeaustausches Abdampf in Dampf höheren Druckes umzuwandeln.

f) Elektrodampfkessel.

Elektrodampfkessel werden für kleinere Leistungen mit Widerstandsheizung, für größere Leistungen mit Elektroden ausgerüstet. Wasserzersetzung und Wasserstoffbildung tritt bei reinem Speisewasser nicht ein. Die Wirkungsgrade von Elektrodampfkesseln halten sich um 95 bis 98%. Der Elektrodampfkessel ist nur dort rentabel, wo elektrische Energie zu ausnehmend niedrigem Preis anfällt, wie bei Wasserkraftwerken mit schwankender Belastung. Der Elektrokessel hat dann meist die Funktion eines Dampfspeichers; jedoch werden Elektrokessel auch zur Frischdampferzeugung benutzt.

6. Die Aufteilung der Dampfleistung im Kesselhaus.

Die Frage, auf wieviel Einheiten die Dampfleistung eines Kesselhauses zweckmäßig verteilt wird, muß auf Grund wirtschaftlicher Erwägungen entschieden werden. Große Einheiten bringen den Vorteil billigerer Grundstücks-, Bau-, Betriebs- und Bedienungskosten. Kleinere Einheiten bedingen geringeren Ausfall bei Betriebsstörungen und Überholungen. Der Vorteil kürzerer Anheizzeit gegenüber Großkesseln trifft auf neuzeitliche Kessel nur bedingt zu. Auch für die Erreichung des Beharrungszustandes (s. S. 194) ist nicht die Kesselgröße, sondern die Bauart maßgebend. Der etwas geringere Wirkungsgrad des kleineren Kessels fällt gegenüber den anderen Momenten nicht ins Gewicht.

Hinsichtlich der Lage des Kesselhauses zum Maschinenhaus wird man sich unter Berücksichtigung der Anlage- und Bedienungskosten für die Anordnung entscheiden, bei der sich die kürzesten Dampfleitungen zwischen Kesseln und Verbrauchern ergeben.

7. Ausblick.

Von den zahlreichen neben den Normalkesseln bestehenden Konstruktionen zur Erzeugung von Hochdruckdampf oder zur Verbesserung der Wirtschaftlichkeit hat bisher keine in größerem Umfang Eingang in die Praxis gefunden [Münzinger: Ztschr. Ver. Dtsch. Ing. 75, 505 (1931)]. Wenn einige Verfahren den Anspruch erheben, mit nur mäßig aufbereitetem Speisewasser auszukommen, so trifft dies insoweit zu, als hierdurch keine Rohrdurchbrenner oder Explosionen hervorgerufen werden können, da sich der Kesselstein an Stellen absetzt, die nur mäßige Temperaturen annehmen (s. auch S. 246). Der Hochdruckkessel normaler Bauart hat sich ebenfalls als betriebssicher erwiesen. So befinden sich die beiden ersten 120 atü-Steilrohrkessel bei der Ilse Bergbau A. G. seit ihrer anstandslosen Inbetriebnahme störungsfrei in angestrengtem Dauerbetrieb [Schöne: Vierte Mitgliederversammlung der Studienkommission für Hochdruckanlagen am 22. und 23. Februar 1929; Sonderheft der Vereinigung der Großkesselbesitzer, Berlin 1932]. In Amerika sind bereits seit Jahren

zahlreiche Kessel mit Drücken von 84, 98 und mehr als 100 atü in Betrieb, und zwar ausnahmslos normale Steilrohr- und Sektionalkessel. Nur diejenigen Sonderverfahren dürften daher Aussicht haben, sich durchzusetzen, die — gleiche Betriebssicherheit und Leistungsfähigkeit vorausgesetzt — preislich günstiger liegen oder unter Einbeziehung des Eigenmehrverbrauchs mit wesentlich höherem thermischen Wirkungsgrad arbeiten.

In diesem Zusammenhang mag es von Interesse sein, den Ausführungen von Orrok [Ztschr. Ver. Dtsch. Ing. 75, 406 (1931); Power 73 I, 334 (1931)] über den Kessel der Zukunft zu folgen. Zur Beheizung will er ausschließlich Gas verwenden, um die vorhandenen Brennstoffe besser auszunutzen und den Kesselbetrieb einfacher und rauch- und staubfrei zu gestalten. (Dieser weitgehenden Verwendung von Gas stehen vorläufig wesentliche Schwierigkeiten entgegen.) Größere Kessel sollen aus einer großen Anzahl Einheiten genormter Hochleistungskessel bestehen, die über- und nebeneinander in einem Block angeordnet sind; im Betrieb würden je nach dem Dampfbedarf einzelne Einheiten zu- oder abgeschaltet. Geringer Wasserinhalt, kleiner Feuerraum, hohe Gasgeschwindigkeit und bei guter Wärmeübertragung kleine Heizflächen sowie gute Regelbarkeit wären die Kennzeichen des einzelnen genormten Kessels. Besondere Kesselhäuser wären nicht mehr erforderlich, die Kessel würden vielmehr zusammen mit den Turbinen unter einem Dach ohne Zwischenwand aufgestellt.

In der bisherigen Entwicklung ist das Streben nach Erhöhung des Temperaturgefälles und der Gasgeschwindigkeit, Verkleinerung der Kessel und teilweiser Automatisierung unverkennbar. Es darf aber nicht übersehen werden, daß diese Bestrebungen vorläufig nur in Betrieben mit gut eingearbeitetem Personal zur Auswirkung gelangen können.

C. Zusätzliche Einrichtungen und Zubehörteile zum Dampfkessel.

1. Vorwärmer.

a) Wasservorwärmer.

Literatur: Possner: Die Gestaltung und Berechnung von Rauchgasvorwärmern. Berlin: Julius Springer 1929.

Die Abgasheizflächen oder nachgeschalteten Heizflächen dienen dazu, die aus dem Kessel austretenden Heizgase weiter auszunutzen. Hierzu werden vorzugsweise Speisewasservorwärmer, auch *Ekonomiser* genannt, und Luftvorwärmer verwendet. Die unterste Grenze für die Temperatur der aus der eigentlichen Kesselheizfläche austretenden Gase ist durch die Siedetemperatur des Wassers bestimmt und liegt mindestens 100 bis 150° über dieser. Meist ist sie hoch genug, um die Nachschaltung von Abgasheizfläche geraten erscheinen zu lassen. Bei Hochleistungskesseln, die mit hohem Temperaturgefälle arbeiten, und bei Hochdruckkesseln, bei denen die Siedetemperatur zwischen 300 und 350° liegt, wird das Nach-

schalten von Abgasheizfläche zur Notwendigkeit, um einen guten Gesamtwirkungsgrad zu erhalten. Gerade bei Hochdruckkesseln kommt der Vorwärmung besondere Bedeutung zu. Unter Annahme einer Speisewassertemperatur von 40° sind bei einem Druck von 10 ata 141,3 kcal/kg bis zur Aufwärmung auf die Siedetemperatur aufzuwenden, bei 100 ata dagegen 288,7 kcal/kg. Die zugehörigen Verdampfungswärmen sind 483,1 und 311,8 kcal/kg.

Abkühlung der Rauchgase bis unter den Taupunkt (Abb. 53) [Das Kraftwerk. AEG-Mitt. 1931, 75] ist zu vermeiden, da der Gehalt der Rauchgase an Schwefeldi- und -trioxyd die Gefahr der Säurebildung und damit der Korrosion des Materials in sich birgt.

Um beim Anheizen oder in Störungsfällen unter Ausschaltung des Vorwärmers direkt in den Kessel speisen zu können, wird eine Umföhrungspeiseleitung und ein Leerzug vorgesehen. Hinsichtlich der Schaltung der einzelnen Röhre innerhalb des Vorwärmers ist zwischen Parallel-, Hintereinander- und gemischter Schaltung zu unterscheiden.

Zur Berechnung des Vorwärmers wird auf die Gleichungen (32—36), S. 190 zurückgegriffen. Die von den Rauchgasen an den Vorwärmer abgegebene Wärmemenge ist

$$Q_e = BVC_p(t_e - t_a) \text{ kcal/h}, \quad (46)$$

die vom Wasser aufgenommene Wärmemenge

$$Q_e = D(t_{w_2} - t_{w_1}) = D \Delta t_w \text{ kcal/h} \quad (47)$$

mit der spezifischen Wärme des Wassers $c \sim 1 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C}$. Hieraus ergibt sich die Aufwärmung des Wassers zu

$$\Delta t_w = \frac{Q_e}{D} = \frac{BVC_p(t_e - t_a)}{D} \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (48)$$

Die Heizfläche, das ist die gesamte rauchgasberührte Oberfläche, berechnet sich aus

$$Q_e = kF_e \Delta t_{m_e} \text{ kcal/h} \quad (49)$$

$$\text{zu} \quad F_e = \frac{Q_e}{k \Delta t_{m_e}} \text{ m}^2 \quad (50)$$

$$\text{mit} \quad \Delta t_{m_e} \sim \frac{t_e + t_a}{2} - \frac{t_{w_1} + t_{w_2}}{2} \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (51)$$

Die Wärmedurchgangszahl k wird von den jeweiligen Betriebsverhältnissen und insbesondere von der Bauart beeinflusst. Bei Rippenröhren kann man mit $6\text{--}20 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$, bei Glattrohren mit $10\text{--}40 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$ rechnen. Welchen Temperaturabfall auf der Gasseite die Aufwärmung des Wassers um 1° erfordert, gibt die spezifische Gasabkühlung an:

$$m = \frac{\Delta t_{\text{Gas}}}{\Delta t_{\text{Wasser}}} = \frac{t_e - t_a}{t_{w_2} - t_{w_1}} \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (52)$$

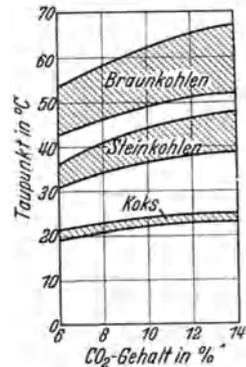


Abb. 53. Taupunkt der Abgase verschiedener Brennstoffe abhängig vom CO₂-Gehalt.

Die Hauptausführungsformen des Vorwärmers [Frantz: Wärme 51, 527 (1928)] sind der Glattrohr-, Rippenrohr- und Schlangenrohrvorwärmer, der als erste Vorwärmerkonstruktion auf den Markt kam, besteht aus senkrecht angeordneten gußeisernen Rohren, die oben und unten durch Sammler zur Wasserab- und -zuführung verbunden sind. Das Wasser wird von unten nach oben durch die von außen beheizten Rohre gedrückt. Die Heizflächenleistung ist gering, der Raumbedarf groß, außerdem Wartung nicht entbehrlich. Er ist noch in vielen Betrieben anzutreffen, wird aber heute kaum noch gebaut,

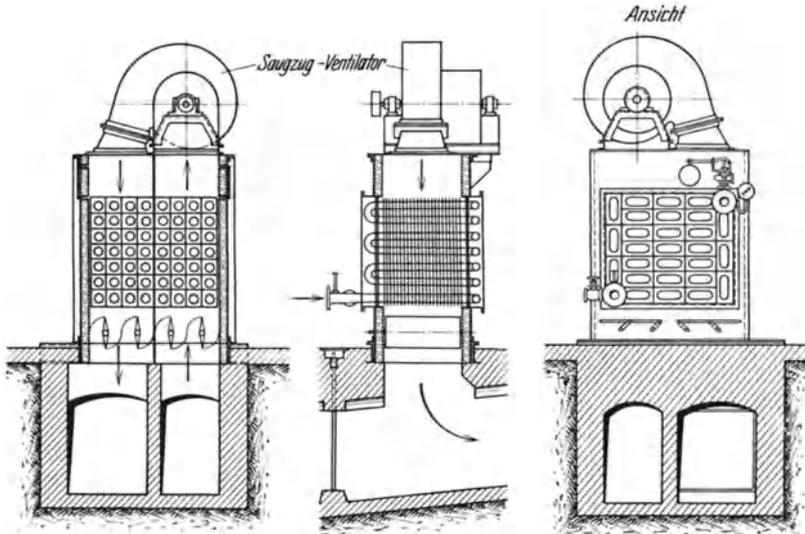


Abb. 54. Saugzugökonomiser der Vereinigten Ökonomiserwerke.

da wirtschaftlichere und betriebssicherere Konstruktionen durchgebildet worden sind.

Die weiteste Verbreitung hat der Rippenrohrvorwärmer gefunden (Abb. 54). Er leitet seinen Namen davon ab, daß die wasserdurchflossenen, durch Krümmer miteinander verbundenen Rohre außen ziemlich dicht mit Rippen besetzt sind. Die Rippen der überwiegend verwendeten Rippenrohrekonomiser bestehen zusammen mit dem gegossenen Rohr aus einem Stück (Abb. 55 und 56). Bei anderen Konstruktionen werden sie als fortlaufende Spirale auf Guß- oder Stahlrohre aufgepreßt (Schneckenrippenrohr). Der Nutzen der Rippen erhellt daraus, daß sich die Wärmeübergangszahl vom Rauchgas an die Heizfläche in der Größenordnung von $25 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$ hält und von $2000 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$ für den Übergang von der Heizfläche an das Wasser. Rippenform, -höhe, -stärke und -abstand sind Gegenstand zahlreicher Untersuchungen geworden [Neusselt: Arch. Wärmewirtsch. 10, 51 (1929). — Schmidt-Hindenburg: Arch. Wärmewirtsch. 12, 327 (1931). — Burwick: Wärme 54, 551 (1931)], die zur Ausbildung von raumsparenden Hochleistungsrippen-

rohren geführt haben. Neuerdings ist die heizgasberührte Oberfläche durch Unterteilung der Rippen weiter vergrößert worden (Nadelekonomiser).

Der Rippenrohrekonomiser hat sich für niedrige und mittlere Drücke bestens bewährt; er ist jedoch für höchste Drücke ungeeignet, da Gußeisen den hierbei auftretenden Beanspruchungen nicht gewachsen ist. Bei Hochdruckkesseln verwendet man daher schmiedeiserne Schlangen als erprobte Elemente zur Aufnahme hoher Drücke und Temperaturen, wie sie bei Überhitzern seit langem üblich sind.

Beim Übergang zu hohen Drücken trat immer mehr das Bedürfnis auf, die teure Kesselheizfläche ausschließlich zum Verdampfen und nicht mehr zum Vorwärmen des Wassers zu benutzen. Bei Verwendung von Rohrschlangen, die direkt in die Kesseltrommel eingewalzt werden, ohne Zwischenschaltung eines Absperrorgans, hat man die Möglichkeit, die Vorwärmung im Ekonomiser bis zur Verdampfung zu treiben, ohne Wasserschläge befürchten zu müssen (Abb. 41, S. 213). Durch diese enge Verbindung mit dem Kessel sind Vorwärmer und Kessel zu einem organischen Ganzen zusammengewachsen.

Ferner seien die umlaufenden Vorwärmer erwähnt; bei diesen durchfließt das Wasser kurze in einer rotierenden Trommel angeordnete Rohre. Die Bewegung der Heizfläche im Gasstrom dient der Steigerung des Wärmeüberganges. Zur Zu- und Abführung des Wassers sind Stopfbuchsen erforderlich.

b) Luftvorwärmer.

Literatur: Gumz: Die Luftvorwärmung im Dampfkesselbetrieb, 2. Aufl. Leipzig: O. Spamer 1933.

Der Wasservorwärmer entlastet den Kessel zu einem Teil von der Aufwärmung des Speisewassers. Bei gleichem Brennstoffverbrauch, Feuerungswirkungsgrad und Wärmebelastung der Heizfläche werden mit Ekonomiser höhere Kesselheizflächenleistungen erreicht. Der Ekonomiser wirkt als Teil des Kessels; der mit ihm erzielte Wärmegewinn kann dem Kesselwirkungsgrad direkt zugezählt werden (Abb. 57). Der Lufterhitzer dagegen erscheint in der Wärmebilanz nur auf der Gasseite. Die mit dem Lufterhitzer den Gasen entzogene Wärmemenge wird dem Kessel auf dem Umweg über die Feuerung wieder zugeführt und erhöht das Temperaturgefälle an den Kesselheizflächen. Die Steigerung der Feuerraumtemperatur durch die Heißluft ist je nach dem Maß der Feuerraumkühlung sehr verschieden.

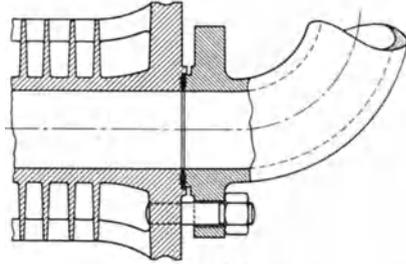


Abb. 55.
Rippenrohr des Füge-Ekonomisers.

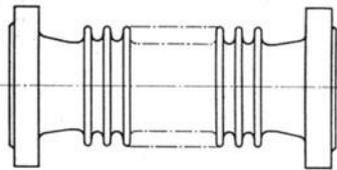


Abb. 56.
Rippenrohr des Ekonomisers der Vereinigten Ekonomiserwerke.

Bezeichnet L die durch den Lufterhitzer gehende gesamte Verbrennungsluftmenge in m^3/h und C_{p_l} die mittlere spezifische Wärme der Luft, dann lautet die Wärmegleichung für den Lufterhitzer [Gleichung (32), S. 190]

$$Q_l = BVC_{p_g} \Delta t_g = BLC_{p_l} \Delta t_l \text{ kcal/h} \quad (53)$$

$$\Delta t_g = t_e - t_a$$

$$\Delta t_l = t_{\text{Heißluft}} - t_{\text{Außenluft}}.$$

Für die Heizfläche des Rekuperativvorwärmers, die als Mittelwert zwischen gas- und luftberührter Fläche definiert ist, gilt Gleichung (34), S. 190

$$Q_l = kF_l \Delta t_{m_l} \text{ kcal/h} \quad (54)$$

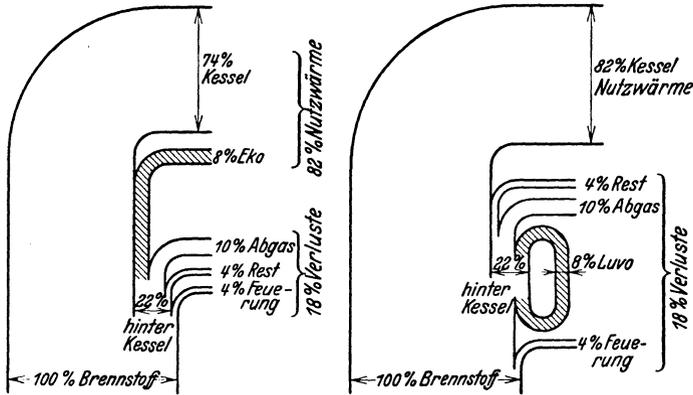


Abb. 57. Sankey-Diagramm für Kessel mit Economiser oder Lufterhitzer.

und daraus

$$F_l = \frac{Q_l}{k \Delta t_{m_l}} \text{ m}^2, \quad (55)$$

worin

$$\Delta t_{m_l} \sim \frac{\Delta t_g}{2} - \frac{\Delta t_l}{2} \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (56)$$

Für k kann 5—20 $\text{kcal}/\text{m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$ eingesetzt werden.

Die Luftvorwärmer [Gumz: Arch. Wärmewirtschaft. 10, 116 (1929)] arbeiten nach dem Rekuperativ- oder dem Regenerativverfahren. Zur ersten Gruppe gehören die Platten- und Röhrenlufterhitzer; der Hauptvertreter der zweiten ist der rotierende Ljungström-Vorwärmer.

Rekuperativvorwärmer. Der in Abb. 58 wiedergegebene Rotator-Taschenlufterhitzer besteht aus einer großen Anzahl in geringem Abstand voneinander angeordneter Bleche, die unter Zwischenlegung von Distanzringen zu montagefertigen Elementen zusammengeschraubt sind. Durch die Zwischenräume strömen abwechselnd Rauchgase (senkrecht) und Luft (waagrecht), und zwar im Kreuzstrom. Der Druckabfall läßt sich trotz der großen Reibungsflächen durch geschickte Anordnung gering halten. Plattenluftvorwärmer guter Konstruktion sind praktisch vollkommen dicht. Sie lassen sich gegebenen Raumverhältnissen gut anpassen. Eine Regelung der Heißlufttemperatur am Luftvorwärmeraustritt ist durch teilweise Luftkurzschaltung möglich. Um Taupunktunterschrei-

zung, das sog. Schwitzen, zu verhüten, kann durch Mischen von heißer und Frischluft die Eintrittstemperatur in den Luftherhitzer erhöht werden.

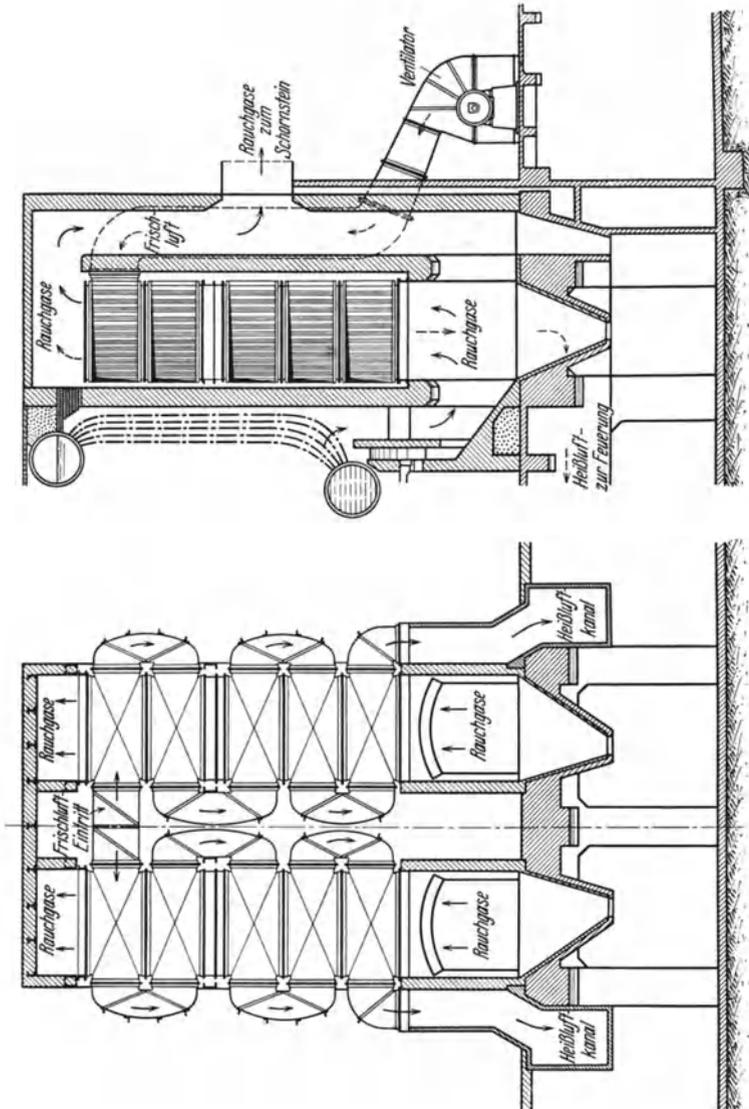


Abb. 58. Rotator-Luftherhitzer von 3600 m² Heizfläche.

Röhrenluftvorwärmer haben bisher in Deutschland keine große Verbreitung gefunden. Ihre Normalausführung und Betriebsweise entsprechen denen der Schlangenrohrekonominer. Mitunter umspült die Luft die durch die Rohre geführten Heizgase.

Regenerativvorwärmer. Der Wärmeaustausch vollzieht sich beim Ljungström-Vorwärmer (Abb. 59) innerhalb einer mit 2—4 Umdrehungen je min rotierenden Trommel, dem Rotor. Dieser enthält

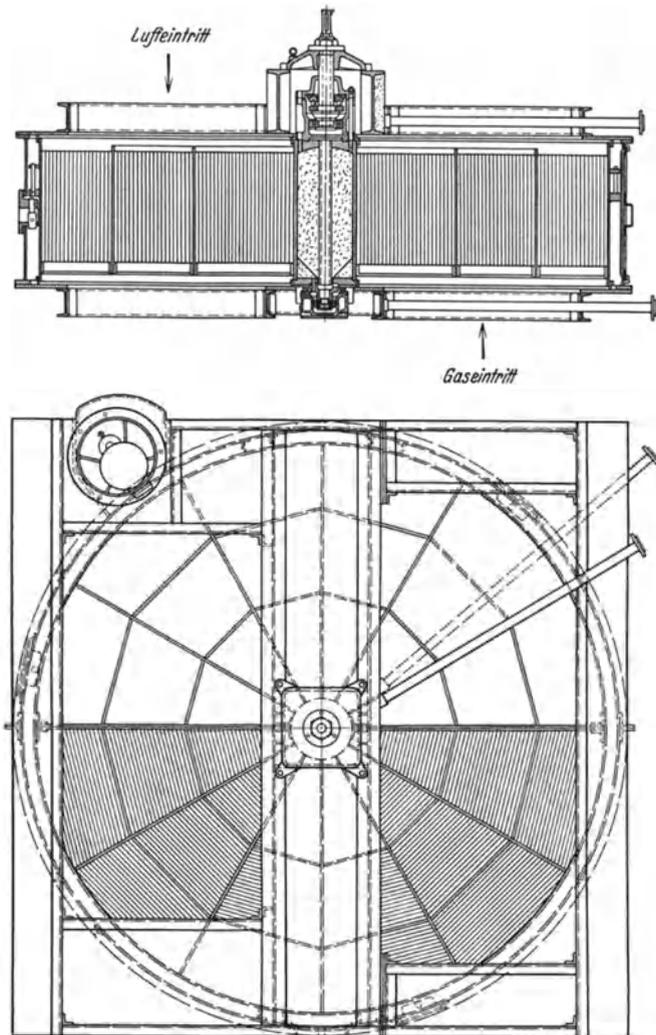


Abb. 59. Ljungström-Regenerativluftvorwärmer.

als Heizfläche wabenartig geschichtete Bleche; die abzukühlenden Rauchgase und die aufzuwärmende Luft werden parallel zur Drehachse in getrennten Strömen durch je eine Hälfte des Rotors geführt, so daß die Bleche die auf der Gasseite zugeführte Wärme aufnehmen, um sie auf der Luftseite wieder abzugeben. Um die Gas- und Luftströme

getrennt zu halten, ist die Trommel in Sektoren unterteilt. Die Trennwand zwischen Gas- und Luftkanälen ist ebenfalls sektorförmig ausgebildet. Die Regenerativvorwärmer bieten den Vorteil äußerst geringen Platzbedarfes. Sie werden mit senkrechter und waagerechter Welle ausgeführt. Ihr Kraftbedarf ist auch bei großen Einheiten nicht erheblich. Verunreinigungen setzen die Wirkung nicht wesentlich herab, erhöhen aber den Zugwiderstand.

Zur Kontrolle über Undichtigkeitsverluste und Verschmutzungsgrad empfiehlt sich bei Luftvorwärmern die laufende Messung des CO_2 - und Druckabfalles. Luftvorwärmer lassen sich mit Rußabblasevorrichtungen leicht reinigen.

Luftvorwärmer und Economiser werden häufig gemeinsam eingebaut. Bei kleineren und schwach belasteten Kesseln, sowie dann, wenn nur kaltes Wasser zur Verfügung steht, verdient der Economiser allein den Vorzug. In anderen Fällen, z. B. bei Hochleistungskesseln mit Anzapfvorwärmung, kann die ausschließliche Anwendung des Lufterhitzers angebracht sein. Dies kann auch dort der Fall sein, wo der Feuerraum weitgehend mit Strahlungsheizfläche ausgekleidet ist, und bei schwerzündenden Brennstoffen, zu deren Zündung und Verbrennung die sich einstellende Feuerraumtemperatur nicht ausreichen würde.

2. Wärmespeicher¹.

Im Kesselbetrieb ist stets mit Schwankungen in der Dampfnahme zu rechnen. Ihre Größe und Dauer richtet sich nach der Eigenart des Verbrauchers. Starke Lastschwankungen, wie sie besonders in Elektrizitätswerken (Morgen- und Abendspitze), Bahnkraftwerken und bestimmten Industriebetrieben (Färbereien) auftreten, würden teure Kesselreserven erfordern.

Zweckmäßiger ist es, die Kessel zu Zeiten geringen Dampfbedarfs auf Speicher arbeiten zu lassen, damit diese zu Zeiten hohen Bedarfs einspringen können. Dies bringt zweifachen Nutzen: Die Kesselanlage kann kleiner und daher billiger gehalten werden. Die Kessel können dauernd mit annähernd der gleichen Last durchfahren, was sich auf Wirkungsgrad und Lebensdauer günstig auswirkt.

Die anfänglich angewandte Speicherung in Raum- und Glockenspeichern hat man verlassen, da sich nur verhältnismäßig geringe Energiemengen im Dampf speichern lassen. Der heute gebräuchliche Speicher ist der Warmwasserspeicher, als dessen einfachste Form der Kessel mit reichlichem Wasserinhalt, der übliche Großwasserraumkessel, anzusehen ist. Der Wasserinhalt bildet einen vorzüglichen Puffer, der in kleineren Betrieben, besonders wenn es nicht auf genaue Einhaltung des Dampfdruckes ankommt, zum Auffangen der Belastungsstöße vollständig ausreicht.

a) Gleichdruckspeicher.

Unter den Wärmespeichern sind Gleichdruck- und Gefällespeicher zu unterscheiden. Der Gleichdruckspeicher [Koch: Arch. Wärmewirtsch.

¹ Vgl. Goldstein: Dampfspeicheranlagen. Berlin: Julius Springer 1933.

8, 394 (1927). — Marguerre-Koch: Wärme 52, 334 (1929)] wird mit Heißwasser oder Dampf gespeist und gibt Heißwasser ab. Er ist zum größten Teil mit Wasser gefüllt und besitzt nur einen kleinen Dampfraum, der mit dem Dampfraum des Kessels oder einer Leitung konstanten Druckes in Verbindung steht. In der ursprünglichen Schaltung wirkt der Gleichdruckspeicher nur als Vergrößerung des Wasserinhalts des Kessels. Eine Umwälzpumpe drückt das Speicherwasser in den Kessel, von wo aus das überschüssige Wasser durch eine Überlaufleitung wieder in den Speicher zurückfließt. Beim normalen Dampfbedarf wird das Speisewasser direkt in den Kessel gespeist. Bei Mehrbelastung wird die Speisung abgestellt und nur mittels der Umwälzpumpe aus dem Speicher gespeist. Geht die Belastung wieder zurück, wird der Speicher allmählich wieder aufgeladen. Bei längerer starker Dampfentnahme hat der Heizer Zeit, die Feuerung dem Mehrbedarf anzupassen.

Eine andere Schaltung ist die als Verdrängungsspeicher, wobei der Speicher im oberen Teil heißes, im unteren Teil weniger warmes Wasser enthält. Erfahrungsgemäß läßt sich verschieden warmes Wasser übereinander schichten, ohne daß eine nennenswerte Vermischung stattfindet. Im geladenen Zustand ist der Speicher nur mit heißem, im ungeladenen nur mit mäßig warmem Wasser gefüllt; darüber bleibt ein kleiner Dampfraum. Die Wassermenge bleibt im Verdrängungsspeicher konstant, es ändern sich nur die Anteile an verschieden heißem Wasser. Bei hohem Dampfbedarf wird das Speisewasser unten in den Speicher eingespeist und heißes Wasser oben entnommen. Bei geringer Belastung wird heißes Wasser oder Dampf aus dem Kessel oben zugeführt und das kältere Wasser dem Kessel als Speisewasser zugeedrückt. Im normalen Betrieb tritt der Speicher nicht in Tätigkeit.

b) Gefällespeicher.

Der Gefällespeicher wird mit Dampf konstanter Spannung gespeist und gibt Dampf ständig fallender Spannung ab. Der Speisedampf wird im Wasserinhalt des Speichers niedergeschlagen, in dem sich ein der Wassertemperatur entsprechender Druck einstellt. Beim Entladen wird aus dem Wasser nach Maßgabe des Druckabfalls in der Entnahmeleitung und unter Verringerung des Wärmeinhalts Dampf entwickelt.

Der Râteau-Speicher, der nur geringe Dampfmen gen zu speichern und abzugeben vermag, bleibt auf die wenigen Fälle beschränkt, in denen, wie in Walzwerken, nur kurzzeitige Stöße aufzunehmen sind. Das zulässige Druckgefälle beträgt höchstens 0,2 at.

Der verbreitetste Gefällespeicher ist der Ruths-Speicher [Bientzle-Praetorius: Arch. Wärmewirtsch. 10, 111 (1929). — Praetorius: Wärme 52, 341 (1929); Elektr.-Wirtsch. 28, 401 (1929). — Stein: Ztschr. Ver. Dtsch. Ing. 74, 754 (1930)] (Abb. 60). Er arbeitet bei der Dampfabgabe unabhängig von Feuerung und Kessel und kann daher bei Kesselstörungen für begrenzte Zeit die Dampflieferung übernehmen. Da er im Augenblick der Störung einspringt, bildet er eine ausgezeichnete Momentanreserve, soweit sein Ladezustand dies zuläßt. Die Speicherabmessungen können

um so kleiner gehalten werden, je größer das zulässige Druckgefälle ist. Einen wichtigen Bestandteil des Ruths-Speichers bilden die Regelventile,

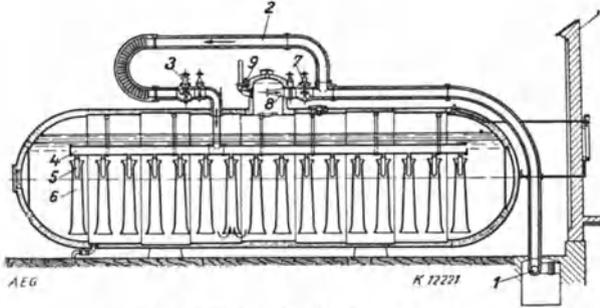


Abb. 60. Liegender Ruths-Speicher.

die durch Druckimpulse gesteuert werden, das Überströmventil vor dem Speicher von der Hochdruckleitung her und das Reduzierventil hinter dem Speicher von der Niederdruckleitung her. Die Ventile sorgen dafür, daß die Drücke in den Leitungen vor und hinter dem Speicher konstant gehalten werden. Sie sprechen auf Druckdifferenzen von etwa $\frac{1}{10}$ at an.

Die bisher größte Ruths-Speicheranlage mit 16 stehenden Speichern befindet sich im Kraftwerk Charlottenburg der Bewag [Wellmann: Ztschr. Ver. Dtsch. Ing. 74, 743 (1930). — Schulz-Gropp: Elektr.-Wirtsch. 29, 153 (1930)] (Abb. 61). Die Anlage ist imstande, bei einem Druckabfall von 13 auf 0,5 atü 67 000 kWh zu erzeugen und dabei Spitzen bis zu 40—50 000 kW zu übernehmen.

Der Ruths-Speicher ist in der Anschaffung teuer; man hat daher auch Gleichdruck- und Gefällespeicher derart kombiniert, daß der Gleichdruckspeicher die Überlasten von längerer Zeitdauer und mäßiger Höhe, der Gefällespeicher die kurzzeitigen hohen Spitzen übernimmt.

3. Armaturen

(s. auch S. 575).

Die feine Armatur des Kessels umfaßt alle Organe zur Speisung, Absperrung, Entnahme und Entleerung, das Sicherheitsventil und die Anzeige- und Regelvorrichtungen für den Stand des Wasserspiegels im Kessel. Überhitzer und Economiser erhalten Absperr- und Entleerungsvorrichtung und Sicherheitsventil.

Hoch- und Niederdruckarmaturen unterscheiden sich in Material, Formgebung, Herstellungsverfahren. Die Hochdruckarmatur [Koll-bohm: Arch. Wärmewirtsch. 10, 74 (1929). — Pichler: Ztschr. Ver.

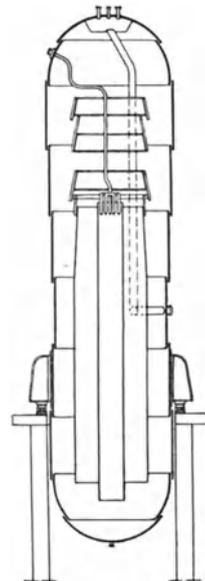


Abb. 61. Stehender Ruths-Speicher.

Dtsch. Ing. 76, 227 (1932)] ist aus dem Vollen geschmiedet. Dauernde Verbindungen werden durch Schweißen hergestellt; die Flanschen für die lösbaren Verbindungen meist als Anschweißenden ausgebildet und mit der Leitung verschweißt. Guß ist mit Ausnahme von hochwertigem Stahlguß nicht zulässig.

Das Verbindungselement zwischen dem Kessel und den Armaturen mit den zugehörigen Anschlußleitungen bilden Stutzen, die den Anschluß durch Anflanschen ermöglichen. Für niedrige Drücke und bei Großwasser-raumkesseln sind aufgenietete Stutzen üblich; bei Hochdruckkesseln dagegen werden ausschließlich, bei Mitteldruckkesseln überwiegend eingeschweißte Stutzen verwendet.

α) Speisevorrichtungen. Der Weg des Wassers führt von der Entnahmestelle (Stadtleitung, Brunnen, Kondensat) zunächst zur Wasseraufbereitungsanlage. Bis hierher steht das Wasser unter Atmosphärendruck oder geringem Überdruck. Dann wird es von der Kesselspeisepumpe zum Kesselaggregat mit einem über dem Kesseldruck liegenden Druck gefördert. Laut Gesetz müssen zur Speisung mindestens zwei voneinander unabhängige Vorrichtungen vorgesehen sein, die nicht von derselben Antriebsvorrichtung abhängen und von denen jede einzelne imstande sein soll, dem Kessel doppelt soviel Wasser zuzuführen als seiner normalen Verdampfungsfähigkeit entspricht. Als Pumpen werden Kolben- und Kreiselpumpen verwendet, und zwar Kolbenpumpen überwiegend für kleinere und mittlere Aggregate. Bevorzugt werden Duplexpumpen. Für höhere Leistungen und Drücke kommen ausschließlich Kreiselpumpen in Frage. Injektoren an Stelle der Pumpen findet man im stationären Kesselbau äußerst selten.

Ferner muß jede zum Dampfkessel führende Speiseleitung möglichst nahe am Kesselkörper ein Speiseventil besitzen, das beim Abstellen der Speisevorrichtung durch den Druck des Kesselwassers geschlossen wird (Speiserückschlagventil). Zwischen dem Kesselkörper und dem Rückschlagventil muß der Dampfkessel noch eine Absperrvorrichtung (Speiseabsperrventil) erhalten, auch wenn das Speiseventil absperrbar ist. Die Speiseleitung muß in solcher Höhe in den Kesselkörper einmünden, daß sich der Dampfkessel bei undichtem Rückschlagventil nicht durch die Speiseleitung entleeren kann. Das Speisewasser gelangt direkt oder über den Ekonomiser in den Kessel, an dem die Speiseleitung mittels des Speisestutzens angeschlossen ist. Das Wasser wird meist in den Wasser-raum eingespeist und innerhalb des Kessels durch eine Speiserinne oder ein mit Bohrungen versehenes Rohr möglichst verteilt.

β) Absperrorgane. Die Absperrorgane — Ventile und Schieber — haben den Zweck, den Lauf des Wassers und Dampfes vor, in und hinter dem Kessel zu steuern. Sie befinden sich mindestens an allen Ein- und Austrittsstellen des Kesselaggregats: an der Eintrittsstelle des Speisewassers das Speiseabsperrventil; zur Dampfentnahme aus dem Dampf-raum oder aus dem Überhitzer das Dampfabsperrventil; am tiefsten Punkt des Kessels zum Ablassen des Wasserinhalts das Ablaufventil. Soweit die Absperrorgane von denen des allgemeinen Rohrleitungs-

baues nicht abweichen, sind sie hier nicht behandelt (s. hierzu auch S. 575).

Ablaßventile. Zum Entleeren des Dampfkessels ist eine zuverlässige Vorrichtung vorzusehen, die sich unter vollem Kesseldruck betätigen lassen muß, um auch während des Betriebes den sich im untersten Teil des Kessels ansammelnden Schlamm entfernen zu können. Hierzu dienen Ablaß- oder Abschlammventile. Gerade beim hochbelasteten Kessel spielt häufiges oder ununterbrochenes Abschlämmen eine wichtige Rolle. Das Abschlammventil ist durch den Kesselstein gefährdet, der sich zwischen die Dichtflächen setzt und den dichten Schluß verhindert oder bei gewaltsamem Schließen die Dichtflächen beschädigt. Bei dem in Abb. 62 dargestellten Doppelventil werden diese Störungen dadurch vermieden, daß der glatte nach strömungstechnischen Gesichtspunkten ausgebildete Kanal keine toten Ecken zum Ablagern von Fremdstoffen bietet und für Ventilteller und -sitz härtestes Material zur Verwendung kommt. Die Anordnung zweier Ventile hintereinander gestattet Ausbau und Reparatur des äußeren, für gewöhnlich benutzten Ventils während des Betriebes.

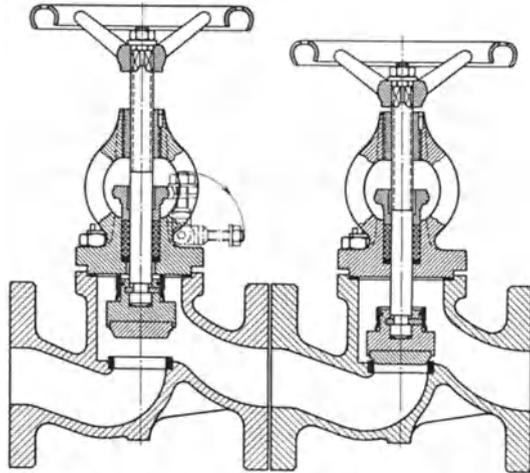


Abb. 62. „Rhei“-Doppel-Abschlammventil
(Schäffer & Budenberg).

γ) Sicherheitsventil. Jeder feststehende Dampfkessel ist mit wenigstens einem zuverlässigen Sicherheitsventil auszurüsten, das zum Abblasen von Dampf bei unzulässigem Druckanstieg dient; und zwar soll der Gesamtquerschnitt beim normalen Betrieb imstande sein, soviel Dampf abzuführen, daß die festgesetzte Dampfspannung höchstens um $\frac{1}{10}$ ihres Betrages überschritten wird. Landdampfkessel erhalten Ventile, bei denen der Ventilteller durch einen gewichtbelasteten Hebel auf seinen Sitz gedrückt wird. Der auf jedes Ventil ausgeübte Dampfdruck darf 600 kg nicht überschreiten, andernfalls sind mehrere Ventile anzuordnen. Man unterscheidet nach der Anzahl der auf einem Stutzen vereinigten Ventile ein-, zwei- und dreifache Sicherheitsventile. Ventile mit einer Hubhöhe von mindestens $\frac{1}{4}$ ihres lichten Durchmessers tragen die Bezeichnung Vollhub-Sicherheitsventile; sie besitzen am Ventilkörper einen vorstehenden Rand und eine Verlängerung des Gehäuses für den Ventilkörper, so daß der Dampf beim Abblasen unter den verbreiterten Rand treten und das Ventil hoch anheben muß (Abb. 63 und 64).

Der Durchtrittsquerschnitt wird als ausreichend erachtet, wenn er folgender Formel genügt:

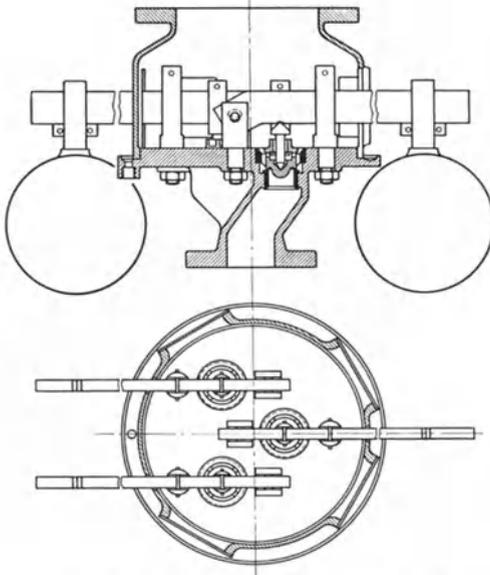


Abb. 63. Dreifach-Vollhub-Sicherheitsventil (Schäffer & Budenberg).

von denen wenigstens die eine ein Wasserstandsglas sein muß. Als zweite Vorrichtung sind ebenfalls ein Wasserstandsglas oder aber Probier-

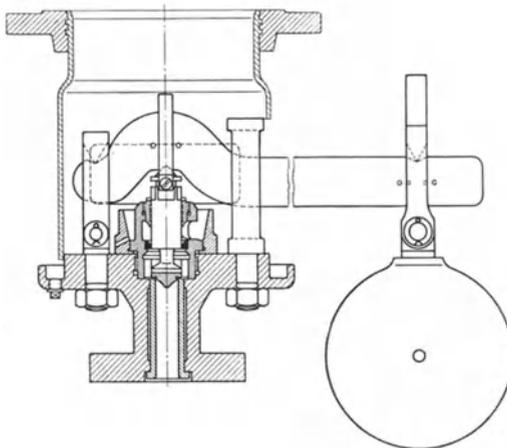


Abb. 64. Borsig-Höchstdruck-Sicherheitsventil.

dem Wasserstand für mittlere Drücke nach Abb. 65 pendelt das Wasser in einem von einem Stahlkörper gebildeten, nach vorn offenen Raum

$$F_v = k F_k \sqrt{\frac{1000}{p \cdot \gamma}} \text{ mm}^2 \quad (57)$$

F_v Ventilquerschnitt in mm^2 ,
 k 15 für Nieder- und Hochhub,
 5 für Vollhub,

F_k Kesselheizfläche in m^2 ,
 p höchster Betriebsüberdruck
 in kg/cm^2 ,
 γ spezifisches Gewicht des
 Dampfes vom Druck p in
 kg/m^3 .

In den meisten deutschen Ländern ist folgende Berechnungsweise, nach der sich kleinere Durchtrittsquerschnitte ergeben, auch zugelassen:

$$F_v = 3 \frac{D}{p} \text{ mm}^2$$

mit D = maximaler stündlicher Verdampfungsfähigkeit des Kessels in kg .

d) Wasserstand. Zur Erkennung der Wasserstandshöhe in jedem Kessel mindestens zwei geeignete Vorrichtungen anzubringen, von denen wenigstens die eine ein Wasserstandsglas sein muß. Als zweite Vorrichtung sind ebenfalls ein Wasserstandsglas oder aber Probierhähne üblich. Allen sichtbaren Wasserständen ist der Anschluß mittels zweier Stutzen an den Dampf- und Wasserraum des Kessels gemeinsam.

Die einfachste Form des Niederdruckwasserstandes ist ein mit dem Kesselinhalt kommunizierendes Glasrohr, das in Stopfbuchsen von den an den Stutzen befestigten Wasserstandsköpfen gehalten wird. Die Ventilköpfe sind absperrbar, der untere erhält ein Ablassventil. Diese Wasserstände werden bis etwa 15 atü gebaut. Bei

auf und nieder, dessen Vorderseite durch eine Glasplatte abgeschlossen wird. Die zur besseren Sicht gerillte rechteckige Glasplatte wird mittels schienenartiger Bügel auf die ganze Länge gegen den Stahlkörper gepreßt.

Mit dem Aufkommen höchster Drücke stellten sich hinsichtlich des Glasmaterials Schwierigkeiten heraus, da sich nur wenige Spezialgläser den Einflüssen des Kesselwassers gewachsen zeigten. Versuche mit anderen Stoffen ergaben eine bemerkenswerte Überlegenheit von Glimmer.

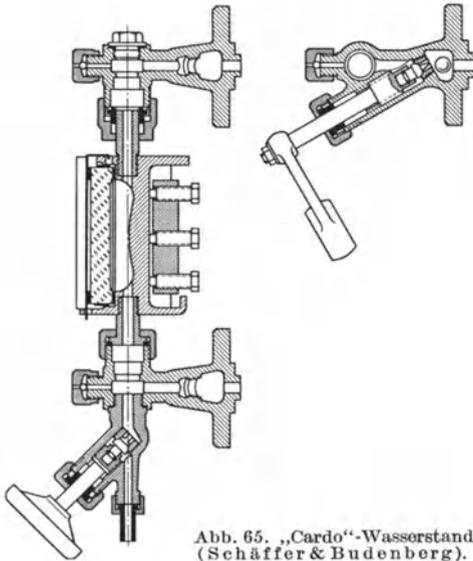


Abb. 65. „Cardo“-Wasserstand (Schäffer & Budenberg).

Abb. 66 zeigt einen Glimmerwasserstandeiger, der sich im Dauerbetrieb unter 120 atü Druck bewährt hat. Die beiden nur wenige mm starken Glimmerplatten, die Hochdruckdampf und -wasser von der Außen-

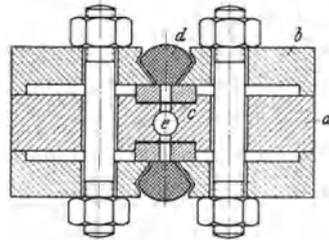


Abb. 66. Borsig-Höchstdruck-Glimmerwasserstand.
a Grundkörper, b Gegenhalter, c Glimmerplatte, d Glasprisma, e oszillierende Wassersäule.

luft trennen, werden durch Druckplatten auf den Grundkörper gepreßt. Das davorgeschaltete Glasprisma dient nur der besseren Sichtbarmachung des Wasserspiegels.

Außer den vorbeschriebenen optischen Wasserständen existieren zahlreiche auf anderen Prinzipien beruhende Konstruktionen, die sich aber nicht haben durchsetzen können. Dagegen hat sich der heruntergezogene Wasserstand, der den Wasserspiegel am Heizerstand in bequemer Ableshöhe nochmals sichtbar macht, allgemein eingeführt.

ε) Speiseregler. Die Aufrechterhaltung einer bestimmten Wasserstandshöhe in der Kesseltrommel ist für den Kesselbetrieb lebenswichtig. Dabei kommt es nicht darauf an, den Wasserstand unverrückbar in einer Stellung zu erhalten, vielmehr muß sich die Höhenlage des Wasserspiegels innerhalb gewisser Grenzen dem jeweiligen Betriebszustand anpassen. Der Regler soll bei starker Last niedrigen Wasserstand und bei schwacher Last hohen Wasserstand einregeln; man kann so die Speicherwirkung des Kessels während der Umstellung der Feuerungsleistung bei Lastwechseln ausnutzen. Die Handreglung stellt hohe

Anforderungen an die Aufmerksamkeit des Personals. Der empfindlicher reagierende automatische Speiseregler arbeitet wirtschaftlicher, da er allen Änderungen im Entstehen begegnet und den Kesseldruck konstant hält.

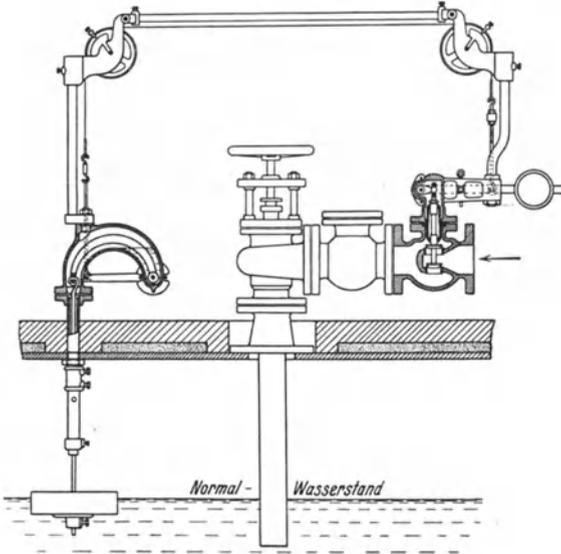


Abb. 67. Hannemann-Speiseregler.

Der Hannemann-Speiseregler (Abb. 67) überträgt die Bewegungen eines im Kessel befindlichen Tauchkörpers auf das außenliegende Regelventil. Je nach der Übersetzung vom Ventilkegel auf den Schwimmerhub ist die Größe des Speiseraums verschieden, so daß die Speisung der Betriebscharakteristik angepaßt werden kann. Eine von USA. übernommene Konstruktion zeigt Abb. 68. In einem kommunizierend mit

dem Kessel verbundenen Rohr ändert sich mit der Höhe des Wasserstandes die Länge des dampfgefüllten Teils. Dies bewirkt eine

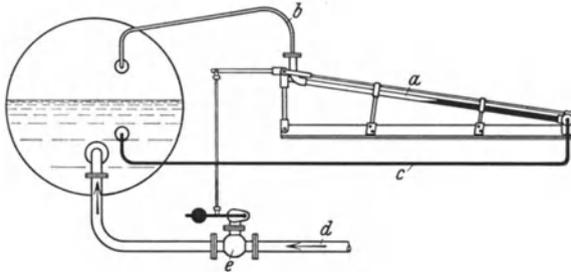


Abb. 68. Copes-Speiseregler der Feuerungsanlagen A.G. *a* Thermostat, *b* Dampfleitung, *c* Wasserleitung, *d* Speiseleitung, *e* Regelventil.

entsprechende Längenänderung des Rohres, die über eine Hebelübersetzung das Regulierventil beeinflusst.

Zur weiteren Kesselausrüstung gehören eine Wasserstandsmarke, ein Manometer und ein Fabrikschild.

4. Meß- und Regelinstrumente und Regelverfahren.

Die unter Benutzung der Meß- und Regelinstrumente entwickelten Regelverfahren haben die Aufgabe, einerseits den Zustand des abzu-

gebenden Dampfes unabhängig von der Entnahmemenge konstant zu halten und andererseits den Kesselbetrieb durch ständiges und stoßfreies Aufrechterhalten der günstigsten Betriebsverhältnisse wirtschaftlicher zu gestalten. Damit verbunden ist eine Schonung aller Betriebsmittel, sowie eine bessere Kontrolle der gesamten Anlage. Die im Kesselbetrieb gebräuchlichen Meß- und Regelinstrumente und Regelverfahren werden im Kapitel „Meß- und Regelverfahren“, Bd. I, S. 573 mitbehandelt.

5. Bau- und Betriebsstoffe¹.

a) Baustoffe.

Ordnungsgemäßer Kessel- und Feuerungsbetrieb hat richtige Wahl und Verarbeitung der Baustoffe zur Voraussetzung. Die hauptsächlichsten Kesselbaustoffe sind

Flußstahl	Bleche für Kesseltrommeln und -körper, Sektionalkammern, Rohre, Niete, Kesselgerüst
Legierte Stähle	Hochdrucktrommeln, hochwärmebeanspruchte Teile, Hochdruckarmaturen
Gußbeisen	Ökonomiser, Rohrleitungen, Armaturteile, Roststäbe, grobe Armatur
Stahlformguß	Armaturteile
Sonderguß	Rostteile
Metalllegierungen	Armaturteile
Mauersteine	Kesseleinmauerung
Feuerfeste Materialien	Ausmauerung für Räume mit hohen Temperaturen
Wärmeschutzmittel	für Kesselteile, Rohrleitungen, Wände.

Die weitaus wichtigste Rolle unter den Kesselbaustoffen spielt der Stahl, aus dem alle druckfesten Teile bestehen. Die Bauvorschriften schreiben für alle Kessel mindestens Siemens-Martin-Qualität vor. Dabei werden vier Blechsorten unterschieden:

F I	Bleche mit 35—44 kg/mm ² Zugfestigkeit und 10 kg/cm ² Kerbzähigkeit
F II	„ „ 41—50 „ „ „ 8 kg/cm ² „
F III	„ „ 44—53 „ „ „ „
F IV	„ „ 47—56 „ „ „ „

Für die Mindestdehnung gilt

Festigkeit in kg/mm ² .	über 46	45	44	43	42	41—37	36	35
Geringste Dehnung in % . .	20	21	22	23	24	25	26	27

Kesselteile mit hohen Arbeitstemperaturen (Überhitzerrohre, Hochdrucksiederrohre) werden aus legierten Stählen hergestellt, die auch in Gebieten hoher Temperatur noch hohe Streckgrenze und Dehnung besitzen, dabei aber gute Bearbeitbarkeit mit spanabhebenden Werkzeugen, gute Schmied- und Schweißbarkeit aufweisen. Über Eigenschaften und Verhalten von legierten Stählen siehe Bd. I, S. 496.

Aus normalem Guß werden druckfeste Teile für Ökonomiser nur für niedrige Drücke hergestellt; Ökonomiser für mittlere Drücke aus Perlitguß; Hochdruckökonomiser aus schmiedbarem Material, Einzelteile aus Stahlformguß.

¹ Stumper: Die Chemie der Bau- und Betriebsstoffe des Dampfkesselwesens. Berlin: Julius Springer 1928.

Für im Feuer liegende Rostteile verwendet man Hartguß. Zur Erhöhung der Widerstandsfähigkeit bei unzureichender Kühlung und gegen Schlackenangriff haben sich Zusätze (Silicium, Chrom) oder Härten der Oberfläche bewährt; ferner Vergüten der Oberfläche durch Calorisieren oder Alumetieren, das auch bei Rußbläserrohren üblich ist.

Von den sonstigen Kesselbaustoffen beanspruchen die feuerfesten, vorwiegend aus Quarz und Ton bestehenden besonderes Interesse [Fromm: Ztschr. bayer. Revis.-Ver. 34, 245 (1930). — Berl-Löblein: VDI-Forsch.-Heft 1930, Nr. 325. — Eucken: VDI-Forsch.-Heft 1932, Nr. 353. — Litinsky: Schamotte und Silika. Leipzig: Otto Spamer 1925]. Schamottesteine, mit denen etwa 90% aller Kesselfeuerungen ausgemauert werden, enthalten neben dem Quarz einen hohen Prozentsatz Ton. Ihre Zusammensetzung hält sich in den Grenzen: 50—60% SiO_2 ; 36—45% Al_2O_3 ; 1% CaO ; 1—3% Fe_2O_3 . Übliche Schamottesteine haben einen Tonerdegehalt unter 45,5%, die hochfeuerfesten einen höheren. Silikasteine sind saure Quarzsteine mit kalkigem Bindemittel und haben etwa die Zusammensetzung: 95—97% SiO_2 ; 1—2% CaO ; 2—3% Al_2O_3 ; 1—3% Fe_2O_3 . In der Mitte zwischen den Quarz- und Schamottesteinen liegen die halbsauren Quarz-Schamottesteine. Carborundsteine zeigen sich in hohem Maße mechanischer Beanspruchung gewachsen.

An die Eigenschaften feuerfester Baustoffe werden vielfache Anforderungen gestellt (s. auch Bd. I, S. 533):

Feuerfestigkeit. Der Schmelzpunkt feuerfester Steine wird nach Segerkelnummern angegeben. Die feuerfesten Steine besitzen ebenso wie die Kohlenaschen keinen ausgeprägten Schmelzpunkt. Der Seger-schmelzpunkt liegt zwischen dem für die Praxis maßgebenden Erweichungspunkt und der Verflüssigungstemperatur. Der Erweichungspunkt des Steines nimmt mit steigender Druckbelastung ab (Druckerweichungskurve). Die Schmelzpunkte der hochfeuerfesten Stoffe liegen oberhalb 1700°. Trotzdem sollte die Feuerraumtemperatur im allgemeinen 1400° nicht wesentlich überschreiten.

Die mechanische Festigkeit und die Temperaturbeständigkeit hängen von Brenntemperatur, Korngröße und Porenraum ab, jedoch beide in entgegengesetztem Sinne. Hohe Brenntemperatur ergibt dichtes Gefüge, das hohe Druckfestigkeit und Widerstandsfähigkeit gegen mechanischen und chemischen Angriff besitzt, aber spröde ist. Baustoffe mit großem Porenraum dagegen sind elastisch und damit gegen Temperaturwechsel wenig empfindlich (Temperaturbeständigkeit).

Raumbeständigkeit. Neben der der Temperatur proportionalen Volumenzu- und -abnahme erfahren die feuerfesten Steine eine bleibende Raumänderung, die auf chemische Veränderungen unter dem Einfluß der hohen Feuerraumtemperaturen zurückgeht; und zwar beobachtet man beim Schamotte ein Schwinden, beim Silika ein Wachsen.

Wärmeleitfähigkeit. Die Wärmeleitfähigkeit der feuerfesten Steine ist recht verschieden. Im Kesselbau wird meist hohe Isolierfähigkeit gefordert, man verwendet daher möglichst Baustoffe mit geringer Wärmeleitfähigkeit. Mitunter aber soll der Stein keine zu hohen Temperaturen

annehmen, sondern eine Mindestwärmemenge abführen. Dies hat eine höhere Wärmeleitfähigkeit zur Voraussetzung.

Chemische Widerstandsfähigkeit. Die Intensität des chemischen Angriffs der Kohlenaschen auf den Baustoff ist durch die Feuerraumtemperatur und die Natur und den Schmelzpunkt der Kohlenaschen bedingt. Im allgemeinen wählt man für saure Asche eine saure Ausmauerung, für basische Asche basische Ausmauerung.

Die feuerfesten Mörtel (Kaolin-, Quarz-, Schamottmörtel) sollen sich in ihrer Zusammensetzung und ihren Eigenschaften denen der Steine um so mehr nähern, je höherer Betriebstemperatur sie ausgesetzt werden. Sie unterscheiden sich vom Stein durch feineres Korn. Sie werden meist mit einem Ton angemischt und erhalten zur Verbesserung ihrer Eigenschaften nach Bedarf Zuschläge.

In Schornsteinen ist bei Unterschreitung des Taupunktes (s. S. 227) mit der Möglichkeit von Säurebildung aus dem SO_2 - und SO_3 -Gehalt der Rauchgase zu rechnen. Einer Gefährdung der Baustoffe begegnet man durch Auskleidung mit säurefestem Material, das in säurefesten Kitt eingebettet wird. Gut bewährt haben sich die Säurekitt „Höchst“ der I. G. Farbenindustrie A.G., die ohne Trocknung homogen erhärten und erheblich höhere Druckfestigkeit als gewöhnliche Wasserglaskitt besitzen.

Als Isoliermittel sind zu nennen: Aluminiumfolie, Asbest, Glaswolle, Kieselgur, Kork, Seidenabfälle, Torf.

b) Betriebsstoffe.

Die Betriebsstoffe des Dampfkessels sind Brennstoff (s. S. 146) und Wasser. Planmäßige Wasserpflege gewinnt mit steigendem Druck, steigender Heizflächenbeanspruchung und schnellerem Wasserdurchsatz (kleinerem Wasserinhalt) an Bedeutung und wird beim Hochdruck- und Hochleistungskessel zur Kardinalfrage. Die durch das Wasser verursachten Schäden und die Verfahren zu seiner Aufbereitung sowie die an Kessel- und Speisewasser zu stellenden Forderungen sind auf S. 246f. ausführlich behandelt.

D. Spitzendeckung mit Dampfkesseln.

1. Die Mittel zur Steigerung der Kesselleistung.

Für die Leistungssteigerung [Boese-Beuthner: Wärme 54, 581 (1931)] stehen drei Wege offen:

1. Vergrößerung aller Abmessungen ohne grundsätzliche Änderungen.
2. Erhöhung der spezifischen Leistung der Kesselheizfläche.
3. Erzeugung höherwertigen Dampfes.

Zu 1. Dieser Weg ist gangbar, aber unwirtschaftlich.

Zu 2. Mit der Erhöhung der spezifischen Heizflächenleistung muß die Steigerung der Feuerungsleistung Hand in Hand gehen. Erhöhte Feuerungsleistung bedeutet Umsatz einer größeren Wärmemenge je m^2 Rostfläche ($\text{kcal}/\text{m}^2 \text{ h}$) bzw. Durchsatz einer größeren Brennstoff-

menge auf den m Kesselbreite ($t/m\ h$). Die Mittel hierzu sind zweckentsprechende Rostkonstruktion, zonenweise Zuführung vorgewärmten Unterwindes, Durchwirbelung mittels Sekundärluft. Höhere Kesselleistung bedeutet Erzeugung einer größeren Menge Dampf je Heizflächeneinheit ($kg/m^2\ h$). Vergleichsweise wertet man auch die Dampfleistung bezogen auf die bebaute Grundfläche oder den umbauten Raum ($kg/m^2\ h$; $kg/m^3\ h$). Die Mittel hierzu sind Anordnung der Siederrohrheizfläche in hohem Temperatargebiet, hohe Speisewasservorwärmung, richtige Verteilung der Fall- und dampferzeugenden Rohre, Einführung des Dampfwassergemisches in den Dampfraum der Kesseltrommel, Anwendung hoher Gasgeschwindigkeit, weitgehende Abkühlung der Rauchgase in nachgeschalteter Heizfläche.

Zu 3. Unter höherwertigem Dampf ist Dampf zu verstehen, mit dem sich ein größeres Wärmegefälle ausnutzen läßt. Vergrößerung des Wärmegefälles läßt sich durch Steigerung von Druck und Temperatur erreichen. Voraussetzung für den Erfolg dieser Maßnahmen ist die Reinhaltung der Heizflächen von Kesselstein (Wasserpflege) und von Flugasche (Rußbläser).

Besondere volkswirtschaftliche Bedeutung gewinnen die Möglichkeiten der Leistungssteigerung für ältere Anlagen zu Zeiten wirtschaftlichen Tiefstandes, wenn mit mäßigem Kapitalaufwand durch teilweise Erneuerung (z. B. moderne Feuerung) Kessel auf höhere Leistung oder sparsameren Betrieb umgestellt und so die investierten Werte erhalten werden können.

2. Der Dampfkessel als Mittel zur Deckung von Belastungsspitzen.

Die bei Spitzenwerken gegenüber Grundlastwerken auftretende Schwierigkeit der kurzzeitigen Deckung hohen Mehrbedarfs ist ein in gleicher Weise interessantes und wirtschaftlich bedeutungsvolles Problem, das vielfache Lösungen gefunden hat. An dieser Stelle ist nur die Eignung des Dampfkessels zur Übernahme von Lastspitzen und zum Einspringen als Momentanreserve behandelt.

Die Speicherung von Wärmeenergie in Form von Brennstoff erfordert die geringsten Anlagekosten und gestattet die Speicherung der größten Energiemenge in der Raumeinheit. Es ist nur unter bestimmten Voraussetzungen (Spitzenkessel) zweckmäßig, die Reserve in die Kesselanlage zu legen. In den bestehenden Kraftwerken laufen noch zahlreiche Kessel, die nur eine verhältnismäßig geringe spezifische Belastung zulassen und einen guten Wirkungsgrad nur über einen engen Lastbereich aufweisen. Spitzendeckung durch Zuschalten derartiger Kessel vornehmen zu wollen, ist bei kurzzeitigen Spitzen meist unwirtschaftlich. Ebenso ist die Benutzung von Dampfkesseln mit großem Wasserinhalt als Speicher im allgemeinen nur bei Großwasserraumkesseln gerechtfertigt. Wenn es sich darum handelt, eine solche Kesselanlage auf die Übernahme hoher Belastungsspitzen umzustellen, so stehen dafür zwei Wege offen: Einbau moderner Feuerungen oder

Aufstellung einer Zusatzanlage, wobei Dampferzeugung und Reserve möglichst zu trennen sind (Ruths-Speicher, Dieselmotor).

In neueren Kesselanlagen ist man dazu übergegangen, die Spitzendeckung mit dem Kessel direkt zu übernehmen unter Vermeidung der Verluste für mehrfache Energieumwandlung. Die Aufnahme von Spitzenlasten mit dem Kessel ist möglich, seitdem Kessel geschaffen sind, die mit höchster Elastizität eine hochliegende flache Wirkungsgradkurve verbinden. Münzinger [Ztschr. Ver. Dtsch. Ing. 75, 505 (1931)] schlägt zur Spitzendeckung einen Kessel mit kombinierter Wanderrost- und Staubfeuerung vor, der mit hohem Zug gefahren werden müßte. Der Zonen-Unterwindwanderrost würde bei geringer Last allein arbeiten, bei mittlerer Last hätte die Staubfeuerung den Hauptanteil zu übernehmen. Erst bei Maximallast würde der Wanderrost wieder voll eingesetzt. Der Wasserinhalt braucht nur so groß bemessen zu sein, daß bei ganz unerwarteten Belastungen der Dampfbedarf innerhalb der ersten 1—2 min aus dem Wasserinhalt gedeckt werden kann. Im übrigen muß er so knapp sein, daß die Dampferzeugung der Feuerungsleistung unmittelbar folgt. Unter diesen Voraussetzungen bildet der Kessel zugleich die billigste Momentanreserve.

Für die verschiedenen Einrichtungen zur Spitzendeckung hat man ungefähr mit folgendem Kapitalaufwand zu rechnen (Preisgrundlage 1931):

Vollständiges Grundlastwerk mit normalen Kesseln bis	
zur Generatorklemme	230 RM/kW
zusätzliche Spitzenlastdeckung durch Ruths-Speicher	140 „
zusätzliche Spitzenlastdeckung durch Dieselmotor	175 „
zusätzliche Kosten bei Betrieb mit Spitzenkesseln	80 „

Die letztgenannte Zahl rückt die ganze Frage der Spitzendeckung in ein anderes Licht, soweit es sich um neu zu errichtende Kraftwerke handelt. Für diesen Fall scheint nach dem heutigen Stand der Entwicklung der Spitzenkessel das geeignetste Mittel zur Aufnahme von Lastspitzen zu sein. Außer dem Vorzug der Billigkeit und geringen Platzbedarfs gegenüber Sonderanlagen stellt er auch betrieblich die einfachste Lösung dar, da nur mit einem Antriebsmittel gearbeitet und die gesamte Dampfmenge ausschließlich im Kesselhaus erzeugt wird (AEG-Hochgeschwindigkeitskessel mit Gasgeschwindigkeiten von 20—50 m/s).

Wie bei aller Ingenieurarbeit, so gilt auch hier: Die Frage der Spitzendeckung wird man am erfolgreichsten behandeln, wenn man nicht den Einzelfall für sich allein betrachtet, sondern dem Ganzen einzufügen sucht. Die wirtschaftlichste Lösung bildet oftmals die Kombination verschieden gearteter Kraftwerke (Fern- und Ortswerk) unter Angliederung verschiedener Mittel zur Spitzenaufnahme (Dieselmotor, Ruths-Speicher, in Sonderfällen auch Pumpspeicherwerk) [Münzinger: Ztschr. Ver. Dtsch. Ing. 76, 693 (1932)].

Wenn auch die Entwicklung des Dampfkessels noch nicht als abgeschlossen angesehen werden kann, so werden doch alle billigerweise an Dampfkessel zu stellenden Anforderungen bereits heute erfüllt. Die Betriebssicherheit und Wirtschaftlichkeit sowie die Anpassungsfähigkeit an wechselnde Brennstoffe und Belastungen haben einen hohen Stand

erreicht; die thermischen Verbesserungsmöglichkeiten sind größtenteils erschöpft. Das Augenmerk richtet sich heute auf Senkung der Gestehungskosten für die t Dampf. Die Bestrebungen zur Verbilligung zielen entweder auf hohen Wirkungsgrad verbunden mit hoher spezifischer Leistung, also äußerste Ausnutzung des Brennstoffs, oder auf Senkung der Kapitalkosten hin. In welcher Richtung im Einzelfall die Entscheidung zu treffen ist, hängt unter Würdigung der früher behandelten technischen Gesichtspunkte von den Bedingungen ab, zu denen das zu investierende Kapital zu beschaffen ist. In Zeiten der Geldknappheit sollte sich die Festlegung großer Kapitalien von selbst verbieten.

Eine weitere Möglichkeit zur Senkung der Dampferzeugungskosten läßt sich noch erschließen, wenn es gelingt, durch großzügige Vereinheitlichung — Beschränkung auf relativ wenige Betriebsdrücke, Kesselgrößen und Kesseltypen — zum Nutzen von Verbraucher und Hersteller eine weitgehende Normung der Dampfkessel durchzuführen.

Reinigung, Enthärtung und Entgasung von Fabrikationswasser. Abwasserreinigung.

Von Prof. Ing. Dr. phil. E. Berl, Darmstadt-Pittsburgh und Dr.-Ing. R. Bemann, Darmstadt.

I. Enthärtung von Kesselspeisewasser.

A. Allgemeines.

Chemisch reines, gasfreies Wasser ist das beste Speisewasser für Dampfkessel. Sehr häufig ist man jedoch gezwungen, die natürlich vorkommenden Wässer zur Kesselspeisung zu verwenden. Diese Wässer enthalten fast stets beträchtliche Mengen von Verunreinigungen, die man in folgende Gruppen einteilen kann:

1. Grobdisperse Verunreinigungen.
2. Kolloidale Beimengungen.
3. Gelöste Salze.
4. Gelöste Gase.

Die Verunreinigungen rufen die lästigen und gefährlichen Erscheinungen der Schlamm- und Steinbildung, des Schäumens des Kesselinhaltes und der Korrosion der Kesselbaustoffe hervor.

1. Definition der Begriffe: Kesselstein und Schlamm.

Unter Kesselstein versteht man Ablagerungen, die sich aus dem Speisewasser im Kessel, im Ekonomiser und in den Speiseleitungen in Form mehr oder weniger harter Beläge abscheiden und sich nicht abwischen lassen. Im Gegensatz hierzu werden lockerere Niederschläge,

die sich durch Abspritzen oder Abwischen leicht vom Untergrund entfernen lassen, als Schlamm bezeichnet. Zwischen Schlamm und Stein bestehen Wechselbeziehungen (Festbrennen von Schlamm; mechanische und chemische Umwandlung von Stein in Schlamm, s. weiter unten, S. 259).

Im wesentlichen bestehen Kesselstein und -schlamm aus Calciumsulfat und -karbonat, Magnesiumhydroxyd, Calcium- und Magnesiumsilicat, ferner aus freier Kieselsäure, Eisen- und Aluminiumoxyden sowie organischen Beimengungen. Die Mengenverhältnisse der einzelnen Stoffe hängen von der Natur des verwendeten Wassers und von der Art des Verdampfungsvorganges ab.

Die Eigenschaften sind je nach der chemischen Zusammensetzung und der Struktur des Niederschlages verschieden. Als besonders schwierig entfernbar gelten kieselsäurereiche (über 20% SiO₂) und gipsreiche (über 50% CaSO₄) Steine, während karbonatreiche Steine im allgemeinen leichter zu entfernen sind.

Wichtig ist die Wärmeleitfähigkeit des Kesselsteins. Sie ist abhängig von der chemischen Zusammensetzung, dem Krystallgefüge und von der Dichte (Porosität). Silicatreiche Steine lagern sich häufig als höchst poröse Masse ab (über die Ursache der Porosität dieser Steine s. S. 249). Die Poren des Kesselsteins sind im Betrieb stets mit überhitztem Dampf, nicht mit Flüssigkeit gefüllt, da die Steintemperatur höher ist als die des verdampfenden Wassers (s. Abb. 1). Da die Wärmeleitfähigkeit von Dampf sehr gering ist, besitzen poröse Steine eine niedrige Wärmeleitzahl λ . Auch Kesselsteine, die organisches Material (Ölkrusten, verkockte Substanz) enthalten, zeigen meist geringe Wärmeleitfähigkeit. Eberle und Holzhauser [Arch. Wärmewirtsch. 9, 171 (1928)] haben folgende Werte für λ gemessen:

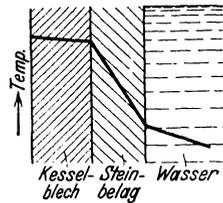


Abb. 1. Temperaturgefälle in der mit Kesselstein belegten Wandung eines Kessels.

Gipsstein, mit hoher Dichte abgeschieden . . .	$\lambda = 1,0$ kcal/mh ⁰ C
Kalkreiche Beläge bei hoher Dichte	$\lambda = 1,0$ „
Kalkreiche Beläge, sehr porös	$\lambda = 0,2$ „
Silicatreiche Beläge größter Dichte	$\lambda = 0,2$ „
Silicatreiche Beläge geringerer Dichte	$\lambda = 0,07$ „

Nach Zarnitz [Diss. Darmstadt 1931] sind die Wärmeleitzahlen von grobkrystallinen Kesselsteinen bedeutend höher als die oben angeführten, die sich auf feinkrystalline oder amorphe (SiO₂) Stoffe beziehen. Immerhin bleiben die Wärmeleitzahlen auch der bestleitenden Kesselsteine weit hinter der von Eisen zurück: für Eisen beträgt λ zwischen 50 und 60 kcal/mh⁰ C.

2. Einfluß des Kesselsteins auf die Kesselblechtemperatur.

Die Vorbedingung für das Zustandekommen eines Wärmetransportes ist das Vorhandensein eines Temperaturgefälles; dieses Gefälle wird um so steiler sein müssen, je größer der Wärmedurchgang sein soll und je geringer die Wärmeleitfähigkeit des leitenden Materials ist (vgl. Abb. 1).

In Abb. 2 ist die Differenz zwischen Wassertemperatur und Temperatur der Kesselwand in Abhängigkeit vom Wärmedurchgang (= Dampferzeugung) für verschiedene Werte von δ (δ = Dicke in mm, λ in kcal/m h °C) der Kesselsteinschicht dargestellt. Die Übergangswiderstände Blech-Stein und Stein-Wasser sind vernachlässigt worden.

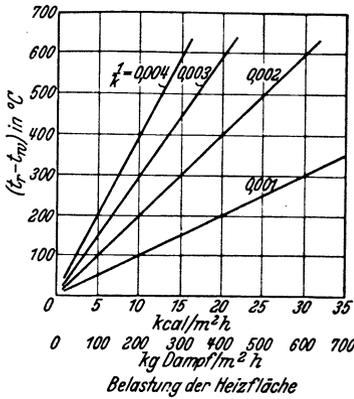


Abb. 2. Abhängigkeit von $(t_w - t_{Kw})$ vom Wärmedurchgang und vom Kesselsteinbelag.

Beispiel. In den vorderen Siederrohren eines Wasserrohrkessels kann man nach Münzinger mit einem Wärmedurchgang von 300 000 kcal/m² h rechnen. In einem 20 ata-Kessel (Wassertemperatur 210° C) wird bei einem Silicatsteinbelag ($\lambda = 0,1$) von 0,1 mm Dicke an den Siederrohren eine Wandtemperatur von 210 + 300° C = 510° C erreicht. Aus Abb. 3 geht hervor, daß die Streckgrenze von Kesselblech bei 500° C auf einen Bruchteil des ursprünglichen Wertes

herabgesetzt wird. Die Siederrohre jenes Kessels werden also bei einem so geringen Silicatsteinbelag bereits ausgebeult oder aufgerissen. Falls der

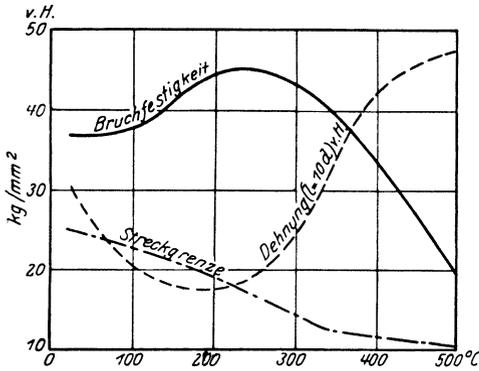


Abb. 3. Beziehung zwischen Temperatur und Bruchfestigkeit, Streckgrenze und Dehnung eines Kesselbleches.

Steinbelag nicht fest an der Wand sitzt, so daß der Zwischenraum mit Dampf angefüllt ist, nimmt der in der obigen Darstellung (Abb. 2) vernachlässigte Übergangswiderstand: Wand-Stein erhebliche Werte an. Die Kesselblechtemperaturen können in diesem Fall bedeutend höher sein, als oben berechnet wurde. Aus diesem Grunde können auch abgesprungene Kesselsteinschalen, welche der Heizfläche lose aufliegen, gefährlich werden [Schmid: Speisewasserpfege, S. 87 (Vorträge 1925 Darmstadt, Verein der Großkesselbesitzer,

Selbstverlag, Berlin 1926)]. Nicht so bedenklich sind Ablagerungen aus losem Schlamm, da sie infolge der starken Wasserbewegung an thermisch hochbelasteten Stellen immer wieder hochgewirbelt werden, falls sie sich überhaupt haben absetzen können.

Hohe Kesselblechtemperaturen sind hinsichtlich der Ausnützung des Wärmeinhaltes der Heizgase ungünstig. Der Kohlemehrverbrauch kann je nach Art und Dicke des Kesselsteins bis zu 60% betragen. Meist sinkt auch die Leistung eines mit Stein belegten Kessels stark ab. Schließlich begünstigen hohe Temperaturen auch den Korrosionsvorgang.

Die Entfernung des Kesselsteins zieht Betriebsstillstände, Kosten und Beschädigungen des Kesselbaustoffes nach sich.

Aus Gründen der Betriebssicherheit und der Wirtschaftlichkeit ist zu fordern, daß Kesselsteinansatz vermieden werden muß.

3. Die Bildung von Stein und Schlamm im Kessel.

Grobdisperse Verunreinigungen (Sand, Staub, Lehm u. dgl.) bilden im Kessel hauptsächlich Schlammablagerungen, während sie für die Steinbildung weniger in Betracht kommen.

Gefährlicher sind die kolloidalen Verunreinigungen der Rohwässer. Hierher gehören anorganische (z. B. Kieselsäure) und organische Kolloide (Humusstoffe, Öl- und Fettemulsionen). Sie können infolge der erhöhten Temperatur und des Elektrolytgehaltes des Kesselwassers ausflocken. Die Kieselsäure bildet dabei ein wasserhaltiges Gel, daß am heißen Kesselblech allmählich entwässert wird, wobei ein poröses Skelett festbrennt. Die organischen Kolloide können in ausgeflockter Form ebenfalls an die Kesselwand wandern, wo sie sich zersetzen und für sich allein oder zusammen mit anderen Kesselsteinbildungen harte und schlecht wärmeleitende Beläge bilden. (Über die Einflüsse der Kolloide auf die Niederschlagsform s. S. 258.)

Die eigentlichen Schlamm- und Steinbildner sind unter den gelösten Salzen zu finden. In den Rohwässern kommen hauptsächlich Natrium-, Calcium- und Magnesiumsalze vor; daneben sind auch Eisen- und Aluminiumverbindungen anzutreffen. Sie liegen gewöhnlich als Bikarbonate, Sulfate und Chloride, seltener als Nitrate, Silicate oder Humate vor. Besonders die Erdalkalisalze scheiden unter den im Kessel herrschenden Bedingungen feste Stoffe aus. Dagegen bleiben Natriumsalze bis zu Konzentrationen im Wasser gelöst, die im normalen Kesselbetrieb nicht erreicht werden.

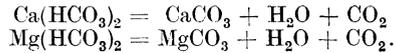
B. Begriff der Härte.

Ein an Erdalkalisalzen reiches Wasser bezeichnet man als hart, ein daran armes als weich. Den Gehalt eines Wassers an diesen Salzen drückt man in Härtegraden aus, und zwar besitzt ein Wasser 1 Grad deutsche Härte (1° DH), wenn es in 1 l 10 mg CaO bzw. die diesem Wert äquivalente Menge MgO (= 7,19 mg) enthält. Man sagt z. B., daß ein Wasser, welches 0,085 g CaO und 0,032 g MgO im l enthält, eine Kalkhärte von $8,50^{\circ}$ DH, eine Magnesiahärte von $0,032 : 0,00719 = 4,46^{\circ}$ DH und eine Gesamthärte von $8,50^{\circ} + 4,46^{\circ} = 12,96^{\circ}$ DH besitzt.

Verschieden von den deutschen Härtegraden sind die französischen und englischen Härtegrade. 1 französischer Härtegrad entspricht 10 mg CaCO_3/l . 1 englischer Härtegrad ist definiert durch 10 mg CaCO_3 auf 0,7 l. Die gegenseitigen Beziehungen werden durch die folgende Übersicht dargestellt:

$$\begin{aligned} 1^{\circ} \text{ DH} &= 1,79^{\circ} \text{ französische} = 1,25^{\circ} \text{ englische Härte,} \\ 1^{\circ} \text{ französische} &= 0,70^{\circ} \text{ englische Härte} = 0,56^{\circ} \text{ DH,} \\ 1^{\circ} \text{ englische} &= 1,43^{\circ} \text{ französische Härte} = 0,80^{\circ} \text{ DH.} \end{aligned}$$

Die Gesamthärte zerlegt man in die durch die Erdalkalibikarbonate und -bikarbonate gebildete Karbonathärte und in die durch die übrigen Erdalkalisalze gebildete Nichtkarbonathärte. Die Erdalkalibikarbonate werden beim Erhitzen auf 90—100° C unter Bildung und teilweiser Ausscheidung der schwer löslichen Karbonate zersetzt:



Daher wird die Summe der Erdalkalibikarbonate auch mit dem Ausdruck „Vorübergehende Härte“ bezeichnet, welche um den Betrag der Erdalkalibikarbonate kleiner ist als die Karbonathärte.

Alle Erdalkalisalze außer den Bikarbonaten bleiben beim Erwärmen unverändert und fallen aus der Lösung nicht aus (als Ausnahme s. CaSO_4 , S. 255). Daher wird die Differenz zwischen Gesamthärte und Vorübergehender Härte zuweilen „Bleibende Härte“ genannt. Wenn die Nichtkarbonathärte ausschließlich durch Chloride und Nitrate gebildet wird, so gibt sie keinen Anlaß zur Kesselsteinbildung; wird sie jedoch ganz oder teilweise durch Calciumsulfat gebildet, so kann sie den gefährlichen Gipskesselstein verursachen. Der Begriff der Härte gibt also keinen eindeutigen Aufschluß darüber, ob ein Wasser Kesselstein bildet oder nicht. Gerade die weichen Wässer enthalten oft Kieselsäure, die einen sehr gefährlichen Steinbelag liefern kann. Die Eisen- und Aluminiumverbindungen spielen in manchen Wässern eine den Calcium- und Magnesiumsalzen gleichartige Rolle. Schließlich steht die Anschauung, daß im Wasser bestimmte Salze als unveränderte Salzmoleküle gelöst sind, mit den Grundgesetzen der elektrolytischen Dissoziationstheorie in Widerspruch. Aus diesen Gründen muß eine Vertiefung des Verständnisses der Niederschlagsbildung im Kessel über den reinen Härtebegriff hinaus durch Anwendung der Ionentheorie angestrebt werden.

1. Ionentheorie und Härtebegriff.

Nach der elektrolytischen Dissoziationstheorie sind im Wasser gelöste Salze zu einem gewissen Grade in Ionen gespalten. Ionen und undissoziierte Moleküle stehen miteinander in einem Gleichgewicht, das von Temperatur und Konzentration abhängig ist. Sind in Wasser z. B. Magnesiumsulfat und Calciumbikarbonat aufgelöst, so enthält die Lösung die Ionen Mg^{++} , Ca^{++} , HCO_3^- und SO_4^{--} , aber daneben auch die undissoziierten Salzmoleküle $\text{Ca}(\text{HCO}_3)_2$, $\text{Mg}(\text{HCO}_3)_2$, CaSO_4 und MgSO_4 .

Bei der Wasseranalyse gibt man dementsprechend nicht den Gehalt an Salzen, sondern besser und praktischer die Konzentrationen der einzelnen Ionen an. Man nimmt dabei an, daß die Salzmoleküle zu 100% in Ionen zerfallen sind. In abgekürzter Schreibweise setzt man das Symbol für das betreffende Ion in eckige Klammern. So bedeutet z. B. der Ausdruck $[\text{Ca}^{++}]$ die Calciumionen-Konzentration.

Die Definition des Härtebegriffes ist dahin abzuändern, daß 1° DH einem Wert von $[\text{Ca}^{++}] + [\text{Mg}^{++}]$ entspricht, welcher 10 mg CaO in 1 l Wasser äquivalent ist. Ein Wasser besitzt demnach eine Kalkhärte von 1° DH, wenn $[\text{Ca}^{++}] = 7,15 \text{ mg/l} = 0,3567 \text{ Milliäquivalent/l}$ beträgt;

es besitzt eine Magnesiaihärte von 1^o DH, wenn $[Mg^{''}] = 4,34 \text{ mg/l} = 0,3567 \text{ Milliäquivalent/l}$ ist. Demnach besitzt die Konzentration eines Salzes oder Ions von jeweils 0,3567 Milliäquivalent in 1 l Wasser den Härtegleichwert von 10 mg CaO/l oder von 1^o DH.

J. Leick [Ztschr. angew. Chem. 44, 100 (1931)] hat vorgeschlagen, in der Wasserchemie den Begriff des Härtegrades fallen zu lassen und statt dessen das Milliäquivalent zu setzen, das er mit Millival, abgekürzt mval, bezeichnet. Die Konzentration eines Salzes oder Ions von jeweils 1 Milliäquivalent (= Äquivalentgewicht, ausgedrückt in mg) in 1 l Wasser heißt demnach 1 mval. 1 mval entspricht 2,8^o DH. Über die Vorteile der neuen Bezeichnungsweise vgl. J. Leick: Ztschr. angew. Chem. 44, 207 (1931) und L. Hahn: Ztschr. angew. Chem. 46, 281 (1933).

Die in der folgenden Tabelle angegebenen Mengen verschiedener Stoffe entsprechen jeweils einem deutschen Härtegrad:

Härtegleichwerte.					
	mg/l	mg/l			
Ca ^{''}	= 7,15	4 MgO · P ₂ O ₅ . . . = 13,53	Ba ^{''}	= 24,50	
CaO	= 10,00	Fe ^{''}	= 9,96	BaO	= 27,35
Ca(OH) ₂	= 13,21	FeO	= 12,81	Ba(OH) ₂	= 30,57
Ca(HCO ₃) ₂	= 28,91	Fe(OH) ₂	= 16,03	BaCO ₃	= 35,20
CaCO ₃	= 17,85	Fe ₂ O ₃	= 9,49	BaSO ₄	= 41,63
CaSO ₄	= 24,27	Fe(OH) ₃	= 12,71	BaCl ₂	= 37,14
CaCl ₂	= 19,79	Al ^{'''}	= 3,22	H ₂ CO ₃	= 11,06
Ca ₃ (PO ₄) ₂	= 18,45	Al ₂ O ₃	= 6,08	CO ₃ '	= 10,70
4 CaO · P ₂ O ₅	= 16,34	Al(OH) ₃	= 9,29	HCO ₃ '	= 21,76
Mg ^{''}	= 4,34	NO ₃ '	= 22,12	CO ₂	= 7,85
MgO	= 7,19	N ₂ O ₅	= 19,26	H ₂ SO ₄	= 17,49
Mg(OH) ₂	= 10,40	Na ⁺	= 8,20	SO ₄ '	= 17,13
Mg(HCO ₃) ₂	= 26,10	Na ₂ O	= 11,06	SO ₃	= 14,28
MgCO ₃	= 15,04	NaOH	= 14,27	HCl	= 13,01
MgSO ₄	= 21,47	NaHCO ₃	= 29,97	Cl ⁻	= 12,65
MgCl ₂	= 16,99	Na ₂ CO ₃	= 18,91	SiO ₃ '	= 13,61
Mg ₃ (PO ₄) ₂	= 15,64	Na ₂ SO ₄	= 25,34	SiO ₂	= 10,75
		Na ₂ SiO ₃	= 21,81	PO ₄ '	= 11,30
		Na ₃ PO ₄	= 19,40	P ₂ O ₅	= 8,45

Beispiele. Der Härtegleichwert eines Wassers, das in 1 l 168 mg NaOH enthält, ist

$$\frac{168}{14,27} = 11,8^{\circ} \text{ DH.}$$

Eine Lösung von 15,70 mg CO₂ in 1 l Wasser hat einen Härtegleichwert von

$$\frac{15,70}{7,85} = 2^{\circ} \text{ DH.}$$

Drückt man bei der Angabe der Zusammensetzung eines Rohwassers alle Konzentrationen in Härtegleichwerten aus, so ist die Gesamthärte GH in deutschen Härtegraden:

$$GH = [Ca^{''}] + [Mg^{''}].$$

Für den Fall, daß

$$[HCO_3'] + [CO_3'] \geq [Ca^{''}] + [Mg^{''}],$$

muß die Karbonathärte KH gleich der Gesamthärte GH sein. Ist aber

$$[\text{HCO}_3'] + [\text{CO}_3''] < [\text{Ca}'''] + [\text{Mg}''].$$

dann ist

$$\text{KH} = [\text{HCO}_3'] + [\text{CO}_3''].$$

In analoger Weise läßt sich die Nichtkarbonathärte NH ausdrücken:

$$\text{NH} = ([\text{Ca}'''] + [\text{Mg}'']) - ([\text{HCO}_3'] + [\text{CO}_3'']).$$

2. Ionentheorie und Niederschlagsbildung.

a) Allgemeines.

Für alle Niederschlagsbildungen gilt der Satz, daß bei Gegenwart eines Niederschlages das Produkt der Ionenkonzentrationen in der dazu gehörigen Lösung konstant ist. Diese Konstante heißt das Löslichkeitsprodukt (Lp). Niederschlagsbildung ist also nur möglich, wenn das Produkt der Konzentrationen der dazu nötigen Ionen mindestens gleich dem Wert von Lp ist. Unter der Annahme, daß das gelöste Salz vollständig in seine Ionen zerfallen ist, läßt sich aus Lp seine Löslichkeit berechnen. Für Calciumsulfat lautet der Ausdruck für das Löslichkeitsprodukt

$$[\text{Ca}'''] \cdot [\text{SO}_4'] = \text{Lp}.$$

Da in Calciumsulfat $[\text{Ca}'''] = [\text{SO}_4']$, ist

$$[\text{Ca}'''] \cdot [\text{SO}_4'] = [\text{Ca}''']^2 = \text{Lp}.$$

Daraus folgt für den Wert von $[\text{Ca}''']$, d. h. für die Löslichkeit von Calciumsulfat:

$$[\text{Ca}'''] = \sqrt{\text{Lp}}.$$

Für Magnesiumhydroxyd gilt

$$[\text{Mg}'''] \cdot [\text{OH}']^2 = \text{Lp}.$$

Da im Magnesiumhydroxyd $\text{Mg}(\text{OH})_2$ immer doppelt so viele Hydroxyle wie Magnesium vorhanden sind, so muß, wenn die Konzentration des letzteren c genannt wird, die des ersteren $2c$ sein. Also ist:

$$[\text{Mg}'''] \cdot [\text{OH}']^2 = c \cdot (2c)^2 = 4c^3.$$

Daraus folgt:

$$c = \sqrt[3]{\frac{\text{Lp}}{4}}.$$

Der Wert von Lp ist temperaturabhängig. Folglich ist auch die Löslichkeit eine Funktion der Temperatur, die sich z. B. durch eine Kurve darstellen läßt. Der Temperaturkoeffizient der Löslichkeit kann positiv oder negativ sein: d. h. die Löslichkeit kann mit steigender Temperatur größer oder kleiner werden. Im ersten Falle scheidet die heiß gesättigte Lösung beim Abkühlen festes Salz aus; im zweiten Fall erfolgt Niederschlagsbildung beim Erwärmen der kalt gesättigten Lösung. Das Vorzeichen des Temperaturkoeffizienten kann für ein und dasselbe Salz in verschiedenen Temperaturbereichen wechseln. So steigt z. B. beim Calciumkarbonat die Löslichkeit bis 180° C mit der Temperatur an; oberhalb von 180° wird sie mit steigender Temperatur wieder geringer (vgl. Abb. 4 auf S. 253).

Aus der Formulierung von L_p geht der Einfluß gleichartiger Ionen auf die Löslichkeit eines Salzes hervor. Wird z. B. in einer gesättigten Lösung von CaSO_4 durch Zugabe von Na_2SO_4 der Wert von $[\text{SO}_4']$ erhöht, so muß $[\text{Ca}']$ kleiner werden, damit das Produkt $[\text{Ca}'] \cdot [\text{SO}_4'] = L_p$ konstant bleibt. Durch Zugabe von Na_2SO_4 wird also die Löslichkeit von CaSO_4 geringer, und aus der gesättigten Lösung wird festes CaSO_4 ausgeschieden (vgl. Abb. 7, S. 255).

b) Bikarbonatzersetzung.

Wenn beim Erhitzen einer Lösung, in der $\text{Ca}''(\text{Mg}'')$, CO_3'' und HCO_3' vorhanden sind, ein Niederschlag von CaCO_3 (MgCO_3) ausfällt, so muß dabei das L_p von CaCO_3 (MgCO_3) überschritten worden sein.

Die Löslichkeitskurve von CaCO_3 ist in Abb. 4 angegeben. Die Löslichkeit von MgCO_3 beträgt bei 20°C etwa $0,8 \text{ g/l}$ oder 53°DH , ist also rund 50mal so groß wie die von CaCO_3 . Über die Temperaturabhängigkeit der Löslichkeit von MgCO_3 ist nichts bekannt: es ist ein ähnlicher Verlauf wie bei CaCO_3 zu vermuten. Die Niederschlagsbildung findet schon bei $90\text{--}100^\circ \text{C}$ statt, ist also nicht durch den Verlauf der Löslichkeitskurve bedingt, die erst von 180°C ab einen negativen Temperaturkoeffizienten zeigt (vgl. Abb. 4). Die Überschreitung von L_p ist vielmehr auf eine Erhöhung der CO_3'' -Ionenkonzentration zurückzuführen.

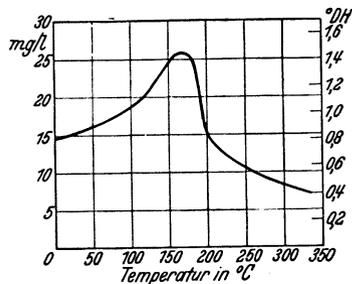
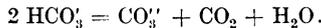


Abb. 4. Abhängigkeit der Löslichkeit von Calciumkarbonat von der Temperatur.

CO_3'' und HCO_3' sind durch das Bikarbonatgleichgewicht miteinander verknüpft:



Die Löslichkeit von CO_2 in Wasser wird mit steigender Temperatur geringer und ist bei einem CO_2 -Partialdruck von 1 ata bei 100°C praktisch gleich Null. Im Dampfkessel wird das in Freiheit gesetzte CO_2 mit dem Dampf fortgeführt; der Partialdruck von CO_2 ist also stets sehr klein. Infolgedessen wird das obige Gleichgewicht stark nach rechts verschoben. Nach einiger Zeit ist das gesamte HCO_3' zerfallen, während CO_3'' entsprechend zugenommen hat.

Ist $[\text{Ca}'] = [\text{Mg}']$, so wird dadurch zunächst das L_p von CaCO_3 und erst später das von MgCO_3 überschritten, da $L_{p\text{CaCO}_3} < L_{p\text{MgCO}_3}$. Bei der Bikarbonatzersetzung wird zunächst also nur CaCO_3 ausgefällt; erst wenn $[\text{Ca}']$ wesentlich kleiner als $[\text{Mg}']$ geworden ist und $[\text{CO}_3'']$ stärker anwächst, beginnt die Ausfällung von MgCO_3 .

c) Hydrolyse der Karbonate.

Das Wasser ist in die Ionen H' und OH' gespalten:



Ihre Konzentrationen werden durch das Dissoziationsgleichgewicht des Wassers bestimmt:

$$[H'] \cdot [OH'] = K_w. \quad (2)$$

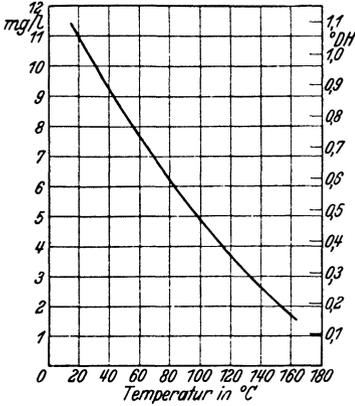


Abb. 5. Abhängigkeit der Löslichkeit von Magnesiumhydroxyd von der Temperatur.

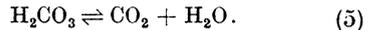
Der Wert von K_w ist temperaturabhängig; er beträgt bei $25^\circ C$ $1 \cdot 10^{-14}$ Mol/l und erreicht bei $218^\circ C$ ein Maximum von $4,6 \cdot 10^{-12}$ Mol/l. Im neutralen Wasser ist $[H'] = [OH']$; daraus folgt

$$[H'] = [OH'] = \sqrt{K_w}. \quad (3)$$

Das CO_3 -Ion steht mit dem H-Ion des Wassers in folgendem Gleichgewicht:



Kohlensäure H_2CO_3 ist eine schwache Säure und sehr wenig dissoziiert. Infolgedessen ist Gleichgewicht (4) stark nach rechts verschoben. Diese Verschiebung wird dadurch erhöht, daß H_2CO_3 zerfällt nach



Im Dampfkessel wird CO_2 aus den oben (s. S. 253) erörterten Gründen aus dem Wasser entfernt, so daß auch Gleichgewicht (5) nach rechts verschoben wird.

Es resultiert also zunächst eine Abnahme von $[CO_3'']$ und $[H']$.

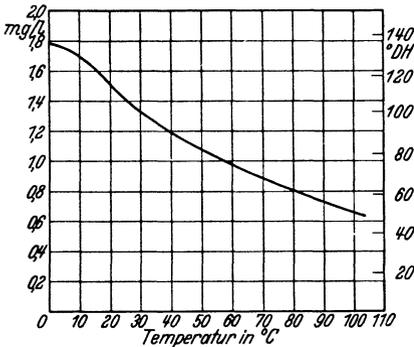


Abb. 6. Abhängigkeit der Löslichkeit von Calciumhydroxyd von der Temperatur.

Nach (2) muß $[OH']$ entsprechend dem Verbrauch an $[H']$ zunehmen. Daraus folgt, daß Karbonatlösungen im Kessel stets alkalisch reagieren. Es läßt sich berechnen, daß der Wert von $[OH']$ genügt, um in der gesättigten Lösung von $MgCO_3$ das Lp für $Mg(OH)_2$ zu überschreiten, da die Löslichkeit von $Mg(OH)_2$ sehr gering ist, wie Abb. 5 zeigt. Dagegen ist $[OH']$ und $[Ca'']$ in einer gesättigten Lösung von $CaCO_3$ kleiner, als dem Lp von $Ca(OH)_2$ entspricht.

Abb. 6 zeigt die Löslichkeitskurve von $Ca(OH)_2$, welche experimentell nur bis $100^\circ C$ festgelegt ist. Es ist

nicht ausgeschlossen, daß die Löslichkeit von $Ca(OH)_2$ bei Temperaturen oberhalb $100^\circ C$ so gering wird, daß bei hohen Konzentrationen an OH' , welche durch die bei hohen Temperaturen erhöhte Dissoziation des Wassers (s. S. 284) begünstigt werden, festes $Ca(OH)_2$ aus der $CaCO_3$ -Lösung ausfällt.

Aus einer gesättigten Lösung von $MgCO_3$ wird durch Hydrolyse demnach $Mg(OH)_2$ ausgeschieden. Damit wird in dieser Lösung $[Mg'']$ kleiner, als dem Lp von $MgCO_3$ entspricht. Ist im Bodenkörper $MgCO_3$

vorhanden, so geht $MgCO_3$ aus dem Bodenkörper in Lösung. Da sich $[OH^-]$ durch das Gleichgewicht (2) ständig ergänzt, wird das L_p von $Mg(OH)_2$ überschritten und $Mg(OH)_2$ fällt von Neuem aus. Dieser Vorgang wiederholt sich so lange, bis der gesamte Niederschlag von $MgCO_3$ in $Mg(OH)_2$ umgewandelt ist. Diese Umwandlung geht bei gewöhnlicher Temperatur sehr langsam, bei Kesseltemperaturen schneller vor sich.

Ein Niederschlag von $CaCO_3$ bleibt bis $100^\circ C$ mit Sicherheit, oberhalb $100^\circ C$ wahrscheinlich unverändert, während $MgCO_3$ bei allen Temperaturen allmählich in $Mg(OH)_2$ übergeht. Enthält ein Rohwasser nur Karbonat-, dagegen keine Nichtkarbonathärte, so entspricht die Resthärte nach längerem Kochen der Löslichkeit von Calciumkarbonat und Magnesiumhydroxyd bei der betreffenden Temperatur. Das sind z. B. bei $100^\circ C$ etwa $1,1^0$ Kalkhärte und $0,4^0$ Magnesia-härte. Der letzte Wert wird jedoch in Gegenwart von Natriumsalzen stark erhöht. Nach Travers und Nouvel [Compt. rend. Acad. Sciences 188, 499 (1929)] beträgt z. B. die Löslichkeit von $Mg(OH)_2$ in einer 1%igen Natriumsulfatlösung bei $110^\circ C$ $13,8 \text{ mg/l}$ oder $1,3^0 \text{ DH}$ gegenüber einer Löslichkeit von $4,3 \text{ mg/l}$ oder $0,4^0 \text{ DH}$ in reinem Wasser.

d) Ausscheidung von Calciumsulfat.

Die Löslichkeitsverhältnisse von $CaSO_4$ sind dadurch etwas kompliziert, daß $CaSO_4$ neben dem Anhydrit mehrere Hydrate bildet. Die Löslichkeit ist für Anhydrit eine andere als für die Gipshydrate. Unter Kesselbedingungen ist der Anhydrit der stabile Bodenkörper, in den die Hydrate sich umwandeln. Aus diesem Grunde sind die Löslichkeitskurven auf Abb. 7 auf Anhydrit als Bodenkörper bezogen. Die oberste Kurve gibt die Löslichkeit von $CaSO_4$ in reinem Wasser an; die darunter liegenden Kurven stellen die Löslichkeit bei steigendem Zusatz von Natriumsulfat, also von SO_4^{--} -Ion, dar. Bemerkenswert ist der große negative Temperaturkoeffizient der Löslichkeiten.

Ist in einem Rohwasser eine Nichtkarbonathärte von 10^0 DH in Form von Ca^{++} vorhanden, und ist ferner SO_4^{--} in äquivalenter Menge anwesend, so ergibt sich aus der Kurve für die Löslichkeit von $CaSO_4$ in reinem Wasser (Abb. 7), daß bei $150^\circ C$ Sättigung an $CaSO_4$ eintritt. Wird das Wasser bei dieser Temperatur eingedampft oder steigt die Temperatur über $150^\circ C$ an, so muß Ausscheidung von Gips eintreten. Für den Fall,

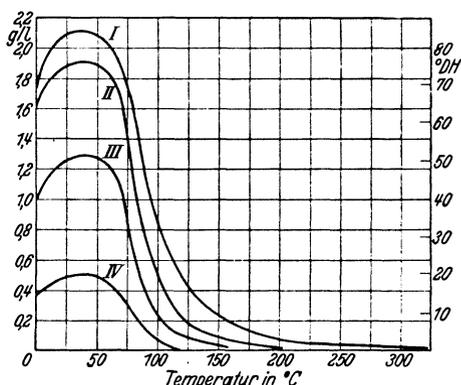


Abb. 7. Abhängigkeit der Löslichkeit von $CaSO_4$ in reinem Wasser und in Sulfatlösungen von der Temperatur. Kurve I reines Wasser; Kurve II 3 Millimol/l $Na_2SO_4 = 0,4 \text{ g/l} = 16^0 \text{ DH } SO_4^{--}$; Kurve III 10 Millimol/l $= 1,4 \text{ g/l } Na_2SO_4 = 56^0 \text{ DH } SO_4^{--}$; Kurve IV 50 Millimol/l $= 7,1 \text{ g/l } Na_2SO_4 = 280^0 \text{ DH } SO_4^{--}$.

daß der Härtegleichwert von $[\text{SO}_4']$ größer ist als die Nichtkarbonatkalkhärte, so tritt Sättigung bereits unterhalb jener Temperatur ein, beispielsweise für einen SO_4' -Überschuß von 16°DH bei 120°C (s. Kurve 2 auf Abb. 7).

Es sei bemerkt, daß Calciumsulfatlösungen stark zu Übersättigungserscheinungen neigen (s. auch S. 257).

e) Ausscheidung von Calcium- und Magnesiumsilicat.

Genauere Daten über die sehr geringe Löslichkeit dieser Verbindungen liegen nicht vor. Der Temperaturkoeffizient der Löslichkeit soll schwach negativ sein. Bei Anwesenheit von Resthärte (s. S. 266) wird das Lp beider Silicate im Verlaufe der Verdampfung des Kesselwassers bald erreicht, selbst wenn die Menge des Silications im Rohwasser nur sehr gering ist. Angaben [z. B. Klein: Wärme 53, 21 (1930); ferner Speisewasserpflge, S. 43], daß Kieselsäure in Gegenwart von Soda mit der Resthärte keinen Niederschlag bilde, sind unzutreffend.

f) Ausscheidung von Aluminiumverbindungen.

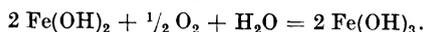
Über die sehr geringe Löslichkeit von Aluminiumsilicat liegen genaue Daten nicht vor. Mit der Ausscheidung im Kessel muß gerechnet werden. Die Löslichkeit des Aluminiumhydroxyds beträgt bei 18°C $1,56 \text{ mg/l}$ oder $0,17 \text{ DH}$. Reagiert das Kesselwasser alkalisch, so wird auch bei kleinen Konzentrationen von Al''' das Lp von $\text{Al}(\text{OH})_3$ überschritten. $\text{Al}(\text{OH})_3$ fällt in voluminösen Flocken aus, welche bei höheren Temperaturen allmählich Wasser abgeben:



Bemerkenswert ist, daß bei hoher Alkalität des Wassers $\text{Al}(\text{OH})_3$ nicht ausfällt, sondern als Aluminat, z. B. $\text{Al} \begin{array}{l} \text{ONa} \\ \text{---} \\ \text{ONa} \\ \text{OH} \end{array}$ in Lösung bleibt.

g) Ausscheidung von Eisenverbindungen.

Im Rohwasser ist häufig Ferro-Ion Fe'' vorhanden, das bei Gegenwart von Sauerstoff (Luft) leicht zu Ferri-Ion Fe''' oxydiert wird. Die Hydroxyde des Eisens sind schwer lösliche Verbindungen. Die Löslichkeit von $\text{Fe}(\text{OH})_2$ beträgt bei 18°C $0,96 \text{ mg/l}$ oder $0,06^\circ \text{DH}$; die von $\text{Fe}(\text{OH})_3$ $1 \cdot 10^{-5} \text{ mg/l}$ bei 14°C . Wenn das Wasser alkalisch reagiert, was im Kessel fast immer der Fall ist, so wird das gelöste Eisensalz quantitativ als Hydroxyd ausgefällt. Bei Anwesenheit von Sauerstoff entsteht braunes Ferrihydroxyd, während in sauerstofffreier Lösung zunächst Ferrohydroxyd ausfällt. Letzteres geht in Gegenwart von Sauerstoff und Wasser sehr rasch in Ferrihydroxyd über:



Im Kessel kann die Oxydation zu $\text{Fe}(\text{OH})_3$ auch in Abwesenheit von Sauerstoff vor sich gehen nach:



Der Ferrohydroxydniederschlag geht im Kessel demnach immer in $\text{Fe}(\text{OH})_3$ bzw. Fe_3O_4 über.

Bekanntlich scheiden Ferrobikarbonatlösungen bereits beim Stehen an der Luft braune Flocken von $\text{Fe}(\text{OH})_3$ aus. Das Ferro-Ion wird zunächst zum Ferri-Ion oxydiert. Wegen der außerordentlich geringen Löslichkeit des $\text{Fe}(\text{OH})_3$ genügt zur Überschreitung seiner Lp bereits die geringe OH-Ionenkonzentration, welche durch Zersetzung des Bicarbonations und Hydrolyse des Karbonations (s. S. 254) schon bei gewöhnlicher Temperatur in belüfteten Bikarbonatlösungen auftritt.

3. Dynamik der Kesselsteinbildung.

Die Ausscheidung eines festen Stoffes aus einer Lösung ist ein komplizierter Vorgang. Die Vorbedingung für die Bildung der festen Phase ist die Überschreitung des Lp des betreffenden Stoffes (s. S. 252). Wenn jedoch noch kein Bodenkörper vorhanden ist, beginnt nicht in demselben Moment, in welchem das Lp überschritten wird, die Ausscheidung, sondern es tritt zunächst eine Übersättigung ein; erst nach Verlauf einer gewissen Zeit, der Induktionsperiode, bemerkt man eine sichtbare Krystallisation. Die Induktionsperiode ist für jeden Stoff je nach Temperatur, Konzentration, Lösungsgenossen sowie kolloiden und grobdispersen Begleitstoffen verschieden. Man kann annehmen, daß die Induktionsperiode von folgenden Zwischenstadien erfüllt ist:

1. Einzelne Moleküle schließen sich zu amikroskopischen Keimen der festen Phase zusammen;
2. weitere Moleküle lagern sich an die Keime an, so daß amorphe Submikronen entstehen; diese wachsen
3. zu Krystallkeimen heran; aus diesen entstehen durch fortgesetztes Wachstum schließlich
4. grobe Krystalle.

Für die Dauer der Induktionsperiode ist die Geschwindigkeit der Teilvorgänge maßgebend. Daher üben hohe Temperatur und Übersättigungsgrad einen abkürzenden Einfluß auf den zeitlichen Verlauf aus. Kolloide können eines der Zwischenstadien stabilisieren, so daß die Niederschlagsbildung stark verzögert wird oder die Teilchen im kolloidalen Zustand abgefangen werden.

Nach Tamann hängt die Ausbildung des krystallinen Niederschlages von zwei meßbaren Größen ab:

- a) von der Keimbildungsgeschwindigkeit, ausgedrückt durch die Kernzahl KZ, welche die Anzahl von Krystallisationszentren angibt, die sich in der Raum- und Zeiteinheit bilden;
- b) von der linearen Krystallisationsgeschwindigkeit KG in mm/min, mit der die von einem Keim ausgehende Krystallisation fortschreitet.

Kernzahl und Krystallisationsgeschwindigkeit sind für jeden Stoff charakteristische, vom Übersättigungsgrad, der Temperatur und der Anwesenheit von Fremdstoffen stark abhängige Größen. Bei gleich-

bleibender KG ist die Zahl der gebildeten Krystalle um so größer und damit die Dimensionen der Einzelkrystalle um so geringer, je mehr Keime vorhanden sind. Bei gleichbleibender KZ ist die Größe der Krystalle um so beträchtlicher, je höher die Krystallisationsgeschwindigkeit ist. Kolloidale Beimengungen erhöhen im allgemeinen KZ, während ihr Einfluß auf KG von gegenseitigen Adsorptionerscheinungen abhängt; viele Kolloide verkleinern die Krystallisationsgeschwindigkeit. Der Einfluß von kolloidalen Begleitstoffen wird sich also im allgemeinen dahin äußern, daß die Niederschläge feinkörniger werden.

Nach den Adsorptionsgesetzen wirkt die Grenzfläche flüssig/fest adsorbierend auf gelöste Stoffe, die sich infolgedessen in ihrer Nähe anreichern. Da ferner die Keimbildungsgeschwindigkeit der Konzentration proportional ist, so werden sich die Keime bevorzugt an der Grenzfläche bilden und sich an ihr fixieren. Das anschließende Krystallwachstum dieser fixierten Keime führt dann den größten Teil der übersättigt gelösten Substanz zwangsläufig an die Grenzfläche. Die Grenzfläche flüssig/fest besteht aus der Kesselwand und aus der Oberfläche der in Wasser suspendierten Stoffe. Besitzen diese Stoffe nun infolge äußerst feiner Verteilung (Kolloide; kolloidaler Graphit usw.) eine Oberfläche, die um ein Bedeutendes größer ist als die der Kesselwand, so wird eine Fixierung der sich bildenden Keime fast ausschließlich an der Oberfläche des feinverteilten Stoffes erfolgen.

Die Überschreitung von L_p braucht nicht gleichmäßig stark über den gesamten Kesselinhalt verteilt zu sein. Je nachdem, ob der Temperaturkoeffizient der Löslichkeit eines Stoffes positiv oder negativ ist, scheidet sich aus seiner gesättigten Lösung die feste Phase an den kältesten bzw. heißesten Stellen des Systems bevorzugt ab. Aus diesem Grunde findet die Ausscheidung von Calciumsulfat, Magnesiumhydroxyd und von Calcium- und Magnesiumsilicat, deren Löslichkeit mit der Temperatur abnimmt, meist an den heißesten Stellen des Kessels statt, also z. B. in den Siederöhren. Dabei folgt auch das Krystallwachstum diesem Gesetz, indem Gipskrystalle sich in Richtung des stärksten Wärmefflusses, das ist senkrecht zur Kesselwand, orientieren. Calciumkarbonat hat bis 200°C einen kleinen positiven Temperaturkoeffizienten der Löslichkeit (vgl. Abb. 4 auf S. 253). Unterhalb dieser Temperatur neigt es daher weniger dazu, sich an der heißen Kesselwand auszuschcheiden. Allerdings findet man auch Kesselsteinbeläge, die reichliche Mengen Calciumkarbonat enthalten. Bei Kesseln mit über 16 atü Betriebsdruck rührt das daher, daß die Löslichkeit von Calciumkarbonat oberhalb 200°C einen negativen Temperaturkoeffizienten besitzt. Die Karbonatausscheidung an der Kesselwandung kann auch dadurch verursacht sein, daß an Stellen lebhafter Dampfentwicklung das L_p von Calciumkarbonat durch Entzug des Lösungsmittels überschritten wurde, eine Erscheinung, die natürlich bei sämtlichen gelösten Stoffen eintreten kann. Stellen starker Dampfentwicklung sind in erster Linie an der Heizfläche eines Kessels zu suchen. Daneben können Dampfblasen bei stark bewegtem Wasser auch im Innern der flüssigen Phase spontan oder durch feste Verunreinigungen angeregt (Keimwirkung) entstehen.

Bei sehr lebhafter Dampfblasenentwicklung können die oben beschriebenen Vorgänge teilweise verdeckt werden. So kann durch lokale Übersättigungen eine Steinabscheidung stattfinden, obgleich die Konzentration des gesamten Kesselinhaltes so liegt, daß das Lp keines Ionenpaares erreicht wird. Bei sehr heftiger Verdampfung gibt das an dem Heizblech haftende Wassertröpfchen seinen gesamten Inhalt an gelöster Substanz momentan an das Blech ab. Die leicht löslichen Salze werden von neu hinzutretendem Wasser sofort wieder gelöst, während die Steinbildner in mikroskopisch kleinen Krystallen zurückbleiben. Ist der Siedevorgang weniger heftig, so krystallisieren die Steinbildner aus der übersättigten Flüssigkeitszone an der Heizfläche in größeren Krystallen aus. Die Krystallgröße ist für Wärmeleitfähigkeit (s. S. 247) und Festigkeit des entstehenden Kesselsteins von Bedeutung.

4. Festbrennen von Schlamm.

Das Festbrennen tritt besonders leicht bei gipshaltigem Schlamm ein. Calciumsulfat bildet mehrere Hydratstufen, von denen die wasserärmeren bei Gegenwart von Wasser unterhalb 100° C in die wasserreichste übergehen. Dieses Abbinden des Gipses kann im Dampfkessel in Betriebspausen vor sich gehen, wobei eine Verfestigung des Schlammes stattfindet. Auch die bei Temperaturschwankungen (wechselnde Belastung des Kessels) sich stark ändernde Löslichkeit von Calciumsulfat (vgl. Abb. 7 auf S. 255) kann ein nachträgliches Krystallwachstum im Gipsschlamm zur Folge haben, wodurch die Gipskrystalle ein verfilztes Haufwerk und schließlich festen Stein bilden. Bei hohem SO_4^{--} -Gehalt des Kesselwassers kann CaSO_4 schwerer löslich werden als CaCO_3 (vgl. Abb. 13 auf S. 275). Infolgedessen wandelt sich CaCO_3 -Schlamm langsam in CaSO_4 um, wobei Verfestigung eintritt.

Es ist auch denkbar, daß Schlamm, welcher Aluminiumhydroxyd, Ferrihydroxyd oder wasserhaltiges Kieselsäuregel enthält, beim Übergang dieser Stoffe in die wasserärmeren Verbindungen zu Stein verfestigt wird.

Endlich kann auch ein mit organischen Stoffen (Öl, Humusstoffe, kolloidale Kesselsteinverhütungsmittel) durchsetzter Schlamm bei deren Zersetzung festbrennen, wobei erfahrungsgemäß ein sehr harter Stein von geringer Wärmeleitfähigkeit entsteht.

C. Bekämpfung von Schlamm und Kesselstein.

Hierbei sind grundsätzlich zwei Wege möglich:

1. Entfernung vorhandener Schlamm- und Steinmengen.
2. Verhütung der Schlamm- und Steinbildung.

1. Die Entfernung von Schlamm und Stein aus dem Kessel.

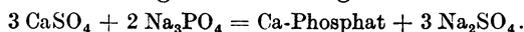
Schlamm wird auf mechanischem Wege dadurch entfernt, daß eine gewisse Menge Wasser an der tiefsten Stelle des Kessels abgezapft wird, wobei die dort angesammelte Schlammmenge mitgerissen wird

(Abschlämmen, vgl. auch Ablassen von Kesselwasser, S. 273). Schlammablagerungen, die sich in anderen Teilen des Kessels angesammelt haben, werden beim Abschlämmen nicht entfernt. Sie können nur durch Stilllegung des Kessels, vollständige Leerung und gründliche Reinigung, durch Abspritzen u. dgl. beseitigt werden.

Die mechanische Entfernung von Kesselstein kann nur während längerer Betriebspausen vorgenommen werden. Der Kessel wird befahren, und der Stein wird durch Abklopfen der Wände und Ausputzen der Siederohre abgelöst. Bei Entfernung von sehr hartem Stein wird das Kesselbaumaterial häufig beschädigt. Aus den gebogenen Siederohren mancher Wasserrohrkessel läßt sich Steinbelag zuweilen sehr schwer entfernen.

Die chemische Entfernung von Kesselstein zielt dahin, den Stein während des Betriebes durch Zugabe von Reagenzien in Schlamm umzuwandeln. Gewisse Gerbstoffe sollen die Eigenschaft haben, vorhandenen Kesselstein aufzuweichen. Vielleicht wird durch die sauren Abbauprodukte dieser Stoffe eine Lösung der karbonathaltigen Anteile des Kesselsteins und dadurch eine Lockerung des Gefüges bewirkt. Die Säurewirkung ist wegen der Korrosionsgefahr höchst bedenklich (s. S. 284). Häufig erzeugen die als Geheimmittel angepriesenen Gerbstoffe und organischen Kolloide durch Festbrennen einen harten und schlecht wärmeleitenden Kesselstein (vgl. S. 259).

Wirksamer und unschädlicher ist das Trinatriumphosphatverfahren zur Beseitigung von Kesselstein. Versetzt man ein hartes Wasser mit einer Lösung von Trinatriumphosphat, so entsteht ein Erdalkali-Phosphatniederschlag, der weitaus unlöslicher ist als alle übrigen in Betracht kommenden Salze der Kesselsteinbildner (über die Zusammensetzung dieses Phosphatniederschlages s. S. 263). In Gegenwart von Trinatriumphosphat sind die Phosphate die stabilsten Bodenkörper, und ein bereits gebildeter Kesselstein muß sich deshalb in die entsprechenden Phosphate umwandeln. Schematisch läßt sich dieser Vorgang für einen reinen Gipsstein durch folgende Gleichung ausdrücken:



Es tritt naturgemäß bei diesem Anionenaustausch ein Umbau des kristallinen Gefüges ein, der eine so weitgehende Lockerung zur Folge haben kann, daß der Stein sich von der Wand loslöst und weitgehend in Schlamm zerfällt. Die Geschwindigkeit dieses Vorganges ist im wesentlichen durch die Struktur und chemische Zusammensetzung des ursprünglichen Steinbelages bedingt: Sehr dichte und schwer lösliche Steine brauchen verhältnismäßig viel Zeit zur Umwandlung und zum Zerfall.

2. Verhütung der Steinbildung.

Hierbei kann die Einwirkung vor dem Eintritt des Speisewassers in den Kessel oder im Kessel selbst geschehen. Im ersten Falle spricht man von Speisewasserreinigung; im zweiten Fall kann eine unzulässige Anreicherung der Verunreinigungen durch Ablaugen (s. S. 273), Steinabscheidung im besonderen durch die Korrektivverfahren vermieden werden.

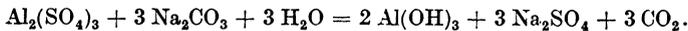
D. Speisewasserreinigung.

Grobdisperse Verunreinigungen lassen sich durch Sedimentieren und Filtrieren aus dem Rohwasser entfernen. Dagegen sind kolloidal gelöste Stoffe nicht ohne weiteres abfiltrierbar. Allgemein kann man Kolloide durch Ultrafiltration, Ausflockung und nachfolgende Filtration oder durch Adsorption an großoberflächigen Stoffen vom Lösungsmittel trennen.

Ultrafiltration ist für die Speisewasseraufbereitung zu teuer, beseitigt auch nicht die kolloidal gelöste Kieselsäure.

Ausflockung durch Elektrolytzusatz kommt wegen der benötigten hohen Salzkonzentrationen meist nicht in Frage. Dagegen kann man Ölemulsionen durch Einwirkung von elektrischem Strom zerstören, so daß die ausgeschiedenen Öltropfen sich mit mechanischen Entöleren entfernen lassen.

Die Adsorption der Kolloide kann man durch Filtrieren des zu reinigenden Wassers durch ein Filter aus großoberflächigem Material, z. B. aktive Kohle, bewirken. Auf diese Weise läßt sich nach Jänecke [Chem.-Ztg. 56, 630 (1932)] die Entölung von Kondenswasser erfolgreich durchführen. Man kann auch im Wasser selbst einen großoberflächigen Niederschlag erzeugen, der die Kolloide adsorbiert und sie beim Filtrieren auf einem gewöhnlichen Filter festhält. Eine hierfür geeignete Fällung erhält man durch Zusatz von Aluminiumsulfat und Soda zu dem zu reinigenden Wasser:



Das Aluminiumhydroxyd bildet ein Gel von großer Oberfläche, welches kolloidal gelöstes Öl sowie die kolloidale Kieselsäure adsorbiert und zu Boden reißt. Nach Stumper [Die Chemie der Bau- und Betriebsstoffe des Dampfkesselwesens, S. 255. Berlin: Julius Springer 1928] wird auch das Kieselsäureion zum Teil aus dem Wasser entfernt, da es als Aluminiumsilicat chemisch gebunden wird. Ähnlich wirken großoberflächige Niederschläge von Ferrihydroxyd [französisches Patent der I. G. Farbenindustrie 692364]; ferner haben auch die bei den chemischen Enthärtungsverfahren ausfallenden Niederschläge eine, wenn auch schwächere, adsorbierende Wirkung auf die kolloidalen Begleitstoffe (s. S. 265).

1. Entfernung der kesselsteinbildenden Ionen.

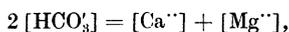
Es ist gezeigt worden, daß die Kationen Ca^{++} , Mg^{++} , Al^{+++} , Fe^{++} in Gegenwart der Anionen HCO_3' , CO_3'' , SO_4'' und SiO_3'' Schlamm- und Kesselsteinbildung verursachen können. Für ihre Entfernung aus dem Speisewasser kommen folgende Methoden in Betracht:

a) Destillation des Rohwassers.

Theoretisch sollte destilliertes Wasser frei von sämtlichen Verunreinigungen sein. Praktisch besitzt das Destillat der Verdampfer stets eine geringe Resthärte. Der Speisewasserausschuß der II. Weltkraftkonferenz hat angegeben, daß beim Destillierverfahren eine Enthärtung auf $0,10^0$ DH möglich ist.

b) Thermische Enthärtung.

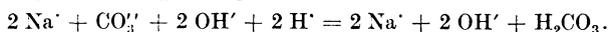
Ist



so wird beim thermischen Bikarbonatzerfall soviel CO_3' frei, daß $\text{Ca}^{''}$ und $\text{Mg}^{''}$ als Karbonate gefällt werden. MgCO_3 geht allmählich in $\text{Mg}(\text{OH})_2$ über (hydrolytische Spaltung, vgl. S. 254). Ist



so wird auch ein entsprechender Teil von $\text{Fe}^{''}$ und $\text{Al}^{''}$ als Hydroxyd gefällt, da CO_3' und stets im Rohwasser vorkommendes Na^{\cdot} einer schwachen hydrolytischen Spaltung unterworfen sind:



Die Resthärte ist durch die Löslichkeit von CaCO_3 und $\text{Mg}(\text{OH})_2$ bei der betreffenden Temperatur bestimmt; sie beträgt theoretisch bei 100°C etwa 1° Kalkhärte und $0,5^{\circ}$ Magnesiahärte. Praktisch werden diese Werte aus folgenden Gründen meist nicht erreicht:

1. Die Hydrolyse von MgCO_3 ist bei der aus praktischen Gründen so kurz wie möglich bemessenen Zeitdauer der Enthärtung bei weitem nicht vollständig;

2. die Löslichkeit von $\text{Mg}(\text{OH})_2$ ist in Gegenwart von Natriumsalzen größer als der Kurve auf Abb. 5 entspricht (s. S. 254).

Die thermische Reinigung ist vorteilhaft nur bei einem Rohwasser anzuwenden, das wenig $\text{Mg}^{''}$ und mehr HCO_3' enthält, als der Menge des $\text{Ca}^{''}$ äquivalent ist. In diesem Falle ist nach der Bikarbonatzersetzung CO_3' im Überschuß vorhanden, wodurch die Löslichkeit von CaCO_3 herabgesetzt wird. In allen anderen Fällen wird die thermische Enthärtung am besten mit einem der unten beschriebenen chemischen Reinigungsverfahren kombiniert.

Vom praktischen Standpunkt ist es erwünscht, daß die Enthärtung möglichst schnell verläuft, damit der Durchsatz der Reinigungsapparatur groß und ein Nachreagieren nach der Filtration, womit die Aufbereitung weitgehend illusorisch gemacht würde, vermieden wird. Ionenreaktionen verlaufen unmeßbar schnell; mit meßbarer Geschwindigkeit gehen folgende Vorgänge bei der thermischen Enthärtung vonstatten:

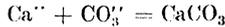
a) Der Übergang des gelösten CO_2 in den gasförmigen Zustand;

b) Die Ausbildung der festen Phase $[\text{CaCO}_3, \text{Mg}(\text{OH})_2, \text{Al}(\text{OH})_3$ und $\text{Fe}(\text{OH})_3]$.

Diese Teilvorgänge sind also möglichst zu beschleunigen. Lebhaftige Bewegung und hohe Temperatur der Flüssigkeit begünstigen das Entweichen von gelöstem CO_2 . Die Bildung der festen Phase wird ebenfalls durch Temperaturerhöhung, sowie durch die Keimwirkung von grobdispersen Stoffen beschleunigt. Kolloide verzögern die Ausscheidung der festen Phase, erhöhen also die Resthärte und machen den Niederschlag sehr feinkörnig und damit schlecht filtrierbar (vgl. S. 258). Kolloidale Beimengungen des Rohwassers müssen deshalb vor der thermischen Reinigung nach Möglichkeit entfernt werden.

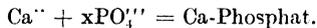
c) Chemische Reaktionen.

Die chemische Entfernung des Calciumions kann durch Fällungs- und durch Austauschreaktionen bewirkt werden. Bei der Reaktion



fällt CaCO_3 wegen seiner Schwerlöslichkeit aus. In Abb. 8 ist die Löslichkeit von CaCO_3 in Abhängigkeit von der Temperatur für verschiedene Werte von $[\text{CO}_3^{--}]$ angegeben. Zur Erzeugung genügend hoher CO_3^{--} -Konzentrationen kann die HCO_3^- -Zersetzung oder der Zusatz von Na_2CO_3 dienen.

Mit PO_4^{--} bildet Ca^{++} ebenfalls einen sehr schwer löslichen Niederschlag, dessen Zusammensetzung nicht genau bekannt ist:



Jedenfalls besteht der Niederschlag nicht aus Tricalciumphosphat $3 \text{CaO} \cdot \text{P}_2\text{O}_5$, sondern aus einer kalkreicheren Verbindung, etwa von der Zusammensetzung $4 \text{CaO} \cdot \text{P}_2\text{O}_5$ [vgl. Danneel und Fröhlich: Ztschr. Elektrochem. 36, 302 (1930)] oder $x \text{Ca}_3(\text{PO}_4)_2 + y \text{Ca}(\text{OH})_2$ [vgl. Hall: A. P. 1613656]. Dieses Phosphat soll nach Köppel [Wchbl. Papierfabr. 64, 5 (1933)] mit im Rohwasser anwesenden Sulfaten, Chloriden und Silicaten Doppelsalze bilden. Nach Untersuchungen von Körber und Trömmel [Ztschr. Elektrochem. 38, 578 (1932)] sowie von Schleede, Schmidt und Kindt [Ztschr. Elektrochem. 38, 633 (1932)] sind Silicocalciumphosphate von der Zusammensetzung $5 \text{CaO} \cdot \text{P}_2\text{O}_5 \cdot \text{SiO}_2$ und $9 \text{CaO} \cdot \text{P}_2\text{O}_5 \cdot 3 \text{SiO}_2$ sehr beständige und schwer lösliche Verbindungen von Apatitcharakter, in denen das SiO_2 -Radikal auch durch SO_4 , CO_3 und besonders $(\text{OH})_2$ ersetzt werden kann. Köppel und Steinbrunn [Wärme 56, 360 (1933)] behaupten, daß bei der Phosphatenthärtung gleichzeitig eine Entsalzung und Entkieselung des Wassers stattfindet. Fest steht jedoch nur, daß der Phosphatschlamm einen Teil der im Wasser vorhandenen Kieselsäure zu binden vermag, und daß die Löslichkeit des komplexen Bodenkörpers geringer ist als die von Tricalciumphosphat.

Die Löslichkeit von $3 \text{CaO} \cdot \text{P}_2\text{O}_5$ beträgt bei 25°C 4,35 mg/l oder 0,24° DH. R. E. Hall (A. P. 1613656) bestimmte die Löslichkeit von Tricalciumphosphat experimentell bei Kesseltemperaturen und bei den im praktischen Kesselbetrieb vorkommenden OH-Ionenkonzentrationen zu 3,3 mg/l oder 0,18° DH. Tricalciumphosphat ist also schwerer löslich als Calciumkarbonat. Da der komplexe Phosphatniederschlag noch weniger löslich ist als Tricalciumphosphat, so ist die Entfernung von Ca^{++} durch PO_4^{--} außerordentlich weitgehend und die restliche Kalkhärte muß noch wesentlich unterhalb von 0,2° DH liegen.

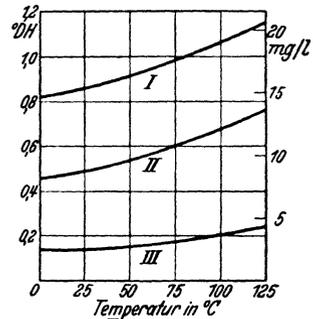
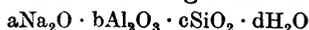


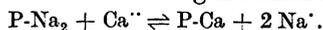
Abb. 8. Löslichkeit von CaCO_3 bei verschiedenem Na_2CO_3 -Überschuß und verschiedenen Temperaturen. Kurve I Überschuß = 0; Kurve II Überschuß = $1^\circ \text{Na}_2\text{CO}_3 = 18,9 \text{ mg/l}$; Kurve III Überschuß = $5^\circ \text{Na}_2\text{CO}_3 = 94,5 \text{ mg/l}$.

Als Fällungsmittel kann Trinatriumphosphat Na_3PO_4 dienen.

Die Umsetzung von Ca^{++} mit Permutiten bezeichnet man als Austauschreaktion. Das Permutit ist ein natürlich vorkommendes oder künstlich hergestelltes wasserhaltiges Metalloxyd-Aluminosilicat der Gruppe der Zeolithe, welches die allgemeine Zusammensetzung

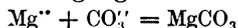


besitzt. Bezeichnet man das Natriumpermutit mit dem Symbol P- Na_2 , so läßt sich die Austauschreaktion folgendermaßen darstellen:



Das Permutit bildet eine unlösliche, körnige Masse. Voraussetzung für den Austausch der Ca-Ionen gegen Na-Ionen ist die Abwesenheit oder höchst geringe Konzentration von Na^+ im Rohwasser, da anderenfalls die obige Reaktion von rechts nach links, also im unerwünschten Sinne, verläuft. Die Regeneration des Calciumpermutits wird mit konzentrierter Kochsalzlösung vorgenommen.

Zur Beseitigung von Magnesiumion stehen ebenfalls Fällungs- und Austauschreaktionen zur Verfügung. Das bei der Reaktion



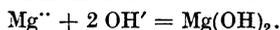
entstehende Magnesiumkarbonat besitzt bei 20° C eine Löslichkeit von etwa 0,8 g/l oder 53° HD; es ist also rund 60mal leichter löslich als Calciumkarbonat. Die Temperaturabhängigkeit der Löslichkeit von MgCO_3 ist nicht bekannt. Für die Erzeugung von $[\text{CO}_3']$ gilt das bei Ca^{++} Gesagte.

Mit PO_4'' bildet Mg^{++} ebenso wie Ca^{++} einen sehr schwer löslichen komplexen Niederschlag:



Hinsichtlich Zusammensetzung, Löslichkeit usw. des Phosphatniederschlages gelten sinngemäß die bei Ca^{++} (s. oben) gemachten Ausführungen.

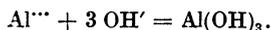
Ferner läßt sich Mg^{++} durch OH' ausfällen:



Die Löslichkeit von Mg(OH)_2 beträgt 10 mg/l oder rund 1° DH bei 25° C; ihre Temperaturabhängigkeit ist auf Abb. 5 auf S. 254 dargestellt. Bemerkenswert ist der negative Temperaturkoeffizient. Die Löslichkeit von Mg(OH)_2 ist also wesentlich geringer als die von MgCO_3 ; sie wird allerdings durch Natriumsalze (z. B. Na_2SO_4) erheblich heraufgesetzt (vgl. S. 255), erreicht aber auch dann nicht die Löslichkeit des Karbonats. Man strebt deshalb bei der Speisewasseraufbereitung an, Mg^{++} immer als unlösliches Mg(OH)_2 und nicht als leichter lösliches MgCO_3 abzuscheiden. Über die Umwandlung von MgCO_3 in Mg(OH)_2 durch Hydrolyse siehe S. 254. Zur Erzeugung der nötigen OH' -Konzentrationen dient Zusatz von Ca(OH)_2 oder NaOH . Die Austauschreaktion findet analog wie bei Ca^{++} mit Natriumpermutit statt:



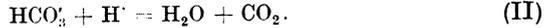
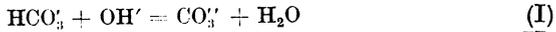
Das Aluminiumion läßt sich mit OH' ausfällen:



Die Löslichkeit von Al(OH)_3 beträgt bei 18° C 1,56 mg/l oder 0,17° DH. Bei hohen Werten von $[\text{OH}']$ erfolgt Bildung löslicher Aluminate (vgl. S. 256).

Ferroion bildet mit OH' schwer lösliches $\text{Fe}(\text{OH})_2$, dessen Löslichkeit bei 18°C $0,96 \text{ mg/l}$ beträgt. Über die Oxydation von $\text{Fe}(\text{OH})_2$ zu $\text{Fe}(\text{OH})_3$ siehe S. 256. Die Löslichkeit von $\text{Fe}(\text{OH})_3$ beträgt bei 14°C $1 \cdot 10^{-5} \text{ mg/l}$.

Das Bikarbonation läßt sich durch thermische oder chemische Zersetzung aus dem Wasser entfernen. Über die thermische Zersetzung s. S. 253. Die chemische Zersetzung kann mit OH' oder H' erfolgen:



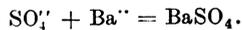
Die Zersetzung nach (I) verläuft vollständig, wenn CO_3'' entfernt wird, z. B. durch Ausfällung (s. unten); die Zersetzung (II) erfolgt quantitativ, wenn CO_2 entfernt wird (vgl. S. 253). Die erforderlichen Konzentrationen von OH' können durch Ätzalkalien, die von H' durch Säurezusatz (z. B. Salzsäure) erzeugt werden.

Das Karbonation wird durch Fällung mit Ca'' (s. oben) oder durch Zersetzung mit Mineralsäure entfernt:

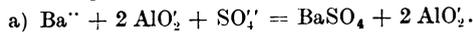


Bei gewöhnlicher Temperatur ist der Übergang von CO_3'' in CO_2 unter Umständen durch Übersättigungserscheinungen stark verzögert. Bei höheren Temperaturen oder durch starke mechanische Bewegung der Lösung werden diese aufgehoben.

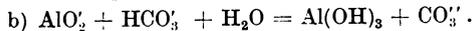
Sulfation läßt sich durch Zusatz von Ba'' ausfällen:



Die Löslichkeit von BaSO_4 beträgt bei 25°C $2,48 \text{ mg/l}$ oder $0,06^\circ \text{DH}$. Sie besitzt einen positiven Temperaturkoeffizienten. Als Fällungsmittel kommen Bariumchlorid, Bariumkarbonat und Bariumaluminat in Betracht. Bei Anwendung des letzteren finden folgende Umsetzungen statt:



Das Aluminat ist nur bei sehr hohen Werten von $[\text{OH}']$ beständig; in Gegenwart von HCO_3' setzt es sich um nach



Das hierbei entstehende $\text{Al}(\text{OH})_3$ ist ein Mittel, um kolloidal gelöste und auch einen Teil der iondispers gelösten Kieselsäure zu entfernen (s. S. 261).

Eine ähnliche adsorptive Wirkung auf Kieselsäure üben die in hartem Wasser bei Zusatz von PO_4'' entstehenden komplexen Phosphatniederschläge aus (vgl. S. 263). Außer solchen Adsorptionsreaktionen ist kein technisch brauchbares Mittel bekannt, um den Wert der Silicationkonzentration unter dem im Rohwasser vorliegenden zu vermindern.

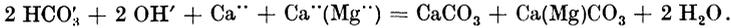
Die oben angeführten Kationen wirken nur in Anwesenheit bestimmter Anionen kesselsteinbildend, und umgekehrt. So ist bei Abwesenheit von Ca'' das SO_4' -Ion unschädlich; bei Abwesenheit von SO_4' und SiO_3' ist es nicht nötig, die Nichtkarbonathärte zu beseitigen. Die Aufgabe, das Speisewasser von den Kesselsteinbildnern zu befreien, kann also je nach der Zusammensetzung des Rohwassers hinter den Forderungen

einer bloßen „Enthärtung“, welche lediglich die Entfernung von Ca^{++} und Mg^{++} umfaßt, zurückbleiben, oder, was häufiger der Fall sein wird, wesentlich über sie hinausgehen.

2. Chemische Reinigungsverfahren.

a) Kalk-Sodaverfahren.

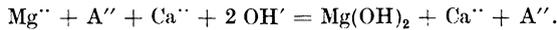
Die Bikarbonate werden durch $\text{Ca}(\text{OH})_2$ zersetzt und die Karbonathärte durch die Hälfte des dabei entstehenden $[\text{CO}_3']$ ausgefällt:



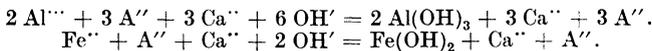
MgCO_3 wird durch $\text{Ca}(\text{OH})_2$ in $\text{Mg}(\text{OH})_2$ umgewandelt:



Mg^{++} kann auch direkt durch $\text{Ca}(\text{OH})_2$ ausgefällt werden; da die Natur des Anions dabei belanglos ist, sei es mit A'' bezeichnet:

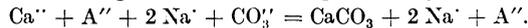


Durch $\text{Ca}(\text{OH})_2$ werden ferner Fe^{++} und Al^{+++} als Hydroxyde ausgefällt, wobei ebenfalls die Anionen belanglos sind:



$\text{Fe}(\text{OH})_2$ geht dann in $\text{Fe}(\text{OH})_3$ über (s. S. 256).

Durch den Zusatz von $\text{Ca}(\text{OH})_2$ ist also die Karbonathärte, Fe^{++} , Al^{+++} sowie das Mg^{++} der Nichtkarbonathärte ausgefällt worden; diese selbst bleibt unverändert, da an die Stelle von Mg^{++} die äquivalente Menge Ca^{++} getreten ist. Ferner ist durch den gesamten Niederschlag, besonders aber durch eventuell erzeugtes $\text{Al}(\text{OH})_3$ der Gehalt an SiO_3' vermindert worden. Fehlen SiO_3' und SO_4' im Rohwasser, so sind alle Kesselsteinbildner aus dem Wasser entfernt. Sind jedoch diese beiden Anionen anwesend, so muß der Restbetrag an Ca^{++} mit Na_2CO_3 ausgefällt werden:



Die Resthärte wird durch die Löslichkeit von CaCO_3 und $\text{Mg}(\text{OH})_2$ bedingt (s. S. 253 u. 254). Der Betrag von gelöstem CaCO_3 kann durch Zugabe von überschüssigem Na_2CO_3 noch vermindert werden (vgl. Abb. 8 auf S. 263).

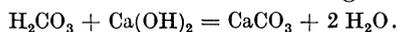
Ferner kann man noch eine Nachenthärtung mit Na_3PO_4 anschließen, da die Löslichkeit von Ca- und Mg-Phosphat wesentlich geringer ist, als die von CaCO_3 und $\text{Mg}(\text{OH})_2$ (s. S. 263). Allerdings sollte vor dem PO_4''' -Zusatz eine Filtration vorgenommen werden, da sonst auch der im wesentlichen aus CaCO_3 bestehende Niederschlag nachträglich in Phosphat umgewandelt wird und ein zusätzlicher Verbrauch an Na_3PO_4 sowie eine starke Anreicherung des Speisewassers mit Na^+ , CO_3' und OH' eintritt. Die Umsetzungsgeschwindigkeit von bereits gebildetem festen CaCO_3 mit Na_3PO_4 ist aber verhältnismäßig gering, so daß eine Vorfiltration des erstgebildeten Niederschlages nicht unbedingt zu erfolgen braucht. Durch die Phosphatnachenthärtung kann die Resthärte auf einen Betrag herabgedrückt werden, dessen Nachweis mit den üblichen analytischen Methoden nicht sicher gelingt, da Resthärten von 0,1° DH und darunter innerhalb der analytischen Fehlergrenzen liegen.

Der geschwindigkeitsbestimmende Vorgang bei dem Kalk-Soda-verfahren ist die Ausbildung der festen Phase. Die Reinigung wird also beschleunigt durch Temperaturerhöhung und Schlammzugabe (Keimwirkung). Die Anwesenheit von Kolloiden stört erheblich durch deren verzögernde Wirkung (vgl. S. 258).

Durch das Kalk-Sodaverfahren werden alle Kesselsteinbildner außer SO_4'' und SiO_3'' erfaßt; immerhin wird auch die Konzentration an SiO_3'' vermindert (nach Stumper [l. c. S. 261] um 30—60%). SO_4'' ist bei Abwesenheit von Ca'' unschädlich (s. S. 265); vielfach ist eine gewisse SO_4'' -Konzentration sogar erwünscht (s. S. 290).

Für jeden Grad der Nichtkarbonathärte des Rohwassers tritt die äquivalente Menge Na' (= 8,20 mg/l) in das Speisewasser über. Bei überschüssiger Sodazugabe wird dieser Betrag entsprechend höher, außerdem ist dann mit Anwesenheit von OH' und CO_3'' im Kessel zu rechnen. Die Anreicherung des Kesselwassers mit Natriumsalzen, sowie mit OH' und CO_3'' kann erwünscht, aber auch schädlich sein (vgl. Korrektivverfahren S. 275, Schäumen S. 281, Korrosion S. 288).

Die Entfernung von im Rohwasser gelöster freier Kohlensäure ist wegen der Korrosionsgefahr unbedingt erforderlich. Bei der thermischen Enthärtung (s. S. 262) sowie bei dem heiß, d. h. bei etwa 70° C durchgeführten Kalk-Sodaverfahren wird die freie Kohlensäure durch das Erhitzen entfernt. Wird dieses Verfahren in der Kälte ausgeführt, so wird die freie Kohlensäure mit Ätzkalk ausgefällt:



Diese summarische Reaktion verläuft in Wirklichkeit als Ionenreaktion (s. S. 265).

Die Berechnung der Mengen der Chemikalienzusätze erfolgt auf Grund der Rohwasseranalyse nach den Regeln der Stöchiometrie. Betreffs der Methodik der Wasseranalyse muß auf die einschlägige Literatur verwiesen werden¹. Hundeshagen [Ztschr. öffentl. Chem. 13, 23 (1907)] gibt eine einfache Berechnungsweise der Zusätze an. Bedeuten

K die Karbonathärte,
 M die Magnesiahardte,
 N die Nichtkarbonathärte und

c den Härtegleichwert der freien Kohlensäure (vgl. S. 251),

so ergeben sich folgende Zusätze in g/m^3 :

Bedarf an CaO beim heiß durchgeführten Kalk-Sodaverfahren = $10,0(K + M)$
 Bedarf an CaO beim kalt durchgeführten Kalk-Sodaverfahren = $10,0(K + M + c)$
 Bedarf an Na_2CO_3 = $18,9 \cdot N$

Zu berücksichtigen ist, daß Ätzkalk meist nur 85%ig, Soda etwa 98%ig ist.

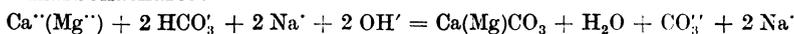
¹ Z. B. Berl-Lunge: Chemisch-technische Untersuchungsmethoden (kurz C. T. U.), Bd. 2. Berlin: Julius Springer 1931/32. — Taschenbuch für die anorganisch-chemische Großindustrie. Berlin: Julius Springer 1930. — Blacher: Das Wasser in Dampf- und Wärmetechnik. Leipzig: Otto Spamer. — Klut: Untersuchungen des Wassers an Ort und Stelle. Berlin: Julius Springer 1922. — Splittgerber: Speisewasserpflege, S. 48f. — Tillmans: Die chemische Untersuchung von Wasser und Abwasser. Halle: Wilhelm Knapp 1915.

Stratton, Ficklen und Hough [Ind. engin. Chem. 24, 180 (1932)] geben Nomogramme über die Menge der Chemikalienzusätze bei der Wasserenthärtung an. Betreffs weiterer Einzelheiten über die Berechnung muß auf die oben angeführten ausführlichen Werke verwiesen werden.

b) Ätznatron-Sodaverfahren.

Benutzt man an Stelle von Kalk Ätznatron zur Zersetzung der Bikarbonate, so sinkt der Sodaverbrauch, da das Fällungsmittel kein unlösliches Karbonat bildet. Die Hälfte des bei der Bikarbonatzerersetzung gebildeten CO_3' kann also mit der Nichtkarbonathärte reagieren.

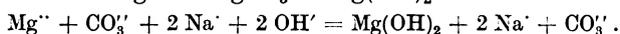
Karbonathärte:



Nichtkarbonathärte:



Bei der Umwandlung von MgCO_3 in $\text{Mg}(\text{OH})_2$ wird weiterhin CO_3' frei:



Da weniger Niederschlag als beim Kalk-Sodaverfahren gebildet wird, kann die Gesamtreaktion schneller verlaufen.

Sind Karbonat- und Nichtkarbonathärtebildner in stöchiometrischem Verhältnis anwesend, dann kann durch alleinigen Zusatz von Ätznatron der gesamte Reinigungsvorgang durchgeführt werden. Natürlich ist Sodazusatz auch dann nicht nötig, wenn die Karbonathärte größer ist als die Nichtkarbonathärte. In diesem Falle ist im Reinwasser ein Überschuß an Karbonation vorhanden. Auch die freie Kohlensäure des Rohwassers gelangt als Karbonation in den Kessel (vgl. hierzu Korrosion S. 284).

Die Handhabung von Ätznatron ist bequemer als die von Kalk, weil es leichter löslich ist, also in konzentrierteren Lösungen verwendet werden kann. Jedoch ist es wesentlich teurer, und im Reinwasser ist die Natriumionenkonzentration um den Betrag der Karbonathärte größer als beim Kalk-Sodaverfahren (vgl. S. 267). Über Nachenthärtung und Resthärte gilt das bei jenem Verfahren Gesagte.

Die Hundeshagenschen Formeln zur Berechnung der Chemikalienzusätze lauten für das Ätznatron-Sodaverfahren:

$$\begin{aligned} \text{Bedarf an NaOH} &= 14,3 \cdot (K + M + c) \text{ in g/m}^3; \\ \text{Bedarf an Na}_2\text{CO}_3 &= 18,93 \cdot (\text{Ca} - [2K + c]) \text{ in g/m}^3. \end{aligned}$$

Hierin bedeutet Ca die Kalkhärte in deutschen Härtegraden: die Bedeutung von K, M und c siehe S. 267.

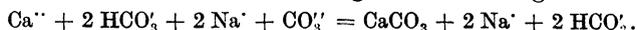
c) Sodaverfahren mit Rückführung des Kesselwassers.

Gibt man in einen Kessel mit dem Speisewasser einen Sodaüberschuß, so ist nach einiger Zeit wegen der hydrolytischen Spaltung des Karbonations (s. S. 254) im Kessel neben Soda auch Ätznatron vorhanden. Das Verhältnis $[\text{Na}_2\text{CO}_3] : [\text{NaOH}]$ ist nicht eindeutig festgelegt, sondern je nach Temperatur und Dampfentnahme verschieden. Hört die Zufuhr von Soda auf, so wird der Prozentsatz an NaOH immer größer, bis schließlich praktisch kein Na_2CO_3 mehr vorhanden ist. Man kann einen Teil

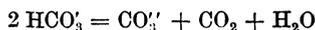
des Kesselwassers demnach zur Speisewasseraufbereitung nach dem Ätznatron-Sodaverfahren (s. oben) benützen.

Die Karbonathärte liefert je Härtegrad soviel CO_3'' , wie die Nichtkarbonathärte je Härtegrad zur Ausfällung verbraucht. Wenn im Rohwasser die Karbonathärte gleich oder größer ist als die Nichtkarbonathärte, so brauchte man theoretisch nach einer einmaligen größeren Sodazugabe keine weiteren Chemikalien zuzusetzen, um eine dauernde Wasserreinigung nach dem Rückführverfahren zu bewirken. Im praktischen Betriebe dürften so ideale Verhältnisse wegen der unumgänglichen Alkaliverluste (z. B. durch Wasserverluste beim Entschlammn des Kessels und der Reiniger) kaum vorliegen, so daß ein, wenn auch verhältnismäßig geringer, Sodazusatz kaum zu umgehen sein wird.

Reicht der Gehalt an NaOH im Kesselwasser nicht aus, um die Karbonathärte auszufällen, so wird HCO_3' nicht mehr bei der Aufbereitung, sondern erst im Kessel zersetzt, sofern die Aufbereitung nicht in der Wärme erfolgt (vgl. thermische Enthärtung, S. 262). Die Karbonathärte wird im Falle der kalten Aufbereitung durch Soda gefällt:



Im Kessel findet die Reaktion



statt. Über die Bedeutung der CO_2 -Entwicklung im Kessel siehe S. 285.

Das heiße Kesselwasser und etwa mitgeführter Kesselschlamm üben eine günstige Wirkung auf die Geschwindigkeit der Reinigung aus. Außerdem arbeitet das Verfahren billig, da nach der einmaligen größeren Zugabe von Soda weitere Zusätze an Chemikalien je nach der Rohwasserzusammensetzung in viel geringerem Maße erforderlich sind als bei den ohne Kesselwasserrückführung arbeitenden Verfahren.

Die Resthärte ist etwa ebenso hoch wie beim Kalk-Sodaverfahren. Über Nachenthärtung gilt das bei jenem Verfahren Gesagte. Die Berechnung der kontinuierlich zuzusetzenden Sodamenge kann nach Hundeshagen (s. S. 267) erfolgen; man hat $18,9 \cdot N$ g Soda je m^3 zuzusetzen, wenn N die Nichtkarbonathärte in deutschen Härtegraden bedeutet. Diese Berechnungsweise ist jedoch von zweifelhaftem Wert, da

1. die Sodaspaltung im Kessel nicht 100%ig ist, und
2. die tatsächlichen Umsetzungen nicht genau den stöchiometrischen Mengenverhältnissen entsprechen, die sich aus den einfachen Reaktionsgleichungen ergeben (z. B. infolge von Adsorption gelöster Stoff an den Niederschlägen; vgl. hierzu das beim Phosphatverfahren S. 263 diesbezügliche Gesagte).

Einfacher und zweckmäßiger bemißt man den Sodazusatz empirisch in der Weise, daß das Wasser im Enthärter nach Vermischung mit dem rückgeführten Kesselwasser eine Alkalität besitzt, die etwa 20—50 mg NaOH je l entspricht [Splittgerber in Berl-Lunge: Chemisch-technische Untersuchungsmethoden, Bd. 2, S. 161. 1932]. Die Menge des rückzuführenden Kesselwassers ist so zu dosieren, daß eine Natronzahl (s. S. 291) von 1000 nicht überschritten wird.

d) Phosphatverfahren.

α) **Phosphatenthärtung ohne Rückführung von Kesselwasser.** Ca^{++} und Mg^{++} werden praktisch restlos ausgefällt, wozu ein Überschuß an PO_4^{--} nicht erforderlich ist. In den Kessel gelangt neben den Anionen des Rohwassers das Natrium des gewöhnlich als Fällungsmittel verwendeten Trinatriumphosphats. Aus Na^+ und HCO_3^- entsteht im Kessel in bekannter Weise NaOH und Na_2CO_3 (s. S. 254).

Eine Berechnung der Zusätze auf Grund stöchiometrischer Formeln ist nicht möglich, da die Zusammensetzung der ausfallenden Phosphatniederschläge nicht konstant ist (vgl. S. 263). Nach Angaben der Chemischen Fabrik Budenheim A. G., Mainz, sollen je 0° DH und je m^3 Rohwasser etwa 70 g $\text{Na}_3\text{PO}_4 \cdot 12 \text{H}_2\text{O}$ zugesetzt werden. Genauer erfolgt die Dosierung durch Kontrolle des Kesselwassers. Dieses soll einen Überschuß von 30 mg/l P_2O_5 aufweisen. Wird dieser Wert überschritten, so wird die Zugabe von Phosphat vorübergehend gedrosselt; wird er unterschritten, so muß die Zugabe vorübergehend erhöht werden, bis der normale P_2O_5 -Überschuß wiederhergestellt ist.

Die Enthärtung geht selbst ohne Anwendung eines Phosphatüberschusses bis auf praktisch 0° DH (vgl. S. 263).

Über den Einfluß des PO_4^{--} -Überschusses auf die Beseitigung bereits vorhandenen Kesselsteins s. S. 260; über Korrosionsverhütung s. S. 290.

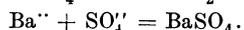
β) **Phosphatenthärtung mit Kesselwasserrückführung.** Da das mit Natriumphosphat enthärtete Kesselwasser Na_2CO_3 und NaOH enthält, kann man einen Teil davon zur Speisewasseraufbereitung verwenden. Für den Reaktionsmechanismus gelten die beim Sodarückführverfahren gemachten Ausführungen (s. S. 268). Die zusätzliche Menge Phosphat wird zweckmäßig erst dann zugegeben, nachdem das rückgeführte Kesselwasser seine vorenthärtende Wirkung ausgeübt hat (vgl. das sog. Verfahren Budenheim, s. S. 310). Eine auf der Rohwasseranalyse fußende genaue Dosierung des Phosphatzusatzes ist aus den oben erwähnten Gründen ebensowenig möglich wie beim reinen Phosphatverfahren. Die zusätzliche Menge an $\text{Na}_3\text{PO}_4 \cdot 12 \text{H}_2\text{O}$ soll etwa 15 g je m^3 und 0° DH des Rohwassers betragen. Das Phosphatrückführverfahren ist also wesentlich billiger als das reine Phosphatverfahren.

Über die genaue Dosierung des Phosphatzusatzes, über den Grad der Enthärtung und über die Vorteile eines PO_4^{--} -Überschusses im Kessel gilt sinngemäß das unter $d\alpha$ Gesagte.

γ) Häufig wendet man die Phosphatnachenthärtung in Kombination mit anderen Enthärtungsverfahren an, um die etwa vorhandene Resthärte auf praktisch 0° DH herabzusetzen.

e) Bariumverfahren.

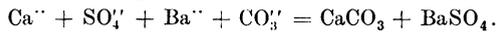
α) Fehlen in einem Rohwasser die Ionen HCO_3^- , CO_3^{--} und SiO_3^{--} , so genügt es, den Gehalt an SO_4^{--} mit BaCl_2 auszufällen:



Löslichkeit von BaSO_4 siehe S. 265. Von einer „Enthärtung“ kann keine Rede sein; trotzdem wird Steinansatz vermieden. Die Gegenwart

von Cl' , besonders neben Mg'' ist vom Standpunkt der Korrosionsverhütung (s. S. 288) sehr bedenklich.

β) Fehlen im Rohwasser Mg'' und SiO_3'' und ist $[\text{Ca}''] = [\text{SO}_4'']$, so kann Kesselsteinbildung durch Zugabe von BaCO_3 verhütet werden:

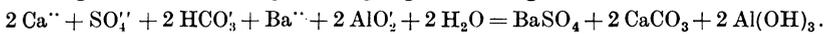


Löslichkeit von BaSO_4 und CaCO_3 siehe S. 263 u. 265. Der Vorteil des Verfahrens liegt darin, daß der Salzgehalt des Reinwassers stark verringert wird.

γ) Für den Fall, daß von kesselsteinbildenden Ionen nur Ca'' , HCO_3' und SO_4' vorhanden sind, und zwar in Konzentrationen, daß



so erfolgt eine vollständige Reinigung durch Zugabe von Bariumaluminat:



Durch $\text{Al}(\text{OH})_3$ wird auch kolloidale Kieselsäure und ein Teil des SiO_3'' aus dem Wasser entfernt (vgl. S. 265).

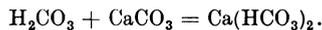
In den Fällen β) und γ) ist die Resthärte durch die Löslichkeit von CaCO_3 bedingt. Über Nachenthärtung und Berechnung der Chemikalienzusätze siehe S. 266 u. 267.

Neben dem hohen Preise liegen die Nachteile der Bariumverfahren namentlich darin begründet, daß sie keine universelle Reinigung für verschiedenste Zusammensetzung von Rohwässern zulassen.

f) Permutitverfahren.

Ca'' und Mg'' werden weitgehend aus dem Wasser entfernt. Trotzdem ist die Gefahr der Kesselsteinbildung groß, wenn SiO_3'' anwesend ist. Überdies kann Permutit unter Umständen SiO_3'' an das gereinigte Wasser abgeben. Sämtliche Anionen bleiben im Wasser enthalten. An die Stelle von Ca'' und Mg'' tritt die äquivalente Menge Na' . Permutiertes Wasser wird also im Kessel meist Na' , CO_3'' und OH' in größeren Konzentrationen enthalten (vgl. hierzu S. 281 u. 288).

Durch höhere Konzentrationen an Cl' und freier Kohlensäure wird das Permutit unbrauchbar, da das reaktionsfähige Natrium herausgelöst wird. Ist viel Na' im Rohwasser enthalten, dann wird die Enthärtung unvollkommen; die Austauschreaktion kann sogar rückläufig werden. Fe'' muß vorher entfernt werden, da die Permutitfilter sonst durch $\text{Fe}(\text{OH})_3$ verstopft werden. Freie Kohlensäure wird durch vorhergehende Filtration des Wassers über Marmorfilter „entsäuert“:



Das Permutit wird gekörnt und in Form von Filtern verwendet, durch welche das zu enthärtende Wasser in kaltem Zustand hindurch läuft. Von Zeit zu Zeit müssen die Filter mit konzentrierter Kochsalzlösung regeneriert werden; danach ist gründliches Auswaschen nötig, weil sonst Mg'' , Ca'' und Cl' in das Reinwasser gelangen.

Neopermutit ist ein verbessertes Permutit, welches rascher reagiert, sich schneller regenerieren läßt und einer geringeren Abnützung unterworfen ist als das ältere Produkt.

g) Impfverfahren.

Dieses Verfahren kommt nur dann in Betracht, wenn SO_4'' und SiO_3'' im Rohwasser nicht anwesend sind. Durch Zugabe von Salzsäure werden HCO_3' und CO_3' zersetzt:



Das CO_2 bleibt zum Teil im Wasser gelöst (aggressive Kohlensäure), und kann im Kessel und in Rohrleitungen erhebliche Korrosionen verursachen (vgl. S. 285). An die Stelle von HCO_3' und CO_3' treten äquivalente Mengen Cl' ; die Karbonathärte wird in Nichtkarbonathärte umgewandelt. Das Verfahren ist vom Standpunkt der Korrosionsverhütung so bedenklich, daß es höchstens zur Aufbereitung von Kühlwasser und von Speisewasser für Verdampfer in Betracht kommt; für Dampfkessel ist es gefährlich und unbrauchbar.

h) Hauptmängel der chemischen Aufbereitungsverfahren.

1. Bei keinem Verfahren entsteht chemisch reines Wasser.
2. Der Gehalt an Alkalisalzen wird nicht vermindert, sondern bei einigen Verfahren sogar vermehrt.
3. Bei keinem Verfahren wird das Ion SiO_3'' vollständig entfernt.

i) Die Auswahl der Reinigungsverfahren.

Die Auswahl des Reinigungsverfahrens kann nach folgenden Hauptgesichtspunkten erfolgen:

1. Nach der Zusammensetzung des Rohwassers.
2. Nach der Kesseltype.
3. Nach der Wirtschaftlichkeit.

Zu 1. Ist $[\text{HCO}_3'] \geq [\text{Ca}'''] + [\text{Mg}''']$, so kommt thermische Enthärtung, dagegen nicht Permutierung in Betracht. Ist $[\text{Mg}'''] > [\text{Ca}''']$, so kommt hauptsächlich das Ätznatronverfahren, aber nicht thermische Enthärtung in Frage. Ist die Karbonathärte sehr gering gegenüber der Nichtkarbonathärte, dann ist das Permutitverfahren vorzuziehen. Wenn das Rohwasser viel Kieselsäure enthält, so ist Destillation am besten; eventuell ist das Kalk-Sodaverfahren mit Aluminiumsulfatzusatz heranzuziehen.

Zu 2. Für Hochdruck- und Hochleistungskessel ist Kondensat- und Destillatspeisung am besten. Soll chemisch aufbereitetes Wasser benutzt werden, so muß dieses einer Nachenthärtung mit Trinatriumphosphat unterzogen werden. Für Kessel mit geringeren Drücken und Leistungen genügen die meisten chemischen Aufbereitungsverfahren.

Zu 3. Ist Kondensatspeisung möglich und der Zusatzwasserbedarf gering (kleiner als 10%), so kann die Speisewasseraufbereitung mit Verdampfern wirtschaftlich sein. Wird viel Heizdampf gebraucht, wobei eine Gewinnung von Kondensat nicht möglich ist, so sind die chemischen Verfahren vorzuziehen. Von diesen arbeiten die thermische Aufbereitung und das Kalk-Sodaverfahren, ferner die Verfahren mit Rückführung des Kesselwassers wohl am billigsten.

k) Ablassen von Kesselwasser.

Chemisch enthärtetes Speisewasser enthält stets noch eine erhebliche Menge an gelösten Stoffen. Auch Kondensat hat meist einen Abdampfrückstand von einigen mg/l. Diese Stoffe reichern sich bei fortgesetzter Verdampfung im Kessel soweit an, daß erhebliche Störungen (z. B. Schaumbildung, Korrosionen, Kesselsteinansatz) auftreten.

Diese Störungen vermeidet man durch periodisch oder kontinuierlich vorgenommene Abzapfung von Kesselwasser (Ablaugung, vgl. auch Abschlammen S. 260).

In manchen Betrieben beschränkt man sich darauf, periodisch, z. B. in jeder Schicht einmal, Kesselwasser vom höchsten bis zum niedrigsten Wasserstand abzulassen, ohne den Verschmutzungsgrad des Kesselwassers zu berücksichtigen. Hierbei wird häufig zuviel Heißwasser entfernt, wodurch unnötige Wasser-, Chemikalien- und Wärmeverluste eintreten. Ist jedoch die abgezapfte Wassermenge zu gering, so reichern sich die Verunreinigungen unzulässig an. Es ist deshalb erforderlich, die Menge des abzuführenden Kesselwassers genau zu dosieren.

Besonders vorteilhaft ist die kontinuierliche Abführung des Kesselwassers, da sich hierbei durch geeignete Vorrichtungen (s. z. B. S. 308) die Wärmeverluste verhältnismäßig gering halten lassen.

Die Dosierung des abzuführenden Kesselwassers richtet sich nach der als höchstzulässig zu betrachtenden Konzentration des Kesselinhaltes an Verunreinigungen, nach dem Gehalt des gereinigten Speisewassers an diesen Stoffen und nach der verdampften Wassermenge. Unter Verunreinigungen versteht man hierbei den Gesamtgehalt an gelösten Salzen, den Gehalt an organischer Substanz und an Kieselsäure.

Der höchstzulässige Salzgehalt ergibt sich hauptsächlich aus den Forderungen zur Verhütung des Schäumens (s. S. 278). Er schwankt je nach Kesselbauart und -leistung sowie nach dem Gehalt des Wassers an anderen Verunreinigungen (Schwebstoffe, organische Substanz) zwischen 3 und 15 g/l, was einer Kesselwasserdichte von 0,3—1,5° Bé entspricht. Abb. 9 gibt die abzulassende Kesselwassermenge in % des verdampften Speisewassers in Abhängigkeit vom Salzgehalt des Speisewassers an. Die einzelnen Kurven entsprechen der als höchstzulässig erachteten Kesselwasserdichte.

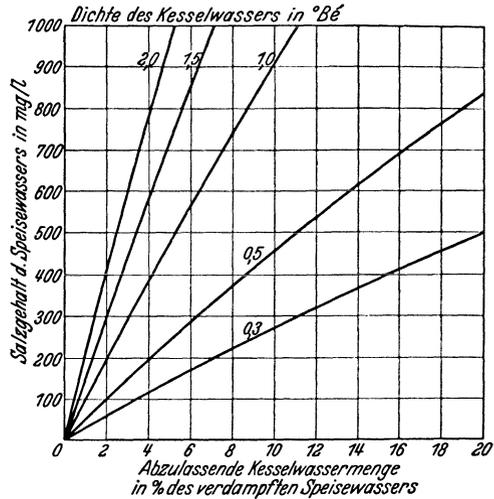


Abb. 9. Abzulassende Kesselwassermenge in Abhängigkeit vom Salzgehalt des Speisewassers.

Der Gehalt des Kesselwassers an organischen Stoffen soll im allgemeinen nicht höher sein als einem Permanganatverbrauch von 300 mg/l (1 mg KMnO_4 entspricht $3,16 \text{ cm}^3 \text{ } \frac{1}{100}$ normaler Permanganatlösung)

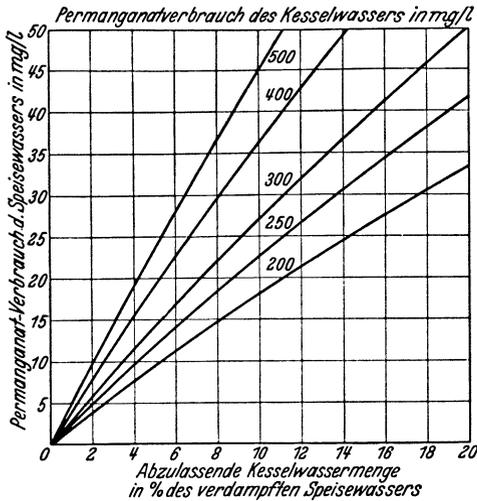


Abb. 10. Abzulassende Kesselwassermenge in Abhängigkeit vom Gehalt des Speisewassers an organischer Substanz.

entspricht. Die Linienzüge der Abb. 10 geben die abzulassende Kesselwassermenge in Abhängigkeit vom Permanganatverbrauch des Speisewassers an.

Nach Haas [Wärme 51, 934 (1928)] soll der Kieselsäuregehalt von Kesselwasser keinesfalls höher als 120 mg/l sein. Abb. 11 gibt die abzulassende Kesselwassermenge in Abhängigkeit vom SiO_2 -Gehalt des Speisewassers an.

Bei der Entspannung des unter Druck abgezapften, überhitzten Kesselwassers wird Dampf frei, den man kondensieren kann, wobei destilliertes Wasser entsteht. Die Menge des Destillats ist vom Kesseldruck abhängig; für einstufige Entspannung ist sie aus Abb. 12 zu entnehmen. Bei mehrstufiger Entspannung bis auf Unterdruck kann der Destillationsgewinn noch gesteigert werden.

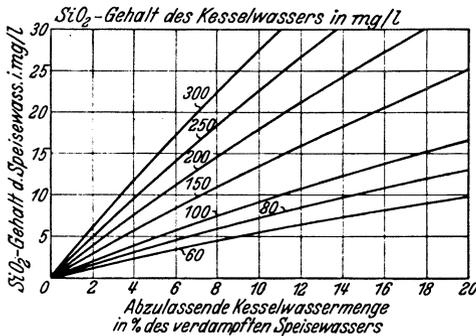


Abb. 11. Abzulassende Kesselwassermenge in Abhängigkeit vom Kieselsäuregehalt des Speisewassers.

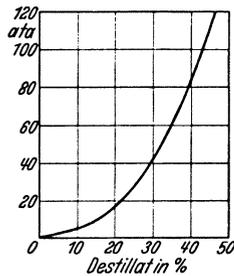


Abb. 12. Destillatgewinn bei einstufiger Entspannung von Kesselwasser.

Setzt man das so gewonnene Destillat laufend dem Speisewasser zu (neues Neckarverfahren), so wird dessen Gehalt an Verunreinigungen niedriger und die Menge des abzulassenden Kesselwassers kann geringer bemessen werden, als wenn man das Kesselwasser einfach weglaufen läßt. Die Berechnung der abzulassenden Wassermenge erfolgt in diesem Falle nach der sog. Neckarformel (Haas: l. c.).

3. Korrektivverfahren.

Schlamm ist im allgemeinen weniger gefährlich als Kesselstein (vgl. aber das auf S. 259 über das Festbrennen gesagte). Er läßt sich während des Betriebes verhältnismäßig leicht entfernen (Abschlammern). Aus diesem Grunde erscheint es vorteilhaft, zu versuchen, unvermeidliche Steinbildner im Kessel als Schlamm und nicht als Stein auszufällen. Derartige Maßnahmen werden als Korrektivverfahren bezeichnet. Sie bestehen in einer über die oben beschriebenen Verfahren hinausgehenden Behandlung des Kesselinhaltes.

a) Verschiebung der chemischen Gleichgewichte.

Von Hall [Hall, Fischer u. Smith: Iron Steel Engr. 1924, 312] wurde eine Sodabehandlung des Kesselinhaltes vorgeschlagen, die den Zweck hat, CaSO_4 -Abscheidung im Kessel zu vermeiden und CaCO_3 -

Abscheidung zu begünstigen. Nach Halls Ansicht soll sich CaCO_3 als lockerer Schlamm, im Gegensatz zu CaSO_4 , ausscheiden. Da CaCO_3 jedoch oberhalb 200°C einen negativen Temperaturkoeffizienten der Löslichkeit besitzt, kann es sich auch ebenso wie CaSO_4 an der Kesselwand abscheiden (vgl. S. 253). Immerhin führt ein Karbonatstein doch nicht zu solchen Unzuträglichkeiten wie der harte Gipsstein. Abb. 13 zeigt die Löslichkeitskurven von CaCO_3 und CaSO_4 bei Temperaturen oberhalb von 140°C in reinem Wasser und bei Gegenwart von gleichionigen löslichen Salzen. (Über die Löslichkeit von CaSO_4 und CaCO_3 unterhalb von 140°C s. Abb. 4 bzw. Abb. 7 auf S. 253 und 255). In reinem Wasser ist die Löslichkeit von CaSO_4 bei allen Temperaturen größer als die von CaCO_3 ; beim Eindampfen einer Lösung von CaSO_4 und CaCO_3 in Wasser wird sich vorerst nur CaCO_3 abscheiden. Im Kessel herrscht jedoch häufig ein Überschuß an SO_4' , sei es von der Speisewasserreinigung her, sei es durch absichtlichen Zusatz von Na_2SO_4 zur Korrosionsverhütung (s. S. 290 und 291). Straub [Ind. enging. Chem. 24, 914 (1932)] hat festgestellt, daß die Löslichkeit von CaSO_4 bei SO_4' -Überschuß kleiner ist als in reinem Wasser; die Löslichkeitsverminderung ist jedoch bei weitem nicht so groß, als man aus dem L_p berechnen kann. Die Löslichkeit von CaSO_4 sinkt auch bei sehr hohem Überschuß an SO_4' nicht unter die durch Kurve II, Abb. 13, dargestellten Werte. Man erkennt, daß CaSO_4 bei etwa 275°C schwerer löslich wird als CaCO_3 , da sich bei dieser Temperatur die Löslichkeitskurven (Kurven II und III) schneiden.

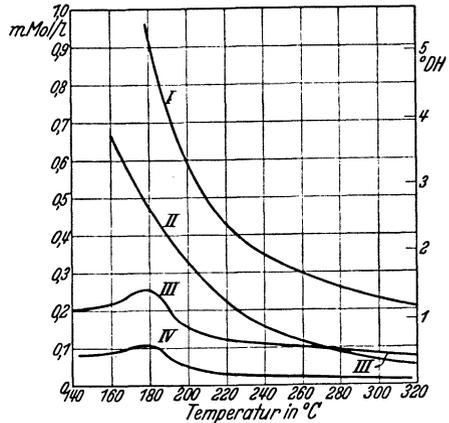


Abb. 13. Abhängigkeit der Löslichkeit von CaCO_3 und CaSO_4 von der Temperatur. Kurve I Löslichkeit von CaSO_4 in reinem H_2O ; Kurve II Löslichkeit von CaSO_4 in einer Lösung von $0,3\text{ g Na}_2\text{SO}_4/\text{l H}_2\text{O}$; Kurve III Löslichkeit von CaCO_3 in reinem H_2O ; Kurve IV Löslichkeit von CaCO_3 in einer Lösung von $0,05\text{ g Na}_2\text{CO}_3$ in $11\text{ H}_2\text{O}$.

Die Löslichkeit von CaSO_4 bei allen Temperaturen größer als die von CaCO_3 ; beim Eindampfen einer Lösung von CaSO_4 und CaCO_3 in Wasser wird sich vorerst nur CaCO_3 abscheiden. Im Kessel herrscht jedoch häufig ein Überschuß an SO_4' , sei es von der Speisewasserreinigung her, sei es durch absichtlichen Zusatz von Na_2SO_4 zur Korrosionsverhütung (s. S. 290 und 291). Straub [Ind. enging. Chem. 24, 914 (1932)] hat festgestellt, daß die Löslichkeit von CaSO_4 bei SO_4' -Überschuß kleiner ist als in reinem Wasser; die Löslichkeitsverminderung ist jedoch bei weitem nicht so groß, als man aus dem L_p berechnen kann. Die Löslichkeit von CaSO_4 sinkt auch bei sehr hohem Überschuß an SO_4' nicht unter die durch Kurve II, Abb. 13, dargestellten Werte. Man erkennt, daß CaSO_4 bei etwa 275°C schwerer löslich wird als CaCO_3 , da sich bei dieser Temperatur die Löslichkeitskurven (Kurven II und III) schneiden.

Dampft man also eine Lösung von CaSO_4 und CaCO_3 , die daneben noch Na_2SO_4 enthält, oberhalb von 275°C ein, so scheidet sich nunmehr CaSO_4 zuerst ab. Durch einen verhältnismäßig geringen [Straub: Ing. enging. Chem. 24, 1174 (1932)] Sodazusatz läßt sich die Löslichkeit von CaCO_3 ihrerseits so weit herabsetzen (vgl. Kurve IV, Abb. 13), daß CaCO_3 der unlöslichere Bodenkörper bleibt und CaSO_4 nicht ausfallen kann. Durch einen Sodaüberschuß im Kessel läßt sich der Einfluß eines etwaigen SO_4^{--} -Überschusses so weit kompensieren, daß stets die Ausscheidung von CaCO_3 unter Vermeidung der Gipssteinbildung gefördert wird. Hall (l. c.) hat für verschiedene Kesseldrucke und verschiedene Werte von $[\text{SO}_4^{--}]$ die zur Gipssteinverhütung notwendigen Zusätze von

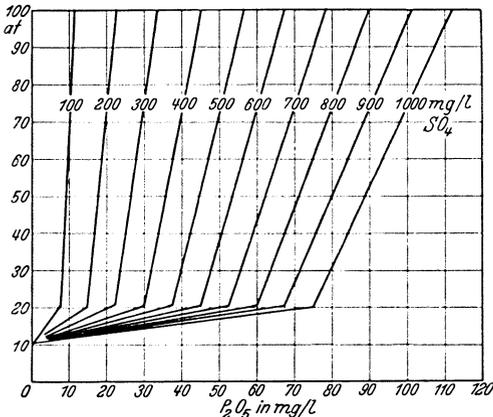


Abb. 14. Phosphatgehalt für verschiedene Kesseldrucke und Sulfatgehalte.

Na_3PO_4 bildet mit Ca^{++} einen Niederschlag, der schwerer löslich ist als CaSO_4 , CaCO_3 und CaSiO_3 (vgl. S. 263), und der einen positiven Temperaturkoeffizienten der Löslichkeit besitzt. Aus diesem Grunde bildet sich bei Anwesenheit eines Phosphatüberschusses niemals Stein, sondern lockerer Schlamm, der nicht festbrennt und außerdem die Kieselsäure mit zu Boden reißen soll. Die optimale Menge der PO_4^{--} -Zugabe läßt sich theoretisch solange nicht erfassen, als die Zusammensetzung des Phosphatniederschlages nicht genauer bekannt ist. Die empirisch ermittelten Daten gehen zum Teil stark auseinander. So wird z. B. von der einen Seite (Chemische Fabrik Budenheim) lediglich gefordert, daß das Kesselwasser einen Überschuß von $30\text{ mg P}_2\text{O}_5$ je l aufweisen soll, wobei Druck und SO_4^{--} -Gehalt gleichgültig sind. Hofer gibt dagegen in dem Schaubild Abb. 14 an Hand einer Kurvenschar den einzuhaltenen Phosphatgehalt in Abhängigkeit vom Kesseldruck und vom Sulfatgehalt genauer an. Der erforderliche Phosphatüberschuß steigt nach Hofer mit dem Druck und der SO_4^{--} -Konzentration stark an.

Die Zugabe von Na_3PO_4 hat außerdem den Vorteil, daß auch vorhandener Kesselstein allmählich in Schlamm umgewandelt wird (vgl. S. 260) und daß Korrosionen hintangehalten werden (vgl. S. 290).

Soda berechnet. Im Dampfkessel wird Soda jedoch je nach den Betriebsverhältnissen mehr oder weniger stark in NaOH und CO_2 gespalten (s. S. 254), so daß vorgeschriebene CO_3^{--} -Konzentrationen schwer einzuhalten sind. (Über die Abscheidung von $\text{Ca}(\text{OH})_2$ bei starker Alkalität des Kesselwassers s. S. 254). Deshalb ist zur Verhütung von Gipskesselsteinbildung die Verwendung des beständigen Na_3PO_4 mehr zu empfehlen als die Einhaltung eines bestimmten Sodaüberschusses.

b) Kolloidchemische Korrektivverfahren.

Organische Kolloide können eine kesselsteinverhütende Wirkung ausüben, indem sie in den Entwicklungsgang des Ausfällungsprozesses fester Stoffe eingreifen und die Ausscheidung verzögern bzw. die Teilchen in kolloidalem Zustande abfangen und stabilisieren (s. S. 258). Die Ausscheidung der Resthärte im Kessel kann demnach durch kolloidale Zusätze teilweise unterdrückt oder in so feinverteilter Form bewirkt werden, daß Kesselsteinansatz verhindert wird. Die Abbauprodukte der organischen Stoffe, von denen man vor allem Gerbstoffe, Tannin, Gelatine und Pflanzenschleim in den Kesselsteinverhütungsmitteln anwendet, können saure Eigenschaften zeigen und mit dem Ca^{++} lösliche Verbindungen eingehen, wodurch ebenfalls die Steinbildung vermieden wird. Absolut zuverlässig sind diese Wirkungen von Kolloiden jedoch nicht. Es sind zahlreiche Fälle bekannt geworden, in denen die Kesselsteinplage durch Anwendung dieser Kesselsteinverhütungsmittel verschlimmert anstatt gebessert wurde (vgl. S. 259). Die Bildung von Säuren kann übrigens Korrosionen veranlassen (s. S. 284).

Eine andere Wirkung der Kolloide liegt darin, daß sie die entstehenden Niederschläge adsorbieren und von der Kesselwand ablenken (s. S. 258). Zu diesem Zwecke hat man kolloidalen Graphit (Kollag von Karplus, geliefert von de Haen, Hannover) mit Erfolg zur Kesselsteinverhütung herangezogen. Besonders soll die Wirkung sich auf die Verhütung des Kieselsäurekesselsteins (s. S. 247) erstrecken.

Ganz allgemein muß man bei der Verwendung von Kolloiden im Kessel schwere Nachteile in Kauf nehmen (Schäumen, Korrosionen), während auf der anderen Seite die kesselsteinverhütenden Wirkungen nicht immer sicher sind, so daß nur in Ausnahmefällen und bei niedrig beanspruchten Kesseln zur Anwendung dieser Mittel geraten werden kann. In Hochleistungskesseln sind kolloidale Präparate durchaus fehl am Platze.

c) Mechanische Verfahren.

Es ist oben (s. S. 258) gezeigt worden, daß die Ausscheidung der festen Stoffe beim lebhaften Sieden einer Lösung hauptsächlich an den Grenzflächen der Dampfblasen zwischen Dampf und Flüssigkeit erfolgt. Die mechanischen Korrektivverfahren zielen darauf ab, die Dampfblasenentwicklung von der Kesselwandung weg ins Innere der Flüssigkeit zu verlegen, wodurch die Ausfällung der Steinbildner in der Wassermasse anstatt an der Heizfläche hervorgerufen wird. Bei ruhendem Kesselinhalt wird die Dampfentwicklung stets an der Heizfläche stattfinden, da in deren Nähe das größte Wärmegefälle herrscht und der Übergang der flüssigen in die gasförmige Phase mit einem sehr starken Wärmeverbrauch verknüpft ist. Durch Steigerung des Wasserumlaufs im Kessel oder dadurch, daß dem Wasser durch geeignete Konstruktion der Siederohre eine Rotationsbewegung erteilt wird, kann man erreichen, daß die Dampfblasen im Entstehungszustande vom Kesselblech losgerissen werden und ihre volle Ausbildung erst dann erhalten, wenn sie ringsum von dem von der Wand fortgespülten, überhitzten Wasser umgeben sind. Eine möglichst glatte Oberfläche (Politur) der inneren Kesselwand

begünstigt das Losreißen der Blasen. Daneben bietet sie weniger Ansatzstellen für Dampfblasenbildung und Krystallisation als rauhe Flächen. Der Wärmeübergang an das Wasser wird jedoch schlechter und die Neigung zum Stoßen (vgl. S. 279) erhöht.

Vielleicht kann man auch die Anbringung von Anstrichen auf die Innenwand des Kessels, die den Steinansatz verhindern sollen, zu den mechanischen Korrektivverfahren zählen. Mit Schutzanstrichen aus Graphit, besonders mit kolloidalem Graphit (Kollag, s. S. 277) wurden teilweise gute Erfahrungen gemacht. Der Nachteil von Schutzanstrichen liegt in der Erschwerung des Wärmeübergangs.

d) Elektrische Verfahren.

Die Ausscheidungsart fester Stoffe aus einer Lösung wird beeinflußt, wenn die Lösung dem Durchgang eines schwachen elektrischen Stromes ausgesetzt wird. Man hat diese Erscheinung für die Kesselsteinverhütung nutzbar zu machen gesucht, indem man eine minimale, z. B. durch Thermosäulen erzeugte, pulsierende Gleichspannung einpolig an die Kesselwand anlegte. Mangels theoretischer Unterlagen ist man hierbei lediglich auf Empirie angewiesen. Die Ergebnisse sind bis jetzt sehr widersprechend. Neue Erfahrungen und die weitere Durchbildung des Verfahrens müssen abgewartet werden.

E. Das Schäumen des Kesselinhaltes.

Häufig faßt man unter dieser Bezeichnung drei verschiedene Erscheinungen zusammen: Das eigentliche Schäumen, das sog. Spucken und das Stoßen. Alle drei Erscheinungen erhöhen den Feuchtigkeitsgehalt des Dampfes. Im engeren Sinne hat man unter Schäumen des Kesselinhaltes ein Mitreißen schaumartiger Dampf-Wassergemische in den Dampfraum zu verstehen. Verschieden davon ist das Spucken. Es besteht in dem plötzlichen Übertritt zusammenhängender Wassermengen in den Dampfraum. Mit Stoßen bezeichnet man lokale Überhitzungen und Siedeverzögerungen, die mit plötzlicher starker Dampfentwicklung verbunden sind.

Das Schäumen ist außerordentlich lästig, weil dabei der Dampf sehr stark mit Kesselwasser verunreinigt wird. Der nasse Dampf gelangt in den Überhitzer, wo er zwar getrocknet wird; allein die Verunreinigungen des mitgerissenen Kesselwassers werden in fester Form zum Teil im Überhitzer selbst niedergeschlagen, können aber teilweise auch bis in die Maschinenanlage mitgeführt werden, wo sie infolge der großen Strömungsgeschwindigkeit des Dampfes durch Schleifwirkung z. B. an den empfindlichen Turbinenschaufeln verheerende Zerstörungen anrichten können. Die Ablagerungen im Überhitzer führen häufig zum vollständigen Verstopfen oder zum Ausglühen der Überhitzerrohre. Daneben geben sie auch zu Korrosionsschäden Anlaß.

Die schädlichen Wirkungen des Spuckens sind noch größer als die des Schäumens, da die größeren Wassermengen im Überhitzer nicht vollständig verdampft werden und flüssiges Wasser in die Maschinen-

anlage gelangen kann, was z. B. bei Kolbendampfmaschinen die vollständige Zerstörung der Zylinder zur Folge haben kann.

Das Stoßen kann wegen der plötzlich einsetzenden starken Dampfentwicklung gefährlich werden, welche das Schäumen und Spucken begünstigt. Aus diesem Grunde erhöhen starke Schwankungen in der Dampfentnahme bei Kesseln mit verhältnismäßig kleinem Dampfraum den Wassergehalt des Dampfes.

Während Neigung zum Schäumen eine Eigenschaft des Kesselwassers ist, wird das Spucken im wesentlichen durch die Konstruktion und

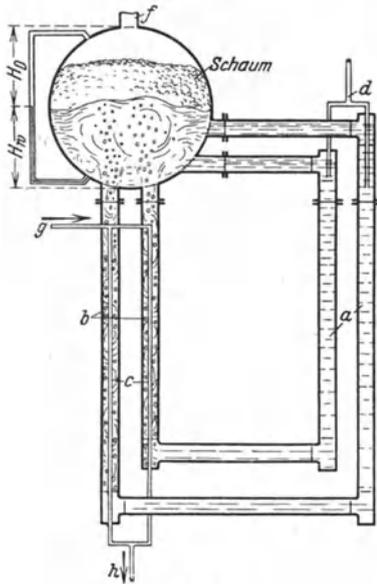


Abb. 15.

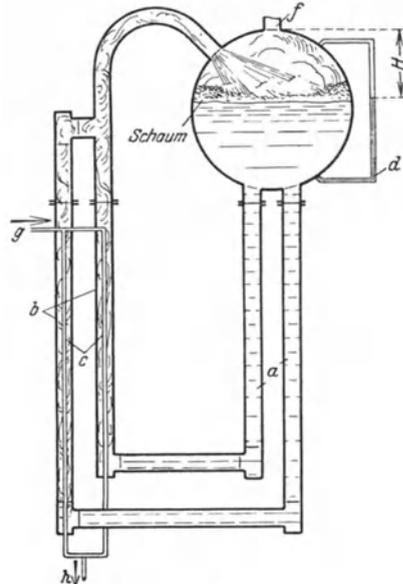


Abb. 16.

Abb. 15 u. 16. Beziehung zwischen Schäumen des Kesselinhaltes und Art der Einführung der Siederöhre in den Oberkessel.

Belastung des Kessels bedingt. Allerdings kann die Kesselbauart einen begünstigenden Einfluß auch auf das Schäumen ausüben, wie Vorkauf [VDI-Forsch.-Heft 341] an Versuchskesseln zeigen konnte. Danach ist in Wasserrohrkesseln die Art der Einführung des in den Siederöhren entstehenden Dampf-Wassergemisches in den Oberkessel von Wichtigkeit für die Schaumbildung: münden die Siederöhre weit unterhalb des Wasserspiegels im Oberkessel, so kann der Kessel für das Schäumen geradezu prädestiniert sein; bei einer seitlichen Einführung oberhalb des Wasserspiegels dagegen kann bestehender Schaum durch eine Art Blaswirkung zerstört werden (vgl. Abb. 15 und 16).

Der Anlaß zur Schaumbildung im Kessel ist das Aufsteigen von Dampfblasen, welche die Oberfläche der Flüssigkeit durchbrechen müssen. Unter gewissen Bedingungen wird die Grenzfläche hierbei nicht zerstört, sondern unter Bildung einer Schaumblase emporgehoben. Damit dieser

Vorgang stattfinden kann, ist es nötig, daß die Grenzflächenschicht besondere Eigenschaften aufweist. Die Grundbedingung ist zunächst, daß sie eine wesentlich andere Zusammensetzung hat als die Hauptmenge der Flüssigkeit. Diese Bedingung kann niemals in chemisch einheitlichen Flüssigkeiten erfüllt sein: ganz reines Wasser oder absoluter Alkohol schäumen nicht. Dagegen ist in Lösungen und Suspensionen eine Konzentrationsverschiedenheit zwischen Oberflächenschicht und Flüssigkeitsinnerem vorhanden. Fast alle Stoffe, die in Wasser gelöst oder suspendiert sind, verändern die Oberflächenspannung des Wassers. Nach den Adsorptionsgesetzen muß ein Stoff, der die Oberflächenspannung des Wassers verringert, sich in der Grenzfläche anreichern, da die Oberflächenenergie stets dem kleinstmöglichen Wert zustrebt. Aus demselben Grunde muß die Grenzfläche an solchen Stoffen verarmen, welche die Oberflächenspannung erhöhen. Anorganische Salze erhöhen die Oberflächenspannung des Wassers im allgemeinen schwach, während gewisse organische Körper, die man als oberflächenaktiv bezeichnet, sie sehr stark herabsetzen. Oberflächenaktive Stoffe reichern sich also in der Grenzflächenschicht des Wassers sehr stark an, während anorganische Salze aus dieser Schicht verdrängt werden.

Die Anwesenheit anorganischer Salze im Kesselwasser genügt, um eine Grenzflächenschicht auszubilden und die Vorbedingung zum Schäumen zu schaffen. Im Vergleich mit oberflächenaktiven organischen Stoffen haben jedoch die inaktiven anorganischen Salze eine nur schwache schaubildende Wirkung. Folgende kurze Betrachtung wird diese Erscheinung erklären.

Die Grenzflächenschicht, und damit die Schaumfähigkeit, ist um so mehr ausgeprägt, je steiler das Konzentrationsgefälle von der Oberfläche zum Flüssigkeitsinnern hin ist. Setzt man einer Flüssigkeit eine sehr geringe Menge eines oberflächenaktiven Stoffes zu, so bildet dieser einen Oberflächenfilm, der nahezu gesättigt ist (Gesetz von Gibbs-Thomson). In diesem Falle besteht ein sehr steiles Konzentrationsgefälle von Oberfläche zur Innenlösung. Besonders bei den vortrefflich schäumenden Lösungen „häutchenbildender Stoffe“ ist der Konzentrationsüberschuß in der Gibbsschen Schicht infolge von Gelbildung ein sehr beträchtlicher, und das Konzentrationsgefälle zwischen dieser Schicht und dem Flüssigkeitsinnern ist ein außerordentlich steiles [Bartsch: Kolloidchem. Beih. 20, 1 (1925)].

Eine Schaumentwicklung ist mit einer sehr starken Vergrößerung der Oberfläche verbunden. Da die Oberflächenspannung versucht, die freie Oberfläche zu verkleinern, begünstigen alle Stoffe, welche den Wert der Oberflächenspannung herabsetzen, die Neigung zum Schäumen. Die Wirkung der oberflächenaktiven Stoffe ist also eine doppelte: einmal Ausbildung einer Grenzschicht, und dann Begünstigung der Ausbildung einer großen Oberfläche. Diese Stoffe sind als die eigentlichen Schaumbildner zu betrachten.

Außerordentlich gefährlich wird die Schaumbildung im Kessel dann, wenn der Schaum eine gewisse Beständigkeit erlangt. Auch hierfür sind die oberflächenaktiven und häutchenbildenden Stoffe in erster Linie

verantwortlich zu machen, da sie die Viscosität und Elastizität des Flüssigkeitsfilms ganz außerordentlich stark erhöhen. Daneben besitzen auch fein verteilte feste Stoffe (Schlamm) eine stabilisierende Wirkung, die um so größer ist, je stärker die feste Phase zerteilt ist. Die Stabilität solcher dreiphasigen Schäume kann durch Gegenwart von Ölemulsionen und besonders von Hydroxytionen noch weiter verstärkt werden.

Zusammenfassend ist über die Schaumbildung im Kessel zu sagen: Den Anlaß zum Schäumen geben die aufsteigenden Dampfblasen. Plötzlich eintretende starke Dampfblasenentwicklung und ungünstige Kesselkonstruktion können die Schaumbildung begünstigen. Diese erreicht aber nur dann gefährliche Ausmaße, wenn das Kesselwasser eine Grenzschicht zu bilden vermag, welche

a) eine andere Konzentration besitzt als die übrige Flüssigkeit (herausgerufen z. B. durch anorganische Salze, in besonders hohem Maße durch oberflächenaktive Stoffe);

b) eine niedrige Oberflächenspannung besitzt (zweite Wirkung von oberflächenaktiven Stoffen);

c) eine gewisse Zähigkeit und Stabilität aufweist (häutchenbildende Stoffe, feinverteilte feste Phase, Hydroxytionen).

Um die Schaumbildung im Kessel zu bekämpfen, ist demnach

1. ein hoher Salzgehalt des Kesselwassers nach Möglichkeit zu vermeiden. Gefährliche Salzkonzentrationen können bei Einspeisung chemisch enthärteten Wassers besonders in Hochleistungskesseln mit kleinem Wasserinhalt sehr schnell erreicht werden. Bei diesen Kesseln soll der Gesamtgehalt an Salzen 3 g/l nicht überschreiten (0,3⁰ Bé Kesselwasserdichte), während bei Kesseln mit geringerer Dampfleistung 15—20 g/l (1,5—2,0⁰ Bé) noch zulässig sind. Um Überschreitungen des zulässigen Salzgehaltes zu vermeiden, muß man Kesselwasser abzapfen (vgl. S. 273).

2. Vor allem müssen oberflächenaktive Stoffe dem Kessel ferngehalten werden, da sonst, auch bei Innehaltung niedriger Salzkonzentrationen, unbedingt Schäumen eintreten muß. Die Möglichkeit, daß diese Stoffe im Kesselwasser auftreten, ist häufig gegeben. So bilden Humusstoffe bei ihrem Abbau im Kessel oberflächenaktive Körper. Fettartige Stoffe, die z. B. aus dem Kondenswasser stammen können, liefern bei den im Kessel meist vorhandenen Hydroxytionenkonzentrationen seifenähnliche Stoffe. Die als Kesselsteinverhütungsmittel empfohlenen Stoffe enthalten meist Gelatine, Pflanzenschleim, Agar-Agar, Holzextrakt oder Gerbstoffe und sind ausgesprochene Schaumbildner.

Die etwaige Anwesenheit von organischen Stoffen ist durch Titration des Kesselwassers mit Permanganat zu prüfen. Der Permanganatverbrauch (0,01 normale Lösung) soll keinesfalls 300 mg/l überschreiten (vgl. Ablassen von Kesselwasser S. 274).

3. Die Schlammbildung im Kessel muß möglichst gering gehalten werden. Namentlich sind die in Gegenwart von Kolloiden auftretenden hochdispersen Abscheidungen zu unterdrücken. Hierbei wirkt ein geringer Salzgehalt des Kesselwassers günstig, weil die Niederschläge dann in größerer Form ausfallen.

4. Die Alkalität des Kesselwassers ist möglichst gering zu halten (vgl. hierzu auch S. 291).

II. Korrosion.

Die Zerstörung eines festen Körpers, die durch unbeabsichtigte chemische oder elektrochemische Angriffe von der Oberfläche ausgeht, wird als Korrosion bezeichnet. Im Dampfkesselwesen versteht man unter Korrosionserscheinungen in der Hauptsache die Anrostungen und Anfressungen des Eisens und seiner Legierungen, sowie die Verminderung der Festigkeitseigenschaften des Kesselbaumaterials.

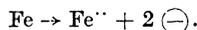
Die Wirkungen der Abrostung erstrecken sich auf eine Schwächung des Kesselbaumaterials, die dadurch besonders gefährlich wird, daß der Rostangriff meist nicht gleichmäßig über die ganze Oberfläche verteilt ist, sondern einzelne Stellen bevorzugt. Dies macht sich z. B. durch Ausbildung sog. Rostpusteln, unter denen man pockenartige Vertiefungen versteht, bemerkbar. Das Material wird hierdurch viel schneller über das zulässige Maß hinaus geschwächt, als dies bei einem gleichmäßigen Angriff der Fall wäre. Besonders aktuell wurde das Korrosionsproblem, als man zu Kesseldrücken über 30 atü überging, bei denen einerseits an die Kesselbaustoffe besonders hohe Anforderungen in bezug auf Festigkeit gestellt werden mußten, andererseits bis dahin als harmlos betrachtete Stoffe stark korrosive Eigenschaften zeigten.

Neben den augenfälligen Abrostungen lassen sich auch eine Reihe schwerer Kesselschäden, bei denen anscheinend gesundes Material plötzlich spröde wurde und zu Reißbildungen neigte, auf korrodierende Einflüsse des Kesselwassers zurückführen (Laugensprödigkeit).

A. Allgemeine Rosttheorie.

Über das Rosten von Eisen, das einen ziemlich komplizierten Vorgang darstellt, sind zahlreiche Theorien aufgestellt worden. Nach den bisherigen Forschungen läßt sich zusammenfassend etwa folgendes sagen:

Der primäre Vorgang beim Rosten ist elektrochemischer Natur. Die Vorbedingung zur Rostbildung ist die Gegenwart von flüssigem Wasser. Die treibende Kraft ist die Lösungstension des Eisens, d. h. sein Bestreben, Ionen in Lösung zu senden:



Der Vorgang verläuft nur dann merklich, wenn die im metallischen Eisen verbliebenen negativen Ladungen weggeführt werden. Dies kann geschehen:

1. durch einen galvanischen Schließungskreis,
2. durch die positiv geladenen H-Ionen des Wassers, aus denen dabei gasförmiger Wasserstoff entsteht:



Eisen- und Hydroxylionen stehen miteinander in einem Gleichgewicht:



Auch H_2 hat das Bestreben, Ionen in Lösung zu senden, weshalb die Gleichung (I) umkehrbar ist. Ein derartiges Ionisierungsbestreben bezeichnet man als das elektrochemische Potential des betreffenden Elementes. Bezeichnet E_{Fe} das Potential des Eisens und E_H das des Wasserstoffs, so geht Eisen nach obigem Schema so lange in Lösung, als E_{Fe} größer ist als E_H . Das ist der Fall in Lösungen, in denen die Konzentrationen von Fe^{++} und H^+ einander gleich sind. Für den Fall, daß E_{Fe} gleich E_H wird, hört die Tendenz zur Rostbildung auf. Dies tritt ein, wenn $[Fe^{++}]$ wesentlich größer wird als $[H^+]$, d. h., wenn sich infolge des Lösungsvorganges Fe^{++} in der Lösung angereichert hat. In reinem, luftfreien Wasser muß also der Rostvorgang nach einiger Zeit von selbst aufhören. Der Rostvorgang schreitet aber weiter fort, wenn die Gleichgewichte (I) und (II) gestört werden, wenn also z. B.

1. $[H^+]$ vergrößert oder
2. $[H_2]$ vermindert oder
3. $[Fe^{++}]$ vermindert wird.

Fall 1 tritt z. B. bei Zugabe von Säure ein. Fall 2 läßt sich durch Oxydation des Wasserstoffs mit gelöstem Sauerstoff oder oxydierenden Salzen realisieren. Fall 3 kann eintreten, wenn $Fe(OH)_2$ durch O_2 und H_2O (bei gewöhnlicher Temperatur) oder durch H_2O allein (bei höheren Temperaturen) in $Fe(OH)_3$ übergeführt wird; gegebenenfalls auch, wenn mit starker Lauge Ferratbildung eintritt (s. S. 289).

Die für den Rostvorgang bedeutsame Größe E_{Fe} wird durch die sog. Aktivitäts- und Passivitätserscheinungen des Eisens beeinflusst. Durch Zutritt von Wasserstoff zur Eisenoberfläche wird das Eisen infolge Bildung einer Eisen-Wasserstofflegierung unedler: die Differenz $E_{Fe} - E_H$ wird größer, das Eisen ist aktiviert. Falls eine Schutzschicht, etwa $Fe(OH)_2$, sich auf der Eisenoberfläche niederschlägt, wird dem Wasserstoff der Zugang zur Oberfläche verlegt. Es tritt Passivierung des Eisens ein. Passiviertes Eisen ist in erheblichem Maße gegen Korrosionen geschützt.

Sauerstoff kann eine zweifache Wirkung haben: durch Oxydation des $Fe(OH)_2$ kann er die Schutzschicht zerstören und dadurch aktivierend wirken; er kann das Eisen aber auch passivieren, indem er den Wasserstoff oxydiert.

Da $Fe(OH)_2$ stark zu Solbildung neigt, sind nach Deiss und Schikorr kolloidchemische Einflüsse (Ausflockung des Sols u. dgl.) von Bedeutung für die Korrosion.

B. Einfluß der Wasserstoffionenkonzentration auf den Rostvorgang.

Die H-Ionenkonzentration des reinen Wassers wird mit steigender Temperatur größer. Sie steigt von $1 \cdot 10^{-7}$ g-Ion je l bei $25^\circ C$ bis zu einem Maximum von $25,7 \cdot 10^{-7}$ g-Ion je l bei $292^\circ C$.

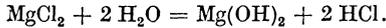
Es ist üblich, nicht die H-Ionenkonzentration selbst, sondern nach Sørensen ihren negativen Logarithmus, den sog. p_H -Wert, anzugeben.

Wasser besitzt demnach bei 25° C einen p_{H} -Wert von 7, bei 292° C einen p_{H} -Wert von 5,59. Zum Vergleich seien die p_{H} -Werte einiger Säuren und Laugen angegeben:

Normale Salzsäure (36,5 g/HCl/l)	$p_{\text{H}} = 0$
Normale Essigsäure (60 g/l)	$p_{\text{H}} = 2,37$
Verdünnte Essigsäure (1 g/l)	$p_{\text{H}} = 3,25$
Normale Ammoniaklösung (17 g/NH ₃ /l)	$p_{\text{H}} = 11,62$.

Reines Wasser wirkt bei hohen Temperaturen wie eine sehr schwache Säure (etwa wie eine Lösung von 0,02 mg Essigsäure in 1 l Wasser von gewöhnlicher Temperatur). Im Kessel ist diese Wirkung praktisch unerheblich [Berl u. van Taack: Arch. Wärmewirtsch. 9, 165 (1928); 10, 337 (1929); ferner VDI-Forsch.-Heft 330]. Dagegen kann der durch freie Säuren hervorgerufene p_{H} -Wert die Korrosion außerordentlich fördern.

Freie Säuren können im Kessel z. B. beim Abbau organischer Stoffe (Humine, Gerbstoffe u. dgl.) entstehen. Durch hydrolytische Spaltung von Magnesiumchlorid erfolgt Bildung von freier Salzsäure:



Nach Berl und van Taack (l. c.) ist dieses Gleichgewicht bei Kesseltemperaturen stark nach rechts verschoben infolge Bildung eines reaktionsträgeren Produktes (teilweise entwässertes Hydroxyd). Schließlich ist auch die korrodierende Wirkung von kohlenensäurehaltigem Wasser durch erhöhte H-Ionenkonzentration bedingt.

C. Korrosion durch Kohlensäure.

1. Allgemeines.

Die Löslichkeit von CO₂ in Wasser, namentlich in salzfreiem Wasser, ist im Vergleich zur Löslichkeit anderer in der Luft vorkommender Gase sehr groß. Die Abb. 17 zeigt den Gasgehalt von destilliertem Wasser, welches mit dem betreffenden Gas von 1 ata Druck gesättigt worden ist, in Abhängigkeit von der Temperatur. Die Luft enthält im Durchschnitt 0,03 Vol.-% CO₂; also ist der Partialdruck von CO₂ in Luft gleich $3 \cdot 10^{-4} \cdot 1 \text{ at}$. Ein bei 15° C mit Luft gesättigtes Kondenswasser enthält demnach neben Sauerstoff und Stickstoff

$$3 \cdot 10^{-4} \cdot 1 \cdot 10^3 = 0,3 \text{ cm}^3 \text{ CO}_2/\text{l} = 1,3 \cdot 10^{-5} \text{ Mol/l CO}_2$$

gelöst. Die Wasserstoffionenkonzentration dieser Lösung läßt sich nach der Formel

$$[\text{H}^+] = \sqrt{k \cdot [\text{CO}_2]}$$

berechnen, worin k die Dissoziationskonstante der Kohlensäure und $[\text{CO}_2]$ die Konzentration des gelösten CO₂ bedeuten. Aus dem Wert der Dissoziationskonstanten der Kohlensäure

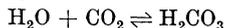
$$k = 3 \cdot 10^{-7}$$

ergibt sich:

$$[\text{H}^+] = \sqrt{3 \cdot 10^{-7} \cdot 1,3 \cdot 10^{-5}} = 2 \cdot 10^{-6}.$$

Hieraus folgt der p_{H} -Wert der Kohlensäurelösung zu 5,7. Das luftgesättigte Kondenswasser besitzt demnach schwache Säurewirkung (siehe oben), etwa wie eine Lösung von 0,013 mg Essigsäure in 1 l Wasser.

Da die Löslichkeit von CO_2 in Wasser mit steigender Temperatur stark abnimmt (vgl. Abb. 17), geht im Kessel CO_2 in den Dampfraum über und wird mit dem Dampf fortwährend weggeführt. Unter Kesselbedingungen wird das Kohlensäuregleichgewicht



gestört, so daß H_2CO_3 sich quantitativ zersetzt. Die Zersetzung erfolgt schneller als die Zufuhr von H_2CO_3 mit dem Speisewasser, so daß eine Anreicherung an Kohlensäure in dem mit Kondensat gespeisten Kessel nicht eintritt. Im Kessel selbst kann demnach die Korrosionswirkung durch CO_2 keine erheblichen Ausmaße annehmen.

In den natürlichen Wässern, die meist Erdalkali-bi-karbonate enthalten, wird der Gehalt an freiem CO_2 , der aus verschiedenen Gründen häufig größer ist als einer Sättigung mit CO_2 aus der Luft entspricht, nach Tillmans [Berlunge: Chemisch-technische Untersuchungsmethoden, Bd. 2, S. 282] in kalkaggressive, rostschutzverhindernde und zugehörige Kohlensäure eingeteilt. Für die Verhältnisse im Kessel ist diese Einteilung belanglos, da beim Einspeisen auch von ungereinigtem und kaltem Rohwasser das Bikarbonation zersetzt und das dabei entstehende CO_2 zusammen mit dem freien CO_2 ausgetrieben wird. Eine Korrosionswirkung durch den Säurecharakter der im Wasser gelösten Kohlensäure ist bei der Einspeisung natürlicher Wässer um so weniger zu befürchten, da jene Wässer im Kessel meist alkalisch reagieren.

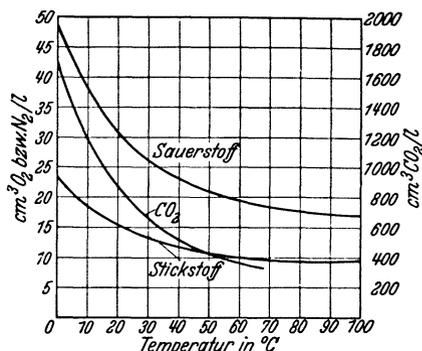


Abb. 17. Wasserlöslichkeit von Sauerstoff, Stickstoff und Kohlendioxyd von je 1 at Druck.

2. Kohlensäurekorrosion in der Maschinenanlage.

Da CO_2 stärker vom Wasser gelöst wird als Stickstoff und Sauerstoff (vgl. Abb. 17), muß der CO_2 -Partialdruck in dem Gasgemisch, welches die aus dem luftgesättigten Speisewasser ausgetriebenen Gase nach der Kondensation des Dampfes bilden, höher sein als in der Luft. Falls luftgesättigtes Destillat von 15°C eingespeist wurde, hat sich der CO_2 -Partialdruck auf $0,0144 \cdot 1 \text{ at}$ erhöht (gegenüber $0,0003 \cdot 1 \text{ at}$ in der Luft).

Wenn sich z. B. bei Betriebsstillständen in den Dampfturbinen oder in anderen Maschinen Wasser kondensieren und abkühlen kann, so löst es aus dem obigen Gasgemisch bei 15°C :

$$1,44 \cdot 10^{-2} \cdot 1 \cdot 10^3 = 14,4 \text{ cm}^3 \text{ CO}_2/\text{l} \text{ oder } 6,4 \cdot 10^{-4} \text{ Mol/l}$$

heraus. Daraus ergibt sich ein pH -Wert der Kohlensäurelösung von 4,86, was der Säurewirkung einer Lösung von 0,65 mg Essigsäure in 1 l Wasser entspricht.

Sobald chemisch aufbereitetes Wasser zur Kesselspeisung verwendet wird, entsteht CO_2 außer durch Austreibung der gelösten Kohlensäure besonders bei der thermischen Bikarbonatzersetzung und bei der Hydrolyse der Karbonate (s. S. 254). Bei Einspeisung eines bei 15°C mit Luft gesättigten, permutierten Wassers von ursprünglich 5°DH Karbonathärte ergibt sich z. B. der p_H -Wert des Kondensats zu 4,0, was der Säurewirkung einer Essigsäurelösung von 32 mg/l gleichkommt und zu ganz erheblichen Korrosionen Anlaß geben kann.

Es ist also zu fordern, daß

- a) das Speisewasser entgast wird, zum mindesten nicht in kaltem Zustand eingespeist wird;
- b) daß das Bikarbonat außerhalb des Kessels zersetzt wird;
- c) daß die Karbonatkonzentration im Kessel möglichst beschränkt wird.

D. Korrosion durch Sauerstoff.

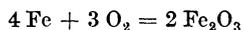
Der in luftgesättigtem Speisewasser gelöste Sauerstoff oxydiert $\text{Fe}(\text{OH})_2$ zu $\text{Fe}(\text{OH})_3$ (s. S. 283). Dadurch wird der Rostvorgang stark begünstigt, denn

1. wird das Gleichgewicht der Ferroionbildung gestört und nach der Seite der Eisenauflösung verschoben;

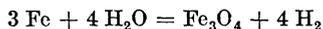
2. wird die $\text{Fe}(\text{OH})_2$ -Schutzschicht zerstört. $\text{Fe}(\text{OH})_3$ ist nicht fähig, eine ähnlich wirkende Schicht zu bilden.

Daneben kann Sauerstoff durch Oxydation des Wasserstoffs passivierend wirken; jedoch kann die Entfernung des Wasserstoffs auch den Auflösungsprozeß des Eisens durch Verschieben des Gleichgewichts begünstigen.

Da die Löslichkeit des Sauerstoffs mit steigender Temperatur abnimmt (vgl. Abb. 17), tritt Sauerstoff, soweit er nicht im Kessel chemisch gebunden wird, in die Dampfphase über. Er kann im Überhitzer eine direkte Oxydation des Eisens nach



bewirken. An stark überhitzten Stellen kann auch der Wasserdampf nach



das Eisen oxydieren. Die Oxydation des Eisens kommt meist durch die dabei gebildeten Oxybeläge, die als Schutzschichten wirken, bald zum Stillstand, wenn nicht z. B. die Überhitzerrohre bis zum Glühen erhitzt werden.

Mit dem Dampf gelangt der Sauerstoff auch in die Maschinenanlage und kann im Kondensat die aggressive Wirkung der Kohlensäure außerordentlich verstärken.

Sauerstoff ist also möglichst weitgehend vor dem Eintritt in den Kessel aus dem Speisewasser zu entfernen. Als höchstzulässiger Gehalt gilt bei Kesseln bis etwa 20 atü Betriebsdruck 0,5 mg O_2 je l Speisewasser, entsprechend 0,35 cm^3/l . Bei Kesseln mit höheren Betriebsdrücken muß die Entgasung möglichst unter 0,1 mg O_2 je l getrieben werden [s. Kesselbetrieb, Sammlung von Betriebserfahrungen, herausgegeben vom Verein der Großkesselbesitzer, 2. Aufl., S. 127. 1931].

Entgasung des Speisewassers.

Unter Entgasung ist die Entfernung von gelöstem CO_2 und O_2 zu verstehen. Zur Erreichung dieses Zieles können verschiedene Wege eingeschlagen werden:

1. Mechanische Entgasung.
2. Chemische Entgasung.
3. Thermische Entgasung.

1. Die Entlüftung auf mechanischem Wege erfolgt durch Zerstäubung, Durchwirbelung und Aufprallenlassen des Wassers auf Prallwände, wodurch Übersättigungserscheinungen aufgehoben werden. Eine restlose Entgasung ist auf diesem Wege nicht möglich. Wenn man Stickstoff unter Wasser einbläst, so wird der Partialdruck von O_2 und CO_2 herabgesetzt. Durch dieses Verfahren, das wohl nur für Stickstoffwerke in Frage kommt, läßt sich der Sauerstoffgehalt auf 0,2–0,3 $\text{cm}^3 \text{O}_2/\text{l}$ herabdrücken. Auch durch Anwendung von Unterdruck läßt sich die mechanische Entlüftung verbessern.

2. Bei der chemischen Entgasung wird die Kohlensäure durch Kalkzusatz ausgefällt (vgl. Kalk-Sodaverfahren S. 267). Die Entfernung von Sauerstoff kann durch Filtration des Wassers über Eisenspäne erfolgen, die sich dabei mit Rost bedecken. Die Eisenspanfilter büßen schon nach kurzer Betriebsdauer ihre Wirkung ein. Durch Waschen der Filter läßt sich die Rostschicht nicht entfernen.

Man hat auch den Zusatz von Reduktionsmitteln zum Wasser vorgeschlagen, wie z. B. Natriumhydrosulfit, schwefelige Säure oder Natriumsulfit [Wesly: Chem.-Ztg. 56, 872 (1932)], welche den Sauerstoff binden. Bisher hat dies Verfahren keine größere Bedeutung erlangt.

3. Die thermische Entgasung beruht auf der Löslichkeitsverminderung der Gase bei steigender Temperatur. Diese Entgasung ist also eine natürliche Folgeerscheinung der thermischen Wasseraufbereitung (s. S. 262).

Der jeweilige Grad der Entgasung ist von der erreichten Temperatur und, da man die thermische Entgasung häufig unter Vakuum ausführt, von dem erzielten Unterdruck abhängig. Abb. 18 zeigt den Sauerstoffgehalt des Wassers in Abhängigkeit von der Temperatur bei verschiedenen Drücken. Die thermische Entgasung kann praktisch gasfreies Wasser erzielen.

Entgastes Wasser muß vor Luftzutritt geschützt werden, da bereits eine kurze Berührung mit Luft genügt, um die Entgasung rückgängig zu machen (Gasschutz s. S. 300).

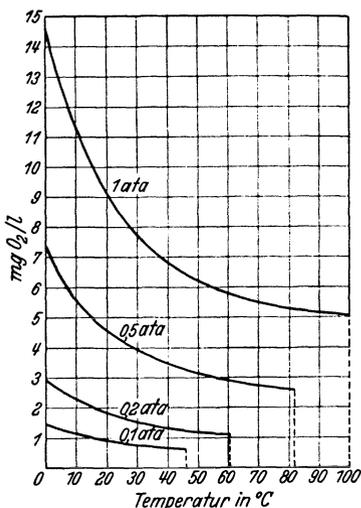


Abb. 18. Sauerstoffgehalt von Wasser bei verschiedenem Luftdruck.

E. Korrosion durch Laugen und Neutralsalze.

1. Allgemeines.

Der korrodierende Einfluß von Neutralsalzlösungen auf Eisen ist je nach Natur des Salzes, Konzentration und Temperatur außerordentlich verschieden. Für die Beurteilung der Korrosionswirkung im Dampfkessel ist die Tatsache von besonderer Bedeutung, daß Salzlösungen, die bei 20° C keinerlei Einwirkung auf Eisen zeigen, bei Temperaturen oberhalb 100° C zum Teil außerordentlich aggressiv wirken. Nach Bauer, Vogel und Zepf [Sonderheft der Mat.-Prüf.-Anst. Lichterfelde 1926] ist bei Temperaturen oberhalb 100° C vor allem Magnesiumchlorid sehr schädlich. Berl und van Taack (l. c.) fanden, daß außer $MgCl_2$ auch Nitrate, Chromate und vor allem Bichromate unter den Arbeitsbedingungen des Hochdruckkessels stark korrodierend wirken. Bei sehr hohen Drucken wirkt auch Na_2HPO_4 infolge eintretender hydrolytischer Spaltung korrodierend. Phosphation in Gegenwart von genügend Alkali (was z. B. bei Anwendung von Trinatriumphosphat ohne weiteres der Fall ist) schützt dagegen vor Korrosionen (vgl. S. 290). $MgCl_2$ ist schon in ganz verdünnten Lösungen und praktisch unabhängig von seiner Konzentration außerordentlich schädlich. $MgSO_4$ ist weniger aggressiv; in Gegenwart von NaCl wird seine schädliche Wirkung stärker, als nach der Ionentheorie zu erwarten ist.

Zur Erklärung für die außerordentlich starke Korrosionswirkung von $MgCl_2$ kann man die hydrolytische Spaltung von Magnesiumsalzen heranziehen. Die hydrolytische Spaltung kann auch in alkalischem Kesselwasser vor sich gehen, denn die chemischen Reaktions- und Konzentrationsverschiebungen treten bevorzugt an der heißen Kesselwand auf (vgl. S. 259), so daß die freigemachte Säure dort zerstörend wirken kann. Diese Wirkung erstreckt sich sowohl auf eine Auflösung metallischen Eisens wie auch auf die Verhinderung der Deckschichtenbildung, indem das Fe-Ion nicht direkt an der Oberfläche, sondern erst in größerer räumlicher Entfernung vom Eisen als $Fe(OH)_2$ ausgefällt wird. Über die Begünstigung der hydrolytischen Spaltung von $MgCl_2$ vgl. S. 284.

Berl und Mitarbeiter haben gefunden, daß $MgCl_2$ bei 100 at in einer Konzentration von 0,5 Mol/l = 47 g/l die Dehnung unter die zulässige Mindestgrenze herabsetzt. Diese Erscheinung läßt sich durch die sog. acide Sprödigkeit infolge Bildung der Eisen-Wasserstofflegierung aus Eisen und der durch hydrolytische Spaltung entstehenden Salzsäure erklären.

Die Korrosion durch Nitrate erklärt sich durch die oxydierende Wirkung der bei hydrolytischer Spaltung freiwerdenden Salpetersäure. Ähnlich ist die Wirkung von Chromatzusätzen zu deuten.

2. Die Wirkung von Laugen im Kessel.

Nach Heyn und Bauer [Mitt. dtsh. Mat.-Prüf.-Anst. Lichterfelde 1908 u. 1910] und Berl und Mitarbeitern [Berl u. van Taack: l. c. — Berl u. Hinkel: Arch. Wärmewirtsch. 13, 298 (1932)] üben sehr

verdünnte Natronlaugen einen schwächer korrodierenden Einfluß aus als destilliertes Wasser. Das Minimum des Angriffs liegt bei 0,3—0,8 g NaOH je l. Die Schutzwirkung dürfte teilweise auf der Neutralisation des bei hohen Temperaturen schwach sauer reagierenden Wassers beruhen (s. S. 284). Zur Neutralisation des Säuremaximums von reinem Wasser, das bei 280° C liegt, sind jedoch nur 2,6 mg NaOH/l erforderlich. Eine einleuchtende Erklärung gibt die Annahme einer Schutzschicht von $\text{Fe}(\text{OH})_2$, deren Bildung und Aufrechterhaltung durch die OH-Ionenkonzentration der Laugen begünstigt wird.

Nach Berl wirken Konzentrationen von über 5 g NaOH/l stark korrodierend. Wahrscheinlich geht die $\text{Fe}(\text{OH})_2$ -Schutzschicht bei höheren Werten von $[\text{OH}']$ in Salze der Eisensäure über, wobei sie weggelöst wird. In den eisensauren Salzen existiert das Eisen nicht mehr als Fe-Ion und reagiert nicht mehr gegen die elektrochemische Lösungstension weiteren Eisens. Die eisensauren Salze, z. B. $\text{Fe} \begin{array}{l} \text{ONa} \\ \diagdown \\ \text{OH} \end{array}$ oder $\text{Fe} \begin{array}{l} \text{ONa} \\ \diagdown \\ \text{ONa} \\ \diagdown \\ \text{OH} \end{array}$ werden leicht hydrolytisch gespalten, so daß die wieder freiwerdende Lauge mit weiteren Mengen Eisenhydroxyden zu reagieren vermag und die Oberfläche des Eisens stark anätzt.

Parr [Engin. exper. Stat. Bull. 94 (1917); 155 (1926)] hat eine eigentümliche Korrosionswirkung der Laugen nachgewiesen. Sie besteht darin, daß das Eisen sich in seinem Dehnungswert verschlechtert. Das in Mitleidenschaft gezogene Material zeigt sich erheblich spröder als das ursprüngliche Kesselblech und neigt nunmehr besonders zur Bildung von Rissen (Laugensprödigkeit). Nach Berl und van Taack (l. c.) tritt ein Dehnungsrückgang des Eisens schon bei einer Behandlung mit 20%iger Natronlauge ein; die Dehnung unterschreitet nach Einwirkung von 30%iger Lauge die untere zulässige Grenze.

Die Vorbedingung für die Rißbildung ist eine Beanspruchung des Eisens über die Streckgrenze. Günstig für die Zunahme der Laugensprödigkeit sind Schwingungserscheinungen sowie ein Altern des Materials. Die Laugensprödigkeit äußert sich nicht bei Warmbehandlung des Eisens sowie bei manchen Spezialwerkstoffen (s. S. 292). Eine Polierung vermag die Neigung zur Laugensprödigkeit herabzudrücken.

Als Ursache für die Laugensprödigkeit nimmt Parr die Aufnahme von naszierendem Wasserstoff durch das Eisen an, wodurch die altbekannte Beizsprödigkeit hervorgerufen wird. Nach neueren von Williams und Homerberg [Trans. Amer. Soc. Steel Treating 5, 399 (1924)], wie von Berl, Staudinger und Plagge [VDI-Festschrift C. v. Bach, 1927] ausgeführten Untersuchungen, bilden die Schlackeneinschlüsse die wichtigsten Angriffspunkte für die Natronlauge. Die Einwirkung der Lauge ist hierbei zweifach: einerseits löst sie die vornehmlich in den Kornfugen des Gefüges liegenden sulfidischen Einschlüsse auf, und andererseits werden die Oxydeinschlüsse durch naszierenden Wasserstoff reduziert. In beiden Fällen werden die Korngrenzen aufgelockert und der interkristalline Bruch gefördert.

Für das Auftreten der Sprödigkeitserscheinungen sind Laugenkonzentrationen erforderlich, wie sie im Kesselwasser normalerweise nicht

vorkommen. Nach den Arbeiten von Baumann und Thiel [Speisewasserpflege, S. 115] findet eine Konzentrationserhöhung an undichten Nietnähten statt, die infolge Verdampfung an der Außenseite bis zur Salzabscheidung führen kann. Wichtig war die Feststellung von Berl und Mitarbeitern (l. c.), daß auch an dichten Nietnähten oder an Überlappungen, d. h. in capillaren Räumen, starke Salzanreicherungen entstehen können.

F. Korrosions-Schutzmittel.

Natriumsulfatlösung greift Eisen auch unter hohem Druck weniger an als reines Wasser (Berl und Mitarbeiter). Der Sulfatschutz ist wesentlich besser als die rostschützende Wirkung geringer Laugengehalte (vgl. S. 288). Sulfat übt eine hemmende Wirkung auch auf die durch Laugen und Magnesiumchlorid verursachten Korrosions- und Sprödigkeitserscheinungen (Parr, Berl und Mitarbeiter) aus. Bei Laugenkonzentrationen bis 50 g NaOH/l genügen sehr geringe Sulfatkonzentrationen. Dagegen erfordern stärkere Laugen größeren Sulfatgehalt. Er wächst mit steigender Sulfatmenge, so daß zur Verhinderung von Sprödigkeitserscheinungen die Einhaltung eines bestimmten Laugen-Sulfatverhältnisses geboten scheint (s. S. 291).

Gegen die Korrosion durch $MgCl_2$ schützt Na_2SO_4 nur, wenn es in starkem Überschuß angewandt wird; dagegen wird der durch $MgCl_2$ bewirkte Dehnungsrückgang schon durch sehr geringe Sulfatmengen verhindert.

Ein geringer Phosphatzusatz schützt gegen die Laugenkorrosion. Sein Einfluß auf die Laugensprödigkeit ist nicht bekannt. Wichtig ist bei der Anwendung von Phosphaten, daß daneben genügend Alkali vorhanden ist; daher wird zweckmäßig das Phosphation in Form des stark alkalisch reagierenden Trinatriumphosphats zugesetzt. Mono- und Dinatriumphosphat müssen erst durch Laugenzusatz in Na_3PO_4 umgewandelt werden.

Chromat ist trotz seiner guten Schutzwirkung gegen Sprödigkeit als Rostschutzmittel im Dampfkessel gänzlich ungeeignet.

Die Erklärung von Parr, daß die Zusätze der schützenden Salze den naszierenden Wasserstoff oxydieren und damit die Bildung der Eisen-Wasserstofflegierung (vgl. S. 289) verhindern, läßt sich nur für den Fall der Schutzwirkung durch Chromat aufrechterhalten. Die Wirkung von Natriumsulfat beruht auf der Begünstigung der Schutzschichtbildung (s. S. 283), welche das Eisen passiviert und die Lösung des Wasserstoffs im Eisen sowie das interkristalline Eindringen von Lauge in das Gefüge des Eisens hemmt (vgl. S. 289). Daneben ist der Einfluß des Sulfatzusatzes auf den p_H -Wert der Lösung von Wichtigkeit: die H-Ionenkonzentration wird durch Zusatz von Na_2SO_4 verkleinert. Er verhindert zwar die Bildung von Salzsäure aus $MgCl_2$ nicht (s. S. 284), mildert aber die aggressiven Eigenschaften der freien Säure.

Die Schutzwirkung von Phosphaten erklärt man durch Bildung einer schützenden Eisenphosphatschicht.

G. Praktische Maßnahmen zur Korrosionsverhütung.

Destilliertes Wasser stellt im entgasten Zustand das am besten geeignete Speisewasser dar (über Entgasung s. S. 287).

Die Schutzwirkung einer von Splittgerber für kondensatgespeiste Kessel vorgeschlagenen geringen Alkalimenge ist sehr geringfügig. Ein Zusatz von Natriumsulfat übt denselben Schutz aus, der weder an eine optimale Konzentration gebunden ist (vgl. S. 290), noch sich bei höheren Konzentrationen in sein Gegenteil verkehrt (vgl. korrodierende Wirkung von NaOH bei Konzentrationen oberhalb 5 g/l, s. S. 289).

Bei den chemischen Speisewasserreinigungsverfahren gelangen größere Mengen NaHCO_3 oder Na_2CO_3 in den Kessel (vgl. S. 267), wo sie sich in NaOH verwandeln, das sich in Nietnähten u. dgl. anreichern kann. Die Laugenkonzentration im Kessel muß deshalb dauernd überwacht werden (vgl. S. 313). Im praktischen Kesselbetrieb hat man die Einhaltung einer bestimmten Natronzahl [Kesselbetrieb, 2. Aufl., S. 108, 109. — Stumper: Kessel- und Speisewasserfrage, S. 56. 1931] vorgeschlagen, welche auch den Sodagehalt des Kesselwassers berücksichtigt. Die Natronzahl ergibt sich durch Addition des NaOH-Gehaltes zu dem 4,5ten Teil des Sodagehaltes des Kesselwassers, beides in mg/l ausgedrückt. Man dividiert den Gehalt an Soda deshalb durch 4,5, weil NaOH dementsprechend stärker wirken soll. Die Natronzahl eines Kesselwassers soll zwischen 400 und 1000 liegen. Wird der Wert 1000 überschritten, so muß Kesselwasser abgelassen werden (s. S. 273).

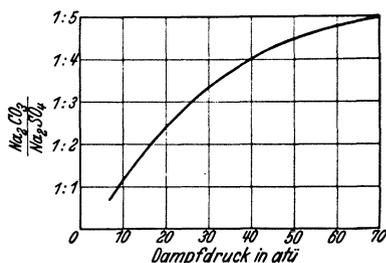


Abb. 19. Soda-Sulfatverhältnis in Abhängigkeit vom Kesseldruck.

Auch bei genügender Ablaugung empfiehlt sich Zusatz von Na_2SO_4 , damit lokale Konzentrationsverschiebungen an Lauge und, bei Anwesenheit von MgCl_2 , auch dessen schädliche Wirkungen gehemmt werden. Der große Vorzug von Na_2SO_4 ist der, daß es sowohl gegen Abrostungen wie gegen Laugensprödigkeit schützt. Auch Na_3PO_4 -Zusatz hat korrosionsverhütende Eigenschaften; ob er Laugensprödigkeit verhindert, ist nicht sicher.

Wenn im Rohwasser verhältnismäßig viel SO_4' vorhanden ist, so erübrigt sich ein Zusatz von Na_2SO_4 . Ist das Rohwasser arm an SO_4' , so kann die Beseitigung eines hohen Gehaltes an OH' und Zufügung von SO_4' durch Anwendung von H_2SO_4 , $\text{Al}_2(\text{SO}_4)_3$ oder MgSO_4 erfolgen. Hierbei ist eine sehr sorgfältige chemische Überwachung notwendig.

Die direkte Zufügung von Na_2SO_4 erscheint in vielen Fällen einfacher. Nach amerikanischen Vorschriften soll für die Menge des Sulfatzusatzes die Beziehung gelten:

$$[\text{Na}_2\text{CO}_3]:[\text{Na}_2\text{SO}_4] = 1:0,2 \cdot \text{Dampfdruck in atü},$$

so daß folgende Kurve zustande kommt (s. Abb. 19). Aus praktischen Gründen sollte man auch für höchste Drucke ein Verhältnis von 1 : 3 nicht überschreiten.

H. Elektrische Korrosionsverhütung.

Häufig kann man die starken Anfressungen von Eisen in an sich unschädlichen Elektrolytlösungen auf die Wirkung von Lokalströmen durch Bildung galvanischer Elemente zurückführen. Die Elementbildung kann erfolgen

- a) durch Berührung mit edleren Metallen,
- b) durch lokal verschieden starke Passivierung in demselben Eisenstück infolge differentieller Belüftung (s. S. 283),
- c) in dem Vorhandensein von metalloidschen Einschlüssen im Eisen (Schlacken).

Der Kontakt des Eisens mit edleren Metallen (Kupfer, Messing usw.) muß unbedingt vermieden werden. Einhängen von Zinkplatten soll Korrosionen des Eisens verhindern, da Zink unedler als Eisen ist.

Es ist ferner möglich, die Triebkraft des Rostvorganges durch Entgegenschalten eines konstanten Stromkreises aufzuheben oder das Eisen kathodisch zu polarisieren und sein In-Lösung-gehen hintanzuhalten. Verschiedene Vorschläge zur Verhütung von Anfressungen an Kesseln und Kondensatoren beruhen auf diesem Prinzip. Größere Bedeutung haben diese Verfahren indessen nicht erlangt.

J. Kesselbaumaterial und Korrosionsschutz.

Für den Bau von Hochdruckkesseln ergibt sich in erster Linie die Forderung, die Zahl der Nietstellen und Überlappungen möglichst einzuschränken oder besser die genieteten Kessel durch geschweißte oder nahtlos gezogene zu ersetzen.

Gegen den Angriff von Laugen wirkt eine galvanische Vernickelung; vollständig schützend wirkt eine, nicht wie die Vernickelung abblätternde Verchromung. Gegen den Angriff von $MgCl_2$ ist eine Nickelschicht nicht beständig. Dagegen hält hier eine Chromschicht vollständig stand.

Legierte Stähle sind namentlich gegen höhere Laugenkonzentrationen unempfindlicher als weiches Flußeisen. Besonders günstige Eigenschaften zeigt Chromnickelstahl.

III. Die technische Ausführung der Wasseraufbereitung.

A. Sedimentieren und Filtrieren.

Die Entfernung von grobdispersen Verunreinigungen geschieht meist gleichzeitig mit der Beseitigung der gelösten Salze. Beim Destillierverfahren bleiben sie im Verdampfer zurück. Bei den chemischen Ausfäll-

verfahren werden sie zusammen mit den ausgeschiedenen Niederschlägen durch Absitzenlassen oder Filtrieren abgetrennt. Beim Austauschverfahren müssen sie vor den Permutitfiltern abfiltriert werden.

Über die allgemeine Technik des Sedimentierens siehe Bd. III, S. 62. Speziell für die Wasseraufbereitung kommen die kontinuierlichen Verfahren in Betracht. Durch Einbau von Scheidewänden oder Füllkörpern wird der Wasserweg verlängert. Bei plötzlichem Richtungswechsel behalten die spezifisch schwereren Sinkstoffe die frühere Richtung bei, gelangen aus dem fließenden Strom heraus und können sich in einem ruhigen Wassersack absetzen. Die Wassergeschwindigkeit wird durch Querschnittsvergrößerung des zu durchströmenden Behälters geringer als die Sinkgeschwindigkeit der festen Stoffe gehalten.

Über die allgemeine Filtriertechnik vgl. Bd. III, S. 231. Bei der Speisewasseraufbereitung werden gewöhnlich Schnellfilter benutzt, die eine bedeutende Erhöhung der Filtriergeschwindigkeit gegenüber gewöhnlichen Sandfiltern gestatten. Als Filtermaterial wird Sand, Kies, Koks, Holz- wolle und Sägespäne benutzt. Holz- wolle und Sägespäne sind ungünstig, da durch das meist heiße alkalische Wasser erhebliche Mengen organische Substanz herausgelöst werden und in den Kessel gelangen, wo sie schwere Schäden anrichten können (vgl. z. B. Schäumen, S. 281). Aus einer Kiesfüllung können unter Umständen, besonders bei Neuinbetriebnahme eines Filters, geringe Mengen Kieselsäure an das Wasser abgegeben werden. Meist ist diese Verunreinigung so minimal, daß sie vernachlässigt werden kann.

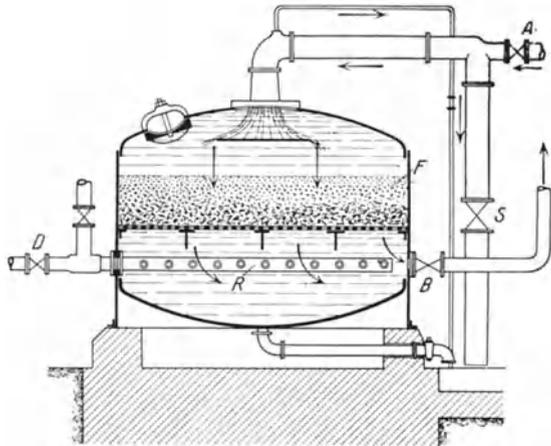


Abb. 20. Geschlossenes Schnellfilter nach Reisert.

Schnellfilter offener Bauart arbeiten unter gewöhnlichem Druck, während die für die Speisewasseraufbereitung besonders häufig angewandten geschlossenen Filter für Druckfiltration geeignet sind.

Die einzelnen Schnellfiltertypen unterscheiden sich hauptsächlich durch die Art der Waschvorrichtung. Die Reisert-Schnellfilter arbeiten ohne Rührwerk (vgl. Abb. 20). Das Rohwasser wird durch das Rohr *A* zugeführt, durchdringt von oben nach unten das Filtermaterial *F* (Perlkies) und fließt durch das Rohr *B* ab. Das Auswaschen des Filters geschieht dadurch, daß mit einem durch den Dampf injektor *D* erzeugten Luftstrom

der Kies unter gleichzeitiger Reinwasserspülung aufgewirbelt wird.

Das Waschen des Filtermaterials im Sandsäulenfilter von Schumann & Co., Leipzig-Plagwitz, erfolgt in der Weise (s. Abb. 21), daß

Druckwasser entgegen der Filtrationsrichtung durch die Sammelrohre geführt wird. Dadurch erfolgt eine Auflockerung der Schlammschicht.

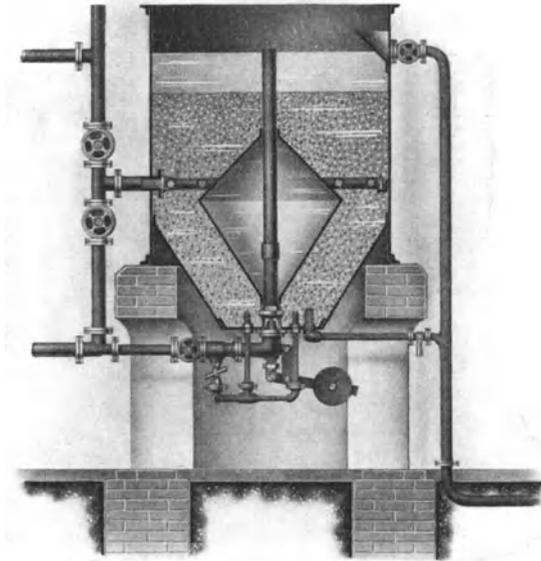


Abb. 21. Sandsäulenfilter von Schumann & Co.

mit Rührwerk. Zur Reinigung dieses Filters wird der Wasserstrom unter Betätigung des Rechenrührwerkes in umgekehrter Richtung geleitet

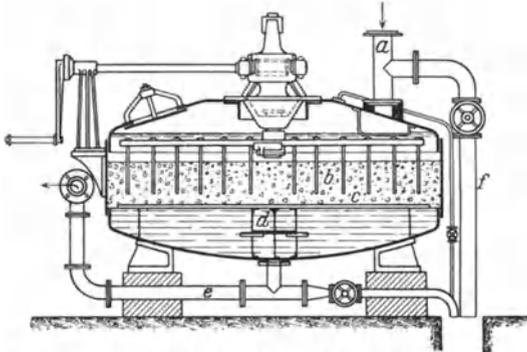


Abb. 22. Geschlossenes Schnellfilter mit Rührwerk von Halvor-Breda.

Darauf wird die am Boden des Filters befindliche Strahlpumpe mit Druckwasser betätigt, welche den Kies ansaugt und in dem in der Mitte angebrachten Rohr hochschleudert. Der Kies gelangt dann über ein konisches Rutschblech hinweg in den für ihn bestimmten ringförmigen Raum. Seitlich angeordnete Spülrohre unterstützen den Waschprozeß. Die Wäsche ist sehr intensiv, während der Kiesverschleiß nur gering sein soll. Eine ähnliche Bauart liefert die Firma Paul Martiny & Co., Dresden-A.

Abb. 22 zeigt ein geschlossenes Schnellfilter

mit Rührwerk. Ähnlich arbeiten die Filter der meisten Herstellerfirmen von chemischen Wasserreinigern (s. unten).

Besondere Einrichtungen zur Entfernung der kolloidal gelösten Verunreinigungen sind nicht immer erforderlich. So gilt z. B. beim Destillierverfahren das über grobdisperse Verunreinigungen (s. S. 292) Gesagte. Bei den Ausfällverfahren wird ein Teil der kolloidal gelösten

Stoffe von den Niederschlägen adsorbiert und bei nachfolgender Filtration entfernt. Die Firma Reisert & Co., Köln-Braunsfeld, setzt zur Erhöhung dieses Effektes dem Rohwasser gelöste Klärmittel (Aluminium-

sulfat), die Firma Dehne, Halle, feinverteilte Tonerdesilicate zu Reichling & Co., Krefeld-Königshof, wenden zur Entfernung organischer Schwebstoffe aus Flußwasser besondere Kalk-Aluminiumsulfatreiniger an. Steinmüller, Gummersbach/Rhld., empfiehlt bei ölhaltigem Kondenswasser ebenfalls einen Aluminiumsulfatzusatz, wobei eine Entölung auf mindestens 1 mg Öl je 1 garantiert wird. Die Firmen Halvor-Breda A. G., Berlin und Hanomag, Hannover, liefern elektrolytische Entöler (Prinzip s. S. 261). Diese bestehen aus einem hölzernen Wasserbehälter, in dem eine Anzahl eiserner Platten als Elektroden untergebracht sind. Das ölige Wasser wird in heißem Zustande an den Elektroden vorbeigeführt, wobei die Ölemulsion in schaumige Flocken übergeht. Diese Flocken lassen sich mit einem gewöhnlichen Kiesfilter abfiltrieren. Kondenswasser muß gewöhnlich durch Zusatz einer geringen Menge harten Wassers leitend gemacht werden. Der Stromverbrauch (Gleichstrom) soll je nach dem Ölgehalt des Wassers 0,15—0,20 kWh je m³ Wasser betragen.

Die Firma Carbo-Norit-Union, Frankfurt a. M., erzeugt eine Spezialkohle für Kondensatentölung (Hydroraffin K 87 Spezial). Der Ölgehalt des damit behandelten Wassers soll höchstens 0,8 mg/l betragen. Bei dieser Restölkonzentration beträgt die Öldurchbruchbelastung der Kohle (Durchbruchpunkt s. S. 536) etwa 13,5%. Eine Rückgewinnung des Öles soll durch Extraktion der Kohle mit Lösungsmitteln möglich sein [Jänecke: Chem.-Ztg. 56, 630 (1932)].

B. Entfernung der gelösten Salze und Gase.

1. Allgemeines.

Folgende Aufstellung, die auf einer statistischen Zusammenstellung von Splittgerber [Speisewasserpflege, S. 16] beruht, gibt über die Verbreitung der verschiedenen Aufbereitungsverfahren Aufschluß:

Kalk-Soda	55,0%
Sodaverfahren mit Kesselwasserrückführung	19,0%
Permutit	8,3%
Verdampfung	4,9%
Kombiniertes Verfahren	2,8%

10% der von der Statistik erfaßten Anlagen speisten ungereinigtes Wasser.

2. Wasserreinigung durch Verdampfen.

Über den Reinigungseffekt siehe S. 261; über Anwendbarkeit, Vorzüge und Wirtschaftlichkeit siehe S. 272.

Die Verdampfung des Rohwassers kann bei Unter- und Überdruck unter Verwendung von Dampf als Heizmittel erfolgen. Da die Verdampferanlagen ähnlich wie Dampfkessel arbeiten, muß das Verdampferpeisewasser häufig erst aufbereitet werden. Zu diesem Zwecke genügt meist die thermische Enthärtung (s. S. 262). Von der Firma Balcke, Bochum, wird das Impfverfahren (s. S. 272) vorgeschlagen, das bei mittelharten Wässern Kosten von nur 1,5—2,0 Pfg. je m³ Wasser verursachen soll [Klein: Wärme 50, 44 (1927)]. Die aus dem Verdampfer

ständig abzulassende Wassermenge ist bei nicht oder unvollkommen vorgereinigtem Rohwasser unter Umständen sehr groß (20—35%) [Splittgerber: Speisewasserpflege, S. 63].

Bei den Vakuumverdampfern (Bauart Schmidt-Bleicken und Balleke-Bochum) tritt das mit verfügbarem Abdampf vorgewärmte

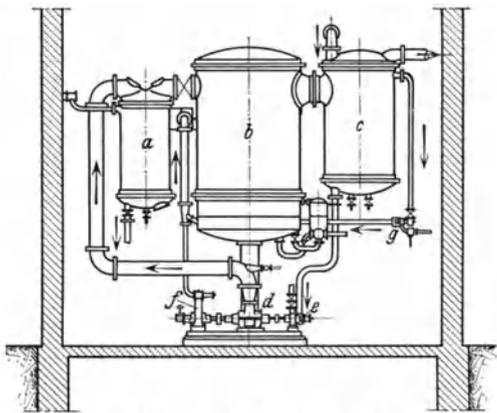


Abb. 23. Schema eines Vakuumverdampfers.

Wasser in feiner Verteilung über einen Rieselaufbau in den Verdampferraum ein, in dem ein Vakuum unterhalten wird, welches niedriger ist als der Dampftension des vorgewärmten Wassers entspricht. Ein Teil des Wassers verdampft hierbei, während das übrige Wasser sich entsprechend abkühlt. Nunmehr wird das Umlaufwasser dem Vorwärmer wieder zugepumpt und von neuem auf die erforderliche

Überhitzungstemperatur vorgewärmt. Es ist demnach eine Pumpenanlage nötig, um das Wasser umzuwälzen und den Kondensator, in dem die Brüdenämpfe zu Destillat verdichtet werden, zu entlüften und zu entwässern.

Infolge der niedrigen Temperatur und des Fehlens von Heizrohren ist die Gefahr der Steinbildung in diesen Verdampfern gering. Das

Destillat ist durch die langsame Verdampfung des Rohwassers auf großer Oberfläche sehr rein und verläßt den Kondensator in entgastem Zustand. Vorteilhafterweise wird der Kondensator mit Turbinenkondensat gekühlt, so daß die latente Wärme der Brüden wiedergewonnen wird. Auf jeden Fall muß zur Erhöhung der Wirtschaftlichkeit die Abwärmerückgewinnung bis auf unumgängliche Leitungs- und

Laugenverluste durchgeführt werden. Abb. 23 zeigt den Aufbau eines Vakuumverdampfers in schematischer Darstellung. Es bedeuten *a* den Vorwärmer, *b* den Verdampfer, *c* den Brüdenkondensator, *d* die Umwälz- und *e* die Kondensatpumpe, welche gemeinsam von der Kleindampfturbine *f* angetrieben werden. Der Abdampf dieser Turbine sowie der Dampfstrahlpumpe *g* wird dem Vorwärmer *a* zugeführt und somit zur Erwärmung des Umwälzwassers mit herangezogen.

In vielen Betrieben sind große Heißwassermengen vorhanden, die im allgemeinen verloren gehen. Leitet man diese Wassermengen durch einen Vakuumverdampfer, so kann man ohne besondere Vorwärmer noch auf einfache Weise Destillat erzeugen.

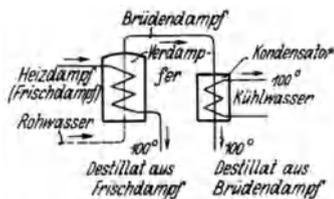


Abb. 24. Schema eines Einkörperverdampfers von Balleke.

Die Niederdruckverdampfer (Bauart Atlas-Werke, Bremen und Balcke, Bochum) werden je nach der erforderlichen Leistung ein- oder mehrstufig gebaut. Ein Einkörperverdampfer ist auf der schematischen Abb. 24 dargestellt. Rohwasser wird durch Frischdampf verdampft und der erzeugte Brüden Dampf kondensiert.

Der verbrauchte Heizdampf wird ebenfalls als Kondensat abgeführt. Abb. 25 zeigt die Konstruktion eines liegenden einstufigen Verdampfers. Wichtig ist, daß der Dampfdruck so groß gehalten ist, daß die zum Kondensator überdestillierenden Brüden nur eine ganz geringe Strömungsgeschwindigkeit erhalten. Hierdurch sowie durch einen eingebauten Wasserabscheider wird das Mitreißen von Rohwasser und somit eine Verunreinigung des Destillats vermieden. Zulässig ist ein Trockenrückstand des Destillats von 8—12 mg/l mit 2—3 mg Cl/l.

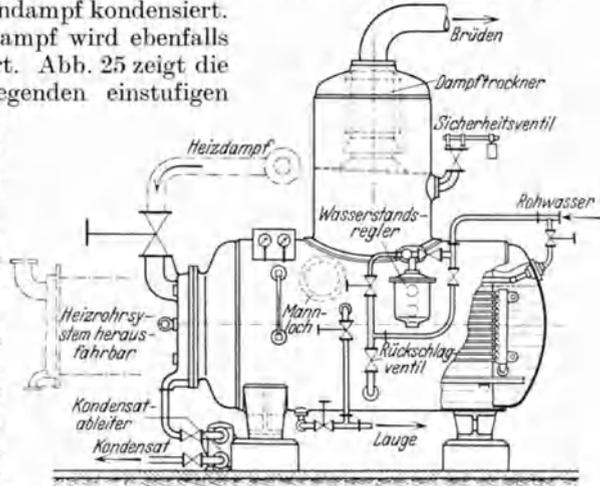


Abb. 25. Liegender einstufiger Verdampfer (Balcke).

Einkörperverdampfer sind wärmetechnisch sehr unwirtschaftlich, da 1 kg Frischdampf höchstens 0,9 kg Destillat erzeugt. Die wärmewirtschaftlichen Verluste können durch Hintereinanderschalten mehrerer Verdampfer verringert werden. Eine solche zweistufige Anlage zeigt Abb. 26 schematisch. Der im ersten Verdampfer erzeugte Brüden Dampf beheizt den zweiten Verdampfer. Der auch in dieser Anordnung noch unbefriedigende Wirkungsgrad läßt sich durch Hintereinanderschaltung weiterer Verdampferkörper verbessern, jedoch werden dann Anlagekosten und Platzbedarf sehr groß. Man wendet statt dessen besser den sog. Brüdenkompressor (s. S. 540) an, der aus einer mit Frischdampf betriebenen Strahlpumpe besteht. Diese saugt den im Verdampfer erzeugten Brüden Dampf ab, um ihn dem gleichen Verdampfer als Heizdampf zuzuführen. Abb. 27 gibt diese Anordnung schematisch wieder.

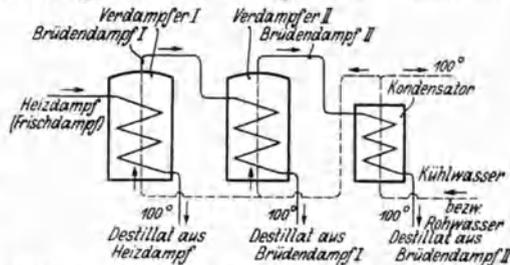


Abb. 26. Schema eines Zweikörperverdampfers von Balcke.

Bei Hochdruckkesselanlagen wendet man vorteilhaft sog. Hochdruckverdampfer an, die von den Firmen Atlas-Werke, Bremen,

Maschinenbau A.G. Balcke, Bochum, Schmidt & Söhne, Hamburg und Zimmermann & Co., Ludwigshafen u. a., meist als Mehrkörperverdampfer gebaut werden. Die Konstruktion und Arbeitsweise ist ähnlich wie bei den Niederdruckverdampfern.

Der Wärmebedarf beträgt bei guten Anlagen nach Angaben von Balcke 20—50 WE je m³ Nettodestillat; die Kosten sollen sich einschließlich Abschreibungen usw. auf etwa 0,25 RM je m³ Destillat stellen. Der Anschaffungspreis einer Verdampferanlage ist sehr bedeutend.

Neben vielen anderen Vorteilen sind die bei Destillatspeisung fast ganz fortfallenden Wärmeverluste durch Abzapfung überhitzten Kesselwassers hervorzuheben. Der Kessel wird durch Ablassen der Lauge auch bei gutem Wärmeaustausch an das Speisewasser, stets zum Teil als Vorwärmer auf Kosten des Wirkungsgrades für Dampf- und Kraftzeugung benutzt. Es ist wärmewirtschaftlich richtiger, die Vorwärmung des Speisewassers mit Abdampf, der bereits Arbeit geleistet hat, vorzunehmen, oder die Wärme der Rauchgase in Ekonomisern auszunützen.

Der Wärmeverlust durch Ablassen der Lauge aus den Verdampfern ist demgegenüber gering, da die Temperatur niedrig ist. Wenn das Ablassen von Lauge aus dem Kessel fortfällt, wird die einzuspeisende Wassermenge geringer, die Speisepumpen werden also entlastet. Die hierdurch ermöglichte Ersparnis kann unter Umständen erheblich sein.

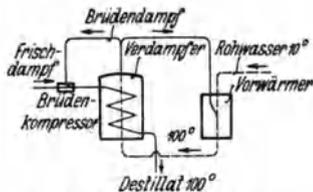


Abb. 27. Schema eines Verdampfers mit Brüdenkompressor von Balcke.

3. Entgasung.

Eine möglichst weitgehende Entgasung des Speisewassers ist besonders bei Kesseln mit über 15 atü Betriebsdruck erforderlich.

Verdampferanlagen sind entweder mit gleichzeitiger Entgasung verbunden (z. B. Vakuumverdampfer, s. S. 296) oder mit einer besonderen Entgasungsanlage ausgerüstet.

Bei den Niederdruck- und Hochdruckverdampfern erfolgt die Entgasung des Rohwassers meist in einem Mischvorwärmer, in dem es durch den Brüden Dampf des Verdampfers bei wiederholtem Umlauf bis zur Entgasungstemperatur vorgewärmt wird. In ungereinigtem Rohwasser tritt hierbei eine thermische Enthärtung ein (s. S. 262); die ausgefallenen Stoffe werden in einem nachgeschalteten Filter zurückgehalten. Das entgaste Wasser tritt mit stark verminderter Härte in den eigentlichen Verdampfer ein. Nach dem Verfahren der Atlas-Werke (vgl. Abb. 28) wird der der letzten Stufe nachgeschaltete Brüdenkondensator als Mischvorwärmer ausgebildet, in dem das gesamte als Speisewasser dienende Kondensat vorgewärmt und entgast wird. Damit die Entgasung möglichst hoch getrieben wird, werden die Mischvorwärmer unter ein entsprechendes, durch Strahlpumpen erzeugtes Vakuum gesetzt. Die Entgasung kann auf diese Weise bis auf 0,3 mg O₂/l getrieben werden.

Auch viele andere Speisewasserenthärtungsanlagen sind mit gleichzeitiger Entgasung verbunden (z. B. thermische Enthärtung, s. S. 262, ferner die heiß durchgeführten Ausfällverfahren s. S. 267). Wenn dies

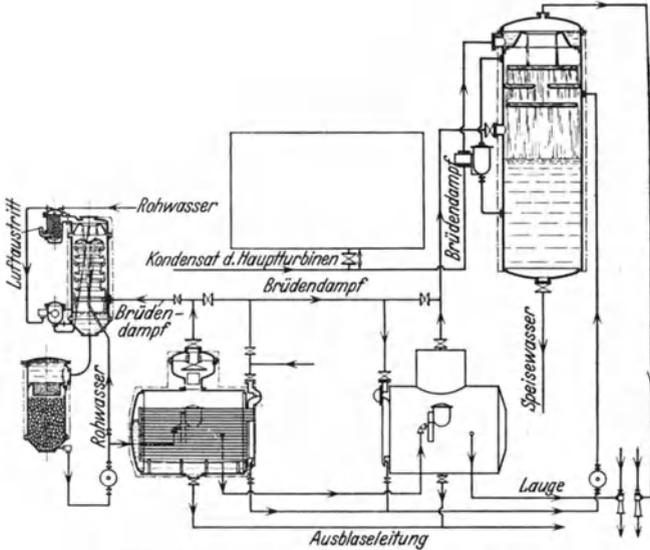


Abb. 28. Schema eines Entgasers der Atlas-Werke.

nicht der Fall ist, so müssen unter Umständen besondere Entgaser angewendet werden. Praktische Bedeutung besitzen heute nur noch die mechanischen und thermischen Entgasungsverfahren. Automatische Entlüfter, die in die Speiseleitung eingebaut werden, genügen hohen Anforderungen nicht und sollen hier deshalb nur erwähnt werden, z. B. AereX-Entlüfter der Atlas-Werke sowie der Bühring-Entlüfter.

Die neuzeitlichen Entgasungsanlagen, die den Sauerstoff bis auf 0,3—0,5 mg/l entfernen, kann man in kalte und warme Entgaser einteilen. Abb. 29 zeigt einen Balckeschens kalten Entgaser, der direkt mit dem Kondensator einer Dampfturbine verbunden ist. Das gashaltige Wasser tritt durch Düsen feinverteilt oben in den Entgaser ein, der unter dem Vakuum des Kondensators steht. Die freiwerdenden Gase werden in den Kondensator, in anderer Ausführung auch durch eine besondere Dampfstrahlpumpe, abgesaugt.

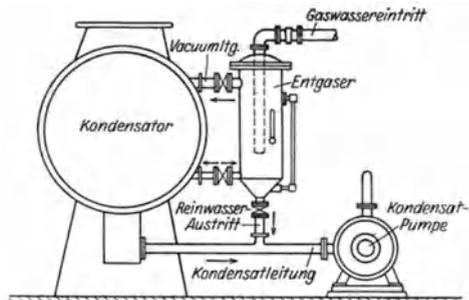


Abb. 29. Vakuumentgasung von Balcke (kaltes Verfahren).

Die Abb. 30 zeigt eine Entgasungsanlage von Balcke, die nach dem warmen Verfahren arbeitet. Das Rohwasser wird in der ersten Kammer des liegenden Kessels durch ein abdampfgeheiztes Heizelement auf 100° C gebracht. Hierauf durchfließt es verschiedene Zellen unter dauerndem

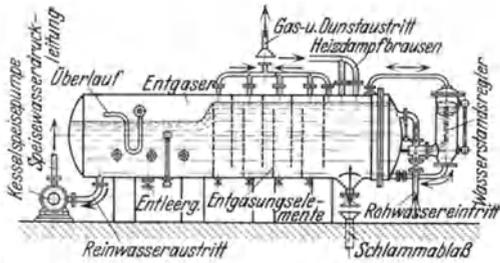


Abb. 30. Vakuumentgasung von Balcke (warmes Verfahren).

Richtungswechsel, wobei gelöste Gase abgeschieden werden. Das Gas wird von einer Dampfstrahlpumpe abgesaugt oder gelangt mit den Kochschwaden selbsttätig ins Freie. Diese Anlage eignet sich besonders für permutiertes Wasser, da Bikarbonate gespalten werden. Mit Beheizung durch direkten Dampf, aber sonst

nach dem gleichen Prinzip, arbeiten die Entgasungsanlagen System Reichling (R. Reichling & Co., Krefeld-Königshof).

Da entgastetes Wasser begierig Luft absorbiert, muß es vor Luftzutritt geschützt werden. Aus diesem Grunde ist eine direkte Einspeisung des

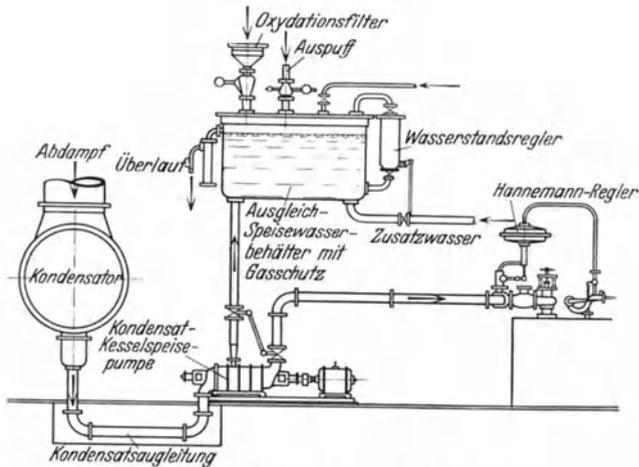


Abb. 31. Gasschutzverfahren nach Balcke.

entgasten Wassers in den Kessel unter Vermeidung von Sammelbehältern vorzunehmen. Die Rohrleitungen vom Entgaser zum Kessel sind so kurz wie möglich zu bemessen. Vor allem müssen Saugleitungen vermieden werden. Die Speisepumpen sind daraufhin zu prüfen, ob keine Luft eingesaugt wird.

Man ist vielfach der Ansicht, daß bei Kondensatspeisung eine Entgasung lediglich des Zusatzwassers genüge, da das Kondensat ohnehin gasfrei sei. Meist lassen sich hierbei Speisewasserbehälter nicht umgehen. Die Leuna-Werke haben mit Erfolg eine dünne Mineralölschicht

angewendet, die sich als Gasschutz auf dem Wasserspiegel des Speisewasserbehälters befindet. Die Firma Balcke benützt ein Gasschutzverfahren, das auf Abb. 31 schematisch dargestellt ist. Das anfallende Kondensat wird direkt in den Kessel gespeist. Auf eine entsprechende Druckstufe der Speisepumpe arbeitet der unter „Gasschutz“ stehende Speisewasserbehälter, welchem der Ausgleich von Schwankungen in Speisewasserbedarf und Kondensatanlieferung sowie die Aufnahme von Zusatzdestillat zufällt. Auf diese Weise bleiben Kondensat und Zusatzwasser vollkommen von der Luft abgeschlossen. Der „Gasschutz“ wird durch ein Dampf- (oder Stickstoff-) Polster erzielt, das über der Oberfläche des Speisewassers liegt und den Zutritt von Luft verhindert. Sollte durch ein Fallen des Wasserspiegels im Behälter Unterdruck entstehen, so wird durch ein Einlaßventil Luft eingelassen, die mittels eines Holleschen Oxydationsfilters von Sauerstoff und Kohlensäure befreit werden soll. Das Filter enthält feste Pyrogallussäure oder festes Hydrosulfit mit Ätzkali.

In der Praxis hat es sich häufig gezeigt, daß das Speisewasser in dieser Anlage doch erhebliche Mengen Sauerstoff enthält, sei es durch Unvollkommenheiten des Gasschutzes (Versagen des Oxydationsfilters), sei es durch einen Gasgehalt des Turbinenkondensats. Die Firmen Atlas-Werke, Bremen, Schmidt & Söhne, Hamburg, und die Permutit A.G., Berlin, vermeiden diesen Übelstand, indem sie das gesamte umlaufende Speisewasser vor Eintritt in die Kesselanlage in einem Großentgaser entgasen, so daß alle übrigen Gasschutzanlagen fortfallen können. Die Großentgaser arbeiten zur Herabminderung des Wärmebedarfs meist unter Vakuum, gegebenenfalls als Mischvorwärmer (vgl. S. 298).

4. Thermische Enthärtung.

Über den Chemismus und über die Anwendbarkeit siehe S. 262. Die thermische Enthärtung kann in den Kessel selbst verlegt werden (z. B. durch den in den Dampfraum einzubauenden „Kesselsparschoner“ Vapor von Hülsmeier, Düsseldorf). In diesem Falle erfolgt Schlamm- und Gasabstreifung im Kessel selbst, so daß diese Enthärtung eigentlich als Korrektivverfahren (s. S. 275) anzusprechen ist.

Eine thermische Enthärtung außerhalb des Kessels ermöglicht der Plattenkocher der Firma Balcke, Bochum, der in Abb. 32 schematisch dargestellt ist. Er besteht aus einem Behälter, in dem das Rohwasser mit Heißdampf auf 100° C erhitzt und dann zwangsläufig an den eingehängten Plattenelementen vorbeigeleitet wird. Die ausgefallenen Karbonate setzen sich als Stein an den Platten fest oder sammeln sich als Schlamm in den Trichtern an. Die Plattenelemente sind leicht herausnehmbar. Da sie elastisch sind, springt angesetzter Stein beim Abklopfen leicht ab. Als Heißdampf kann Abdampf, Anzapfdampf, Frischdampf oder, wenn der Plattenkörper einer Verdampferanlage vorgeschaltet wird, Brüdendampf verwendet werden. Der Plattenkocher wirkt gleichzeitig als Entgaser. Die ausgeschiedenen Gase werden durch ein Entlüftungsventil ins Freie befördert. Nach Angaben von Balcke sollen auch bis

zu 50% der Kieselsäure mit ausgefällt werden. Enthält das Rohwasser viel Nichtkarbonathärte, so muß eine Soda- oder Ätznatronenthärtung dem Plattenkocher nachgeschaltet werden (vgl. S. 268). Neuerdings empfiehlt Balcke die „Stufen-Rapidenthärtung“, die aus einer Kombination von Plattenkocher, Sodaenthärtung und Phosphatnachenthärtung besteht (vgl. S. 266).

Die thermische Enthärtungsanlage der Bühning A. G., Landsberg, arbeitet in zwei Stufen: In der ersten Reinigungsstufe werden die

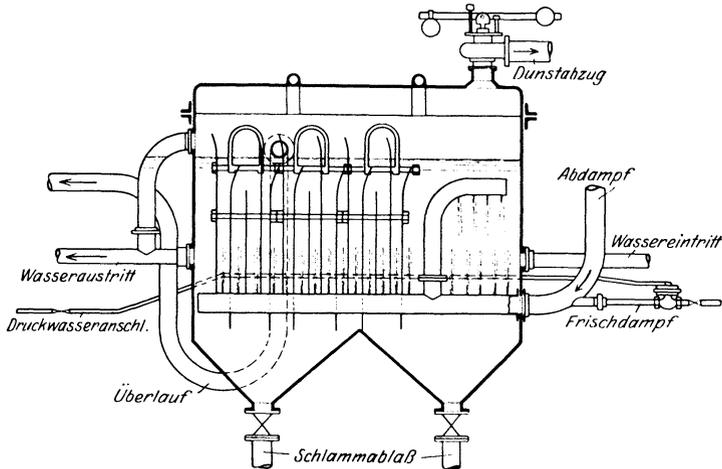


Abb. 32. Plattenkocher nach Balcke.

Karbonate durch Erwärmen auf 100° C ausgeschieden, und in der zweiten Stufe wird die Enthärtung durch Erhitzung unter Druck auf über 100° C verbessert (vgl. die mit steigender Temperatur abnehmende Löslichkeit von Calciumsulfat und Magnesiumhydroxyd, Abb. 7 und 5 auf S. 255 und 254).

Zu den thermischen Enthärtungsverfahren ist auch die Vorwärmung des Rohwassers, namentlich mittels Kaskadenvorwärmer, bei den chemischen Enthärtungsanlagen zu rechnen.

5. Chemische Enthärtung.

a) Ausfällungsverfahren.

α) Allgemeines. Über die chemischen Reaktionen und über Anwendbarkeit siehe S. 266f. In der Praxis werden fast immer verschiedene Verfahren miteinander kombiniert. Die technischen Forderungen, die an ein brauchbares Verfahren gestellt werden müssen, sind hauptsächlich die folgenden:

1. Herstellung der Chemikalienlösung in richtiger Zusammensetzung und dauernder und gleichmäßiger Dosierung dieser Lösungen.

2. Möglichst große Reaktions- und Klärgeschwindigkeit, so daß Nachreaktionen ausbleiben.

3. Weitgehende Ausfällung der Härtebildner ohne unzutürlich großen Reagensüberschuß.

4. Möglichst große Einfachheit und geringes Überwachungsbedürfnis der gesamten Anlage.

Die letzte Forderung ist in kleineren Kesselbetrieben häufig von ausschlaggebender Bedeutung.

Bei der praktischen Durchführung der Ausfällungsverfahren lassen sich drei Haupttypen unterscheiden:

- a) Die veralteten Kaltverfahren.
- b) Die Verfahren mit Vorwärmung des Rohwassers.
- c) Die Verfahren mit Kesselwasserrückführung.

Bei den Kaltverfahren treten Reaktionsträgheit, geringe Klärgeschwindigkeit und schlechtfiltrierbare Niederschläge auf, weshalb in letzter Zeit sämtliche Herstellerfirmen zu den Warmverfahren übergegangen sind. Die am besten durchgebildeten Verfahren bestehen in einer Kombination zwischen thermischer und chemischer Enthärtung, wobei auf gleichzeitige Entgasung Wert gelegt wird.

Die Fällmittel werden mit Ausnahme von Bariumkarbonat dem Rohwasser in Lösung zugesetzt: Ätzkalk als gesättigtes Kalkwasser, seltener als Kalkmilch, und die anderen Chemikalien in so konzentrierten Lösungen, daß der Vorratsbehälter den Tages- oder Schichtbedarf aufnehmen kann.

Bei gleichbleibender chemischer Zusammensetzung des Rohwassers und einer angepaßten konstanten Konzentration des Fällmittels muß die Dosierung des letzteren in jedem Augenblick dem Wasserdurchfluß genau proportional sein. Die Dosierungsvorrichtung muß also in geeigneter Weise mit dem Rohwasserzufluß gekuppelt sein. Dies geschieht durch verschiedene, oft recht komplizierte Anordnungen: z. B. regulierbare Ventile und Hähne, Überlaufwehre, Proportionalitätsschneiden, Kippschaufeln, Tauchventilen, Schwimmer, Schöpfräder u. a. m. Die Firma Phil. Müller, Stuttgart, baut einen Härteregler „Äquivalenz“ benannten Dosierungshahn, der eine auf mathematischen Beziehungen beruhende Skaleneinteilung trägt, welche die Chemikaliendosierung auch bei wechselnder Rohwasserzusammensetzung und Belastung schnell und einfach einzustellen gestattet. Allgemein kann man sagen, daß Dosierungsanlagen mit bewegten Teilen meist den wunden Punkt einer Enthärtungsanlage darstellen.

Ein wichtiger Teil jedes Reinigers ist der Klärbehälter. Seine Dimensionierung hängt ab von der spezifischen Klärgeschwindigkeit des

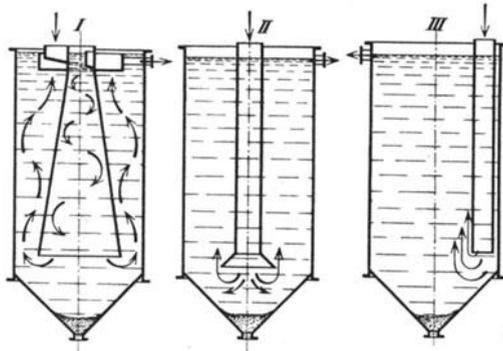


Abb. 33. Klärbehälter.

zu reinigenden Wassers und der Reinigungstemperatur; sie soll so bemessen sein, daß das Wasser 1,5—2 h im Klärbehälter verweilt, wobei seine Aufstiegs geschwindigkeit geringer sein muß als die Absinkgeschwindigkeit der ausfallenden Härtebildner (vgl. Sedimentation, S. 293). Hierdurch ergeben sich zwangsläufig gewisse Beziehungen zwischen Durchmesser und Höhe des Klärbehälters.

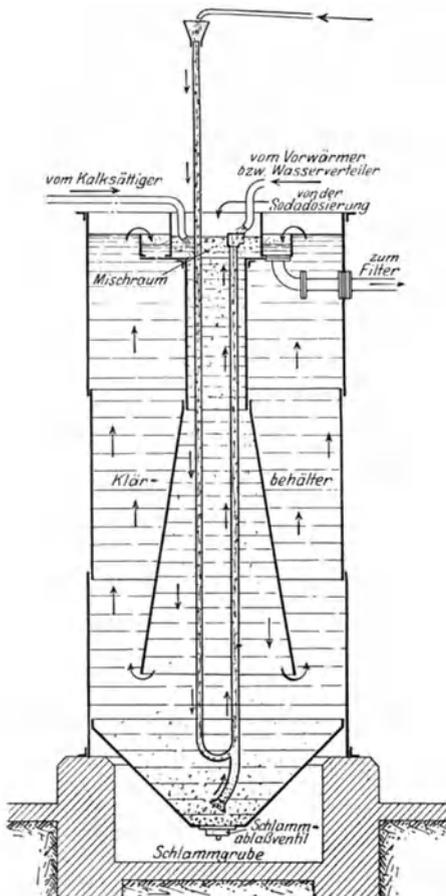


Abb. 34. Vorrichtung zur Schlammzirkulation im Klärbehälter des Halvor-Breda-Reinigers.

besser vor dem Eintritt in den Klärbehälter als im Klärbehälter selbst vorzunehmen. Wichtig ist auch eine sofortige und innige Vermischung des Chemikalienzusatzes mit dem Rohwasser. Einzelne Firmen haben mehr oder weniger komplizierte Einrichtungen getroffen, um diese Mischung zu erreichen. Die Anordnung I auf Abb. 33 scheint diesen Effekt mit einfachen Mitteln in genügender Weise zu erreichen.

Zur Erhöhung der Reaktionsgeschwindigkeit wendet man neben Temperatursteigerung die Impfwirkung durch gleichartige Krystalle

messer und Höhe des Klärbehälters. Neben der richtigen Größenbemessung ist die Formgebung von Reaktions- und Klärbehälter sehr wichtig. Die Abb. 33 zeigt drei Klärbehälter gleicher Außendimensionen und trotzdem ganz verschiedener Klärzeit. Am ungünstigsten dürfte die Ausführung III sein. Das Wasser wird hier einseitig eingeführt. Ein dem Einführungsrohr entsprechender schmaler Strom steigt nach oben, ohne den gesamten Querschnitt gleichmäßig zu erfüllen. Ähnlich liegen die Verhältnisse bei Ausführung II. Erheblich besser wirkt die Anordnung nach I. Hier erhält das Wasser durch eine kurze Einlaufschnecke eine drehende Bewegung, die sich in dem konischen Einbau nach unten zu gleichmäßig verlangsamt. Auch das Aufsteigen des Wasserstromes erfolgt hier gleichmäßig über den ganzen Klärbehälterquerschnitt. Günstig ist es auch, wenn das ausströmende Wasser nicht einseitig entnommen wird, sondern allseitig in einen Auslauffeller überströmt. Alles was einen eindeutigen Wasserstrom stören kann, ist zu vermeiden. Deshalb ist die Anwärmung des Wassers

an. Man kann z. B. etwas Schlamm durch einen geringen Teil rückgeführten Kesselwassers oder mittels besonderer Schlammzirkulationsvorrichtungen (patentiertes Verfahren der Halvor-Breda A. G., Berlin, s. Abb. 34) in den Reaktionsbehälter einbringen.

3) **Kalk-Sodaverfahren.** Die nach diesem Verfahren arbeitenden Apparate unterscheiden sich von anderen Reinigern durch den Anbau eines Kalksättigers. Die allgemeine Anordnung eines Kalk-Soda-reinigers ergibt sich aus Abb. 35, auf der man den Verteilungsbehälter,

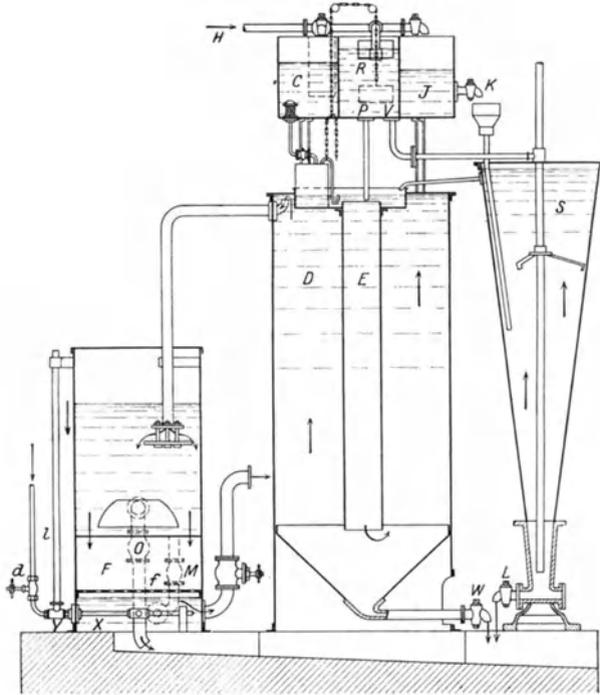


Abb. 35. Reisert-Wasserreiniger.

den Kalksättiger, den Reaktionsraum, den Klärraum und das Filter unterscheiden kann. Der Verteilungsbehälter hat die Aufgabe, den Rohwasserstrom mittels einer der oben angeführten Dosiereinrichtungen in drei Teilströme zu teilen, von denen der größte direkt in den Reaktionsraum, ein zweiter und dritter kleinerer zum Kalksättiger und zum Sodalösegefäß abzweigt. Das Sodalösegefäß befindet sich häufig im Verteilungsgefäß eingebaut, ist bei größeren Anlagen aber auch außerhalb angebracht. Der Kalksättiger liefert die gesättigte Ätzkalklösung [1,3 g $\text{Ca}(\text{OH})_2$ in 1 l Wasser]; seine Einrichtung beruht meist auf der Dervauxschen Konstruktion. Diese besteht aus einem auf der Spitze stehenden Trichter, in dessen unteren Teil die vor einer Arbeitsschicht bereitete Kalkmilch eingeführt wird. Durch den von unten

eintretenden Rohwasserteilstrom wird die Kalkmilch aufgewirbelt. Das Wasser nimmt die Kalkteilchen mit in die Höhe, bis nach erfolgter Sättigung die Wassergeschwindigkeit infolge des zunehmenden Querschnittes so gering wird, daß die Kalkteilchen nicht mehr mit fortgerissen werden. Das gesättigte Kalkwasser tritt dann durch ein Rohr in den Reaktionsbehälter über, wo es mit dem sodahaltigen und dem Rohwasserteilstrom zusammentrifft. Über die Konstruktion von Reaktions- und Klärbehälter siehe S. 304. Das sich anschließende Filter ist entweder ein separates Schnellfilter (s. S. 293) oder, namentlich bei kleineren Anlagen, in den Klärbehälter eingebaut.

Einige Firmen (z. B. die Seiffert A. G., Berlin-Eberswalde und Steinmüller, Gummersbach/Rhld.) bauen die Kalksättiger so, daß ein

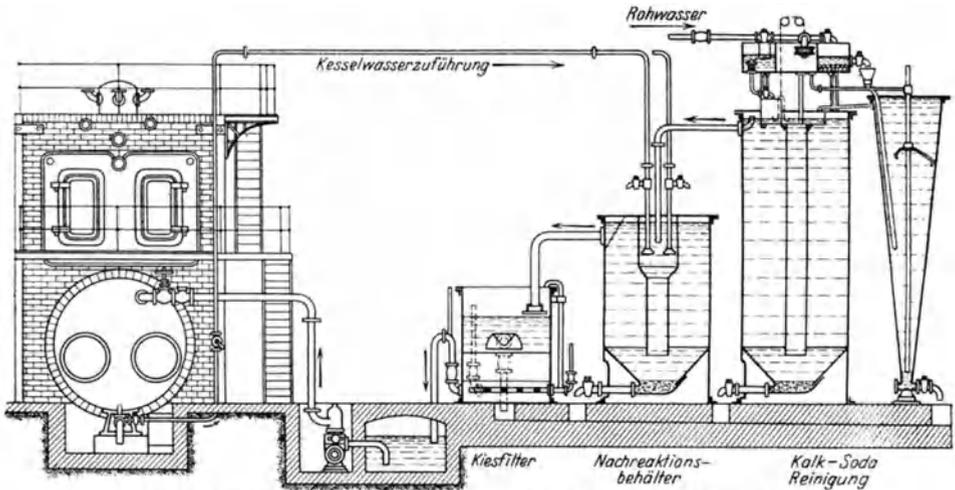


Abb. 36. Kalk-Sodareiniger mit Kesselwasserrückführung (Harko-Verfahren).

Luftstrom miteingesaugt wird, der den am Boden des Sättigers abgelagerten Kalkbrei aufwirbeln soll, um eine bessere Auslaugung zu bewerkstelligen. Steinmüller hat besondere Einrichtungen getroffen, damit hierbei durch den CO_2 -Gehalt der Luft nicht etwa ein Teil des Kalkes als CaCO_3 ausgefällt wird.

Außer den bereits genannten Firmen liefern Kalk-Sodareiniger die Büttner G. m. b. H., Urdingen a. Rh. (Bamag-Meguïn); Dehne, Halle; die P. Kyll G. m. b. H., Köln-Lindenthal; P. Martiny & Co., Dresden; Phil. Müller G. m. b. H., Stuttgart; Rob. Reichling & Co., Krefeld-Königshof; H. Reisert, Köln-Braunsfeld; Schumann & Co., Leipzig-Plagwitz u. a. m.

Die Vorwärmung des Rohwassers wird von den einzelnen Firmen auf verschiedene Weise vorgenommen. Z. B. wird durch Wärmeaustauscher die Wärme des abgezapften Kesselwassers auf das Speisewasser übertragen, oder Abdampf bzw. Frischdampf wird in den oberen Teil des Reaktionsbehälters eingeleitet.

Viele Firmen rüsten ihre Reiniger für eine Rückführung von Kesselwasser aus. Das Harko-Verfahren von Reiserst beruht darauf, die Nachreaktionen aus dem Kessel in einen Nachreaktionsbehälter zu verlegen, der dem eigentlichen Reiniger nachgeschaltet ist (s. Abb. 36). In diesen Nachreaktionsbehälter wird abgezapftes Kesselwasser geleitet, wodurch das Speisewasser vorgewärmt wird. Durch die Temperaturerhöhung und durch die Alkalität des Kesselwassers wird die Resthärte wesentlich unter den beim gewöhnlichen Kalk-Sodaverfahren erreichbaren Wert von 3—4^o DH herabgedrückt. Bei anderen Rückführverfahren wird die heiße Kessellaug direkt in den Reaktionsbehälter eingeführt (vgl. das alte Neckar-Verfahren, S. 310), wodurch eine Vorwärmung und Vorenthärtung des Rohwassers bewirkt wird. Die direkte

Kesselwasserrückführung hat neben der dadurch bewirkten Versalzung des Speisewassers den Nachteil, daß bei schwach belastetem Reiniger ein Überkochen des Reaktionsbehälters eintreten kann. Häufig ist infolge der Kondensationsstöße ein dauerndes, sehr geräuschvolles Knattern hörbar.

Neuerdings wird das Kalk-Sodaverfahren für Hochleistungskessel mit einer Trinatriumphosphat-Nachenthärtung kombiniert. Einrichtungen hierfür liefern unter anderen die Firmen Phil. Müller, Stuttgart; Steinmüller, Gummersbach/Rhld. und Reiserst & Co., Köln-Braunsfeld. Reichling & Co., Krefeld-Königshof, nehmen die Phosphatnachenthärtung in den Reinwasserbehältern vor, als welche mehrere alte Dampfkessel dienen, die zum Zwecke des Gasschutzes mit einem Dampfpolster versehen sind.

Als Beispiel für wärmetechnisch besonders gut durchgebildete, moderne Kalk-Sodaanlagen sollen die Anlagen von Steinmüller und Phil. Müller, Stuttgart, etwas eingehender beschrieben werden.

Abb. 37 zeigt die schematische Anordnung eines Steinmüllerschen Kalk-Sodareinigers mit nachgeschalteter Entgasungs- und Nachenthärtungseinrichtung. Das den Klärbehälter verlassende Wasser, das noch eine Resthärte von 3—4^o DH sowie seinen gesamten Sauerstoffgehalt besitzt, wird in einem Kaskaden-Gegenstromvorwärmer A auf etwa 100° C durch entgegenströmenden Dampf erhitzt. Hierdurch wird die Enthärtung weitergetrieben. Die gleichzeitig eintretende Entgasung

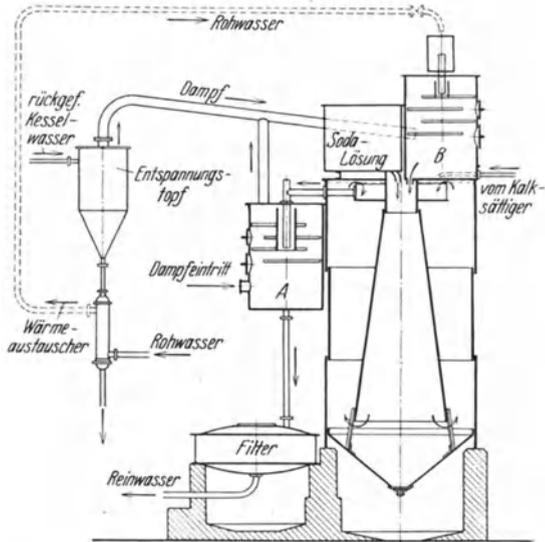


Abb. 37. Kalk-Sodareiniger nach Steinmüller.

ist praktisch vollständig, weil dem niederrieselnden Wasser ein kräftiger Dampfstrom entgegengeführt wird, der die ausgeschiedenen Gase mechanisch mit nach oben reißt und wegführt. Zur Erhöhung dieses Effektes

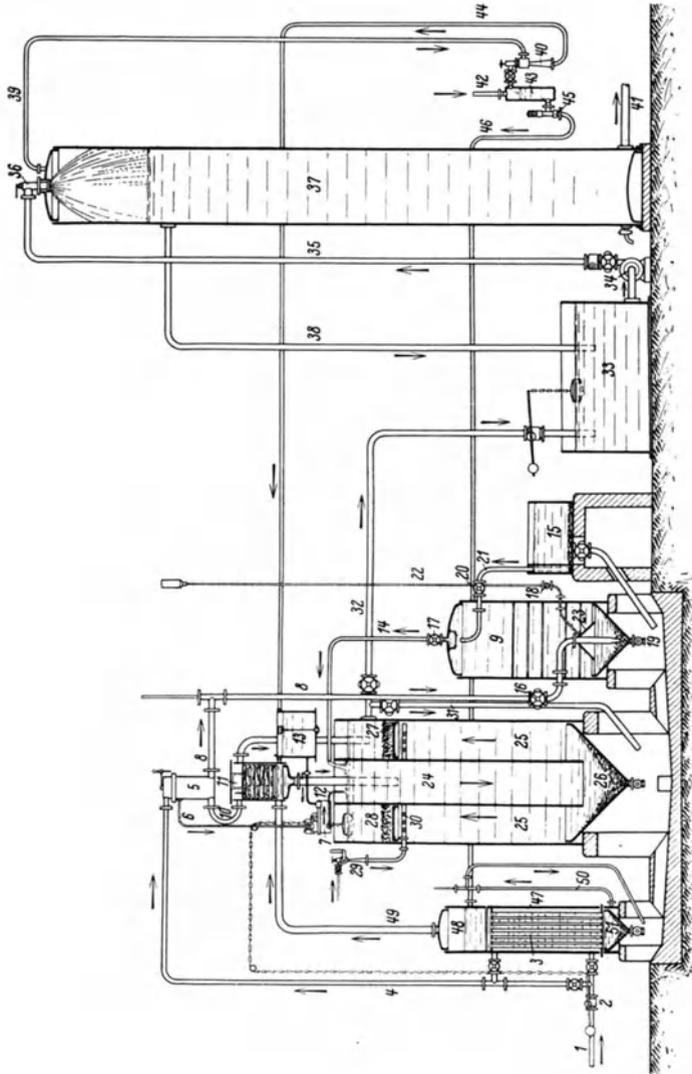


Abb. 38. Neekar-Wasserreinigung.

arbeitet man mit Dampfüberschuß und führt den nicht kondensierten Dampf in einen zweiten, auf dem Klärbehälter angebrachten Kaskaden-
vorwärmer *B*, so daß auch das zuströmende Rohwasser angewärmt wird. Die benötigten Dampfmen gen gewinnt man zweckmäßig durch Entspannung von abgezapftem Kesselwasser (vgl. S. 274), die in einem

besonderen Entspannungsbehälter vorgenommen wird. Die auf Atmosphärendruck entspannte, noch 100°C warme Kessellauge kann in einem Wärmeaustauscher auf 40°C abgekühlt werden, ehe sie in den Schlammkanal abgelassen wird, so daß die eintretenden Wärmeverluste auf ein Mindestmaß beschränkt sind. Bei genügenden Mengen von im Betriebe anfallendem Abdampf kann dieser zur Beheizung der Kaskadenvorwärmer mit herangezogen werden, damit die abzulassende Kesselwassermenge unter Umständen nicht unnötig vergrößert werden muß (vgl. S. 298). Falls es unzweckmäßig erscheint, 100°C warmes Wasser in den Ekonomiser zu schicken (Wärmeverluste im Rauchgas), kann noch ein Wärmeaustauscher zwischengeschaltet werden, der das gereinigte Wasser auf $60\text{--}70^{\circ}\text{C}$ abkühlt.

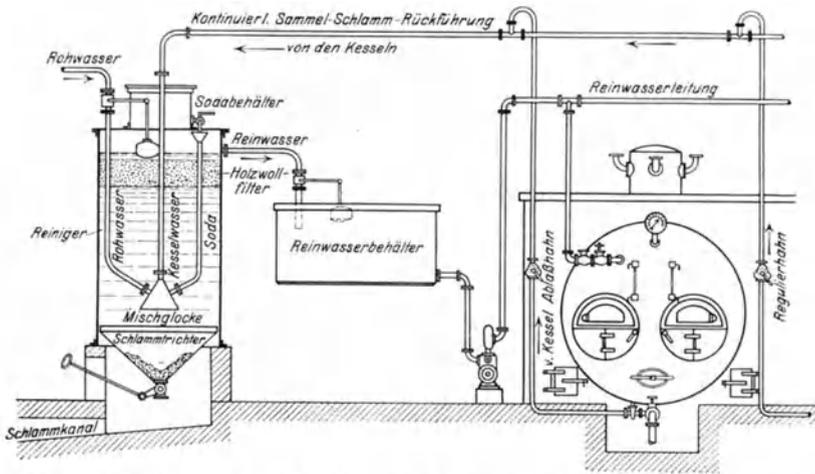


Abb. 39. Sodaverfahren mit Kesselwasserrückführung (sog. altes Neckar-Verfahren).

Die Abb. 38 zeigt die Anordnung des Wasserreinigungssystems „Neckar“ der Phil. Müller G.m.b.H., Stuttgart (über das alte Neckar-Verfahren s. S. 310). Die Vorwärmung des Rohwassers geschieht auch hier durch den Wärmeaustauscher 3 und den Kaskadenvorwärmer 11. Das gereinigte Wasser geht ohne Nachenthärtung in einen Reinwasserbehälter 33, aus dem es in den Entgaser 37 gepumpt wird. In diesem wird das nebelartig eingespritzte Wasser durch ein hohes Vakuum praktisch vollkommen entgast. Der Dampf- und Wärmebedarf der gesamten Anlage wird abgezapftem Kesselwasser entnommen, das in dem Entspannungsbehälter 43 zunächst bis auf 3 at entspannt wird. Der hierbei entstehende Dampf geht durch die Strahlpumpe 40 und wird zum Evakuieren des Entgasers benutzt. Nach dieser Arbeitsleistung strömt der Dampf zum Kaskadenvorwärmer 11, wo er kondensiert wird. Das Kesselwasser von 3 at strömt durch das Überdruckventil 45 zum Entsalzer 47, in dessen oberem Teil 48 es vollkommen entspannt wird. Der hierbei sich bildende Brüdendampf geht in den Vorwärmer 11. Das verbleibende, nunmehr erheblich eingedickte

Kesselwasser entweicht durch den Wärmeaustauscher 3 im Gegenstrom zu dem Rohwasser in den Schlammkanal.

γ) **Andere Ausfällungsverfahren.** Grundsätzlich ähnlich sind die Reiniger gebaut, die nach dem Ätznatron-Soda-, dem Sodaverfahren mit Rückführung und nach dem Phosphatverfahren arbeiten. Natürlich fällt hierbei der Kalksättiger fort. Ätznatron-Sodaanlagen werden z. B. von Phil. Müller G. m. b. H., Stuttgart,

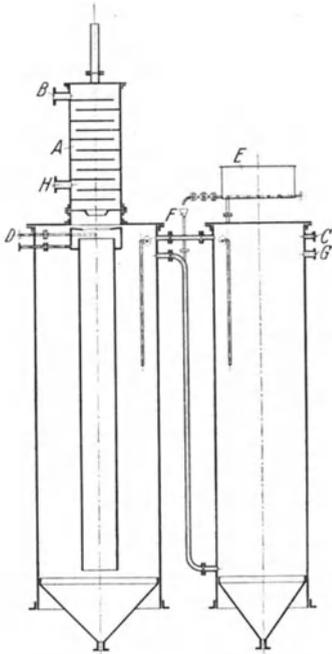


Abb. 40. Wasserreinigung nach dem Phosphatverfahren mit Kesselwasserrückführung.

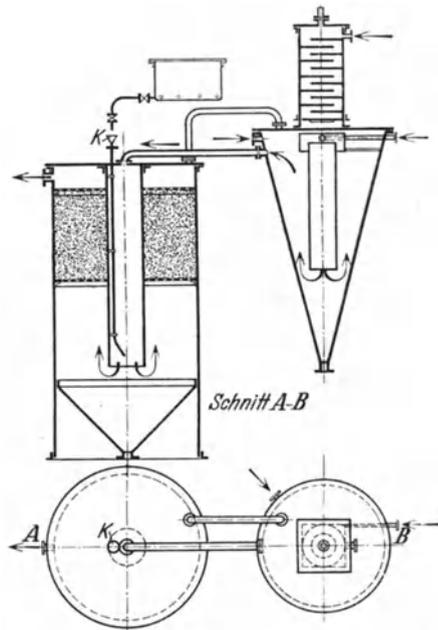


Abb. 41. Für Phosphatenthärtung umgebaute Kalk-Sodaanlage.

geliefert, die auch das reine Sodaverfahren mit Kesselwasserrückführung (altes Neckar-Verfahren) in die Praxis eingeführt hat; dieses Verfahren wird durch die Abb. 39 erläutert.

Das Sodarückführungsverfahren wird heute mehr und mehr verdrängt durch das Phosphatverfahren mit Kesselwasserrückführung, das von der Chemischen Fabrik Budenheim A. G., Mainz, unter dem Namen „Verfahren Budenheim“ (D. R. P. angem.) ausgebildet worden ist. Geeignete Apparaturen (vgl. Abb. 40) werden von zahlreichen Baufirmen für Speisewasseraufbereitungsanlagen geliefert (z. B. Babcock-Wilcox, Oberhausen/Rhld.; Reisert & Co., Köln-Braunsfeld u. a.). Für das Budenheim-Verfahren sind übrigens Spezialapparaturen nicht unbedingt erforderlich. Vorhandene Reinigeranlagen jeden Systems können leicht für die Phosphatenthärtung umgeändert werden. So zeigt Abb. 41 den Umbau einer Kalk-Sodaanlage. Wichtig ist, daß der Phosphatzusatz

durch den Zulauf *k* im unteren Teil des Reaktionsbehälters erfolgt, wo die Vorenthärtung des Rohwassers durch Temperaturerhöhung und Alkaligehalt des rückgeführten Kesselwassers nahezu beendet ist. Die gesamte Enthärtung soll bei 70° C in 1 h beendet sein und erfolgt ohne Anwendung eines Phosphatüberschusses bis auf praktisch 0° DH. Der Phosphatverbrauch soll etwa 15 g $\text{Na}_3\text{PO}_4 \cdot 12 \text{H}_2\text{O}$ je Härtegrad und m^3 des Rohwassers betragen. Günstig ist die Wirkung eines Phosphatüberschusses als Kesselsteinverhütungs- und Rostschutzmittel im Kessel (s. S. 260 und 290). Ferner soll der Phosphatniederschlag kolloidale Verunreinigungen, besonders Kieselsäure, mit zu Boden reißen.

Ein weiterer Vorteil des Budenheim-Verfahrens ist die einfache Dosierungsvorrichtung, die lediglich aus einem Regulierhahn besteht. Gelegentliche Über- oder Unterschüsse an Fällungsmittel sollen unschädlich sein, da sie durch nachträgliche Regulierung ausgeglichen werden können. Ebenso sollen Schwankungen in der Rohwasserzusammensetzung nicht schaden.

Andere Ausfällverfahren, z. B. Barytverfahren (Reisert & Co., Köln) sind heute bedeutungslos.

b) Austauschverfahren.

Über den Chemismus siehe S. 264, über die Anwendbarkeit siehe auch S. 272. Abb. 42 zeigt die geschlossene Bauart eines Permutitfilters der Permutit A. G., Berlin. Die Filtration des Wassers erfolgt von oben nach unten mit einer Geschwindigkeit, die bei gewöhnlichem Permutit je nach der Härte des Wassers 2—10 m/h beträgt. Bei Verwendung von Neopermutit kann die Filtriergeschwindigkeit erheblich gesteigert werden.

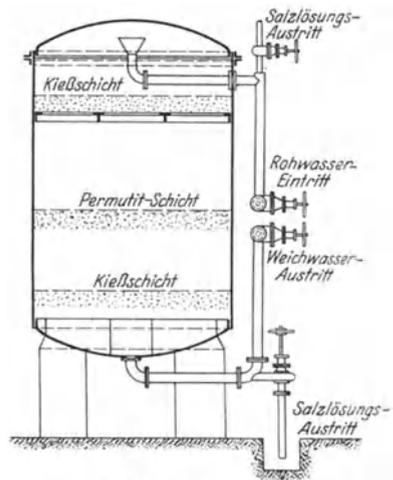


Abb. 42. Geschlossenes Permutitfilter.

Die Regeneration der verbrauchten Filter erfolgt mit dem 3—5fachen der theoretisch notwendigen Menge einer 8%igen Kochsalzlösung, die man bei Verwendung von gewöhnlichem Permutit mehrere Stunden lang durch die Permutitmasse fließen läßt. Dagegen ist die Regeneration eines Neopermutitfilters in $\frac{1}{2}$ —1 h durchführbar. Bei Verwendung von Neopermutit kann die Filteranlage also erheblich kleiner bemessen werden. Das spielt bei dem hohen Preise von Permutit eine große Rolle.

Neopermutit unterliegt ferner einer geringeren jährlichen Abnutzung als das ältere Produkt.

Die Vorteile der Permutierung bestehen neben praktisch vollständiger Enthärtung in dem Wegfall von Chemikalien-Zumeßeinrichtungen.

Die Nachteile liegen neben dem hohen Anschaffungspreis und der Notwendigkeit einer Dauerbedienung in der starken Versalzung des Reinwassers und damit verbundener hoher Ablaugung des Kessels

(vgl. S. 273). Ferner ist die Gefahr von Silicatsteinbildung und von Korrosionen durch Kohlensäure zu beachten. Auch müssen grobdisperse Verunreinigungen des Rohwassers durch Vorschaltung von Filtern, Eisenverbindungen und freie Kohlensäure durch besondere Enteisungs- (s. S. 316) und Entsäuerungsanlagen (s. S. 271) entfernt werden, ehe das Wasser der Permutitanlage zugeleitet werden kann.

c) Korrektivverfahren.

Einige praktische Bedeutung besitzt heute das Gerbstoffverfahren der B. Reschke G.m.b.H., Essen, das nach Hofer [Glückauf **65**, 541 (1929)] bei niedrig belasteten Flammrohrkesseln Kesselsteinbildung verhüten kann. Es ist verhältnismäßig einfach anzuwenden, indem ein Teilstrom des Speisewassers aus dem in Patronenform gebrachten Gerbstoff einen gewissen Anteil herauslöst und kontinuierlich dem Kessel zuführt.

6. Entfernung des Kesselsteins.

Zur Entfernung bereits gebildeten Kesselsteins mit Trinatriumphosphat wird der betreffende Kessel während des Betriebes mit Wasser gespeist, das einen geringen Phosphatüberschuß enthält. Schneller erfolgt die Beseitigung des Kesselsteins, wenn man den vom Netz abgeschalteten Kessel unter Ersatz des jeweils verbrauchten Phosphats mit großem Phosphatüberschuß auskocht. Kroemer [Chem.-Ztg. **56**, 722 (1932)] rechnet auf jedes kg zu entfernenden Kesselsteins mehr als 2,5 kg $\text{Na}_3\text{PO}_4 \cdot 12 \text{H}_2\text{O}$; jedoch ist die benötigte Menge Phosphat je nach Art und Zusammensetzung des Kesselsteins verschieden und daher nur empirisch zu ermitteln. Auch die Zeitdauer der Behandlung ist von Fall zu Fall verschieden. Man setzt die Phosphatbehandlung so lange fort, bis 24 h nach dem letzten Phosphatzusatz keine Abnahme des PO_4^{3-} -Gehaltes im Kesselwasser mehr festzustellen ist. Dann wird der Kessel geöffnet und sofort ausgespritzt.

7. Betriebskontrolle.

Betreffs der allgemeinen Betriebskontrolle muß auf die einschlägige Literatur verwiesen werden [z. B. Berl-Lunge: Chemisch-technische Untersuchungsmethoden, Bd. 2. Berlin: Julius Springer 1931/32. — Taschenbuch für die anorganische Großindustrie. Berlin: Julius Springer]. An dieser Stelle soll nur auf einige neuere Methoden und Apparate hingewiesen werden.

Die Härteprüfung mit Seifenlösung ist bei alkalischen Wässern häufig irreführend, wenn das Wasser nicht zuvor mit Salzsäure neutralisiert worden ist. Vor der Neutralisation muß es filtriert werden.

Natriumsilicat verhält sich beim Titrieren wie Soda, so daß im Kesselwasser, welches Kieselsäure enthält, leicht ein zu hoher Sodagehalt vorgetäuscht werden kann. Deshalb muß eine besondere Kieselsäurebestimmung des Wassers durchgeführt werden, damit bei der Titration die Na_2SiO_3 -Alkalität in Abzug gebracht werden kann.

Die Feststellung des Alkaliegehaltes und der Natronzahl (s. S. 291) wird durch das Nomogramm auf Abb. 43 nach Nichterlein [Chem.

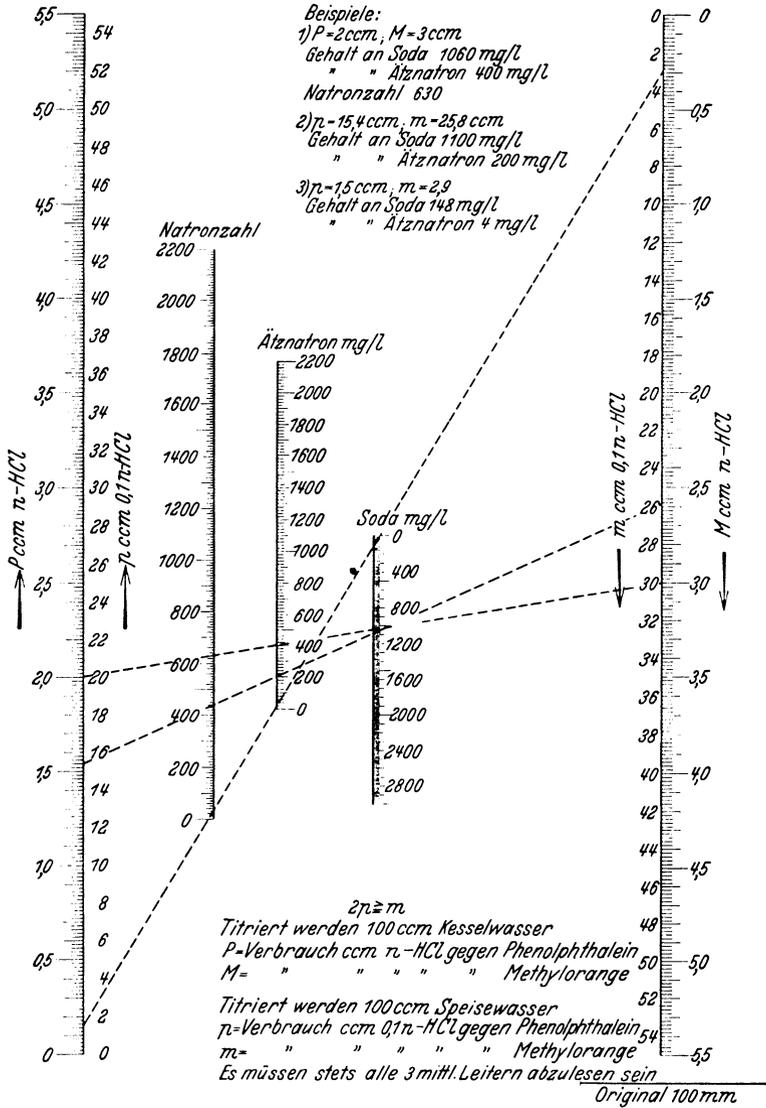


Abb. 43. Nomogramm zur Ermittlung des Alkaliegehaltes und der Natronzahl nach Nichterlein.

Fabrik 5, 388 (1932)] erleichtert. Das alkalische Wasser wird mit Salzsäure in zwei Stufen [Indicatoren: a) Phenolphthalein, b) Methylorange] titriert. Die erste Stufe bis zur Entfärbung des Phenolphthaleins

(p bzw. P) erfaßt das gesamte Ätznatron und die erste Hälfte der Soda. Die zweite Stufe bis zum Farbumschlag von Methylorange (m bzw. M) erfaßt die zweite Hälfte der von der ersten Titrationsstufe her als Bikarbonat vorliegenden Soda. Der Gebrauch der Tafel für Kesselwasser und für gereinigtes Speisewasser ergibt sich gemäß den punktierten Fluchtlinien für die der Abb. 43 beige druckten Beispiele. Enthält das Wasser HCO_3 , so wird $2p$ kleiner als m und die zwischen p und m gelegte Fluchtlinie schneidet die Leiter für NaOH nicht mehr. Das ist ein Zeichen, daß das Speisewasser nicht die richtige Beschaffenheit hat und daß z. B. der Kalkzusatz beim Kalk-Sodaverfahren oder die rückgeführte Kesselwassermenge beim Rückführverfahren erhöht werden muß. Wird auf große Genauigkeit Wert gelegt, so ist für je $0,2^\circ \text{DH}$ Resthärte der Wert für m vor der Ablesung aus dem Nomogramm um $0,1 \text{ cm}^3 \frac{1}{10} \text{ n-Salzsäure}$ zu verringern.

Mit dem von der Gesellschaft für Meßtechnik, Bochum, beziehbaren Sulfatschnellbestimmer soll eine Sulfatbestimmung in wenigen Minuten ausführbar sein. Die Ansichten über die praktische Brauchbarkeit dieses Apparates sind geteilt.

Die Untersuchung des Phosphatgehaltes von Kesselwasser kann nach einem von der Chemischen Fabrik Budenheim A. G., Mainz, angegebenen Schnellverfahren geschehen [vgl. Köppel: Chem.-Ztg. 55, 539 (1931)]. Man setzt zu 10 cm^3 salpetersaurer Ammonmolybdatlösung, die auf etwa 70°C erwärmt wird und der zur Verdeutlichung der Reaktion einige Körnchen Ammoniumnitrat beigegefügt werden, 1 cm^3 filtriertes Kesselwasser zu. Erscheint der gelbe Niederschlag sofort, so enthält das Wasser mehr als $30 \text{ mg P}_2\text{O}_5/\text{l}$; bleibt die Lösung zunächst klar und stellt sich der Niederschlag erst nach einigen Minuten ein, so liegt der P_2O_5 -Gehalt des Kesselwassers zwischen 0 und 30 mg/l . Bleibt der Niederschlag ganz aus, dann ist das Kesselwasser phosphatfrei. Wenn die Lösung klar bleibt, so spielt eine Gelbfärbung keine Rolle und zeigt keinen P_2O_5 -Überschuß an.

H. Richter [Chem. Fabrik 6, 21 (1933)] beschreibt eine colorimetrische Methode der Phosphatbestimmung nach Splittgerber-Mohr und empfiehlt dazu die Anwendung eines von der Ostwald-Energie G. m. b. H., Großbothen in Sachsen, gelieferten Colorimeters.

Die Entnahme von Kesselwasserproben muß unter Druck und guter Kühlung geschehen, da sonst durch Verdampfung des überhitzten Wassers eine erhebliche Eindickung eintritt. Eine zweckentsprechende Entnahmeeinrichtung nach Klein [Wärme 53, H. 21 u. 22 (1930)] ist aus Abb. 44 ersichtlich. Das Kesselwasser wird am Wasserstandhahn bei a entnommen, während das Dampfkondensat der Sattdampfleitung bei b , also vor dem Überhitzer, zu entnehmen ist. An beiden Anzapfstellen ist ein Kühler d eingebaut, der zweckmäßig nach Abb. 45 auszubilden und durch einfache Überwurfmutter mit dem Drosselventil am Wasserstand und an der Sattdampfleitung zu verbinden ist. Zur Entnahme der Probe öffnet man zunächst das Kühlwasserventil in Leitung g (Abb. 45). Dann läßt man durch Öffnen des Entnahmeventils b die Schlange heftig ausblasen, worauf man das Entnahmeventil soweit drosselt,

daß nur gekühltes Wasser bzw. Destillat abfließen kann. Einen für die Probeentnahme geeigneten Kühler, der auch die Entnahme von Dampfproben gestattet, liefert die Firma Balcke, Bochum, als handliches Gefäß.

Die Gesellschaft für Meßtechnik, Bochum, baut Betriebsaräometer für Kesselwässer mit direkter Ablesung bei sehr einfacher Handhabung, ferner elektrische Dichtemesser mit Temperaturkompensation und Fernanzeige. Dieselbe Firma, sowie Siemens & Halske, Berlin und H. Wösthoff, Bochum, liefern Elektromesser, die auf Widerstandsmessung des Wassers beruhen; sie gestatten die sofortige Fernanzeige von etwaigen Verunreinigungen des Turbinenkondensats durch Kühlwasser u. dgl.; diese Apparate können auch bei geeigneter Eichung die Alkalität eines Wassers anzeigen, da das Hydroxylion eine vielmal größere Leitfähigkeit verursacht als die übrigen Ionen (Wasserstoffion ausgenommen).

Die Gesellschaft für Meßtechnik, Bochum, liefert ferner einen elektrischen Sauerstoffprüfer als Registriergerät, das nach Hofer [Wärme 54, 236 (1931)] den im Speisewasser vorkommenden Sauerstoffgehalt mit genügender Genauigkeit wiedergibt. Der elektrische Dampfprüfer derselben Gesellschaft mißt den Gehalt des Dampfes an mitgerissenem Kesselwasser. Dichte-, Alkalitäts- und Sauerstoffmesser werden auch in einem Meßschrank kombiniert geliefert. Betreffs Einzelheiten siehe Bd. I, S. 667 f.

Die Mengenummessung des abgezapften Kesselwassers kann nach dem Kesselwassermeßverfahren der Phil. Müller G.m.b.H., Stuttgart, erfolgen, wonach der durch die Entspannung des Kesselwassers gewonnene Dampf als Destillat gemessen und mit einem Beiwert multipliziert wird. Das Verfahren ist bei Kesselanlagen mit annähernd gleichbleibendem Druck genügend genau [vgl. Haas: Wärme 51, 932 (1928)].

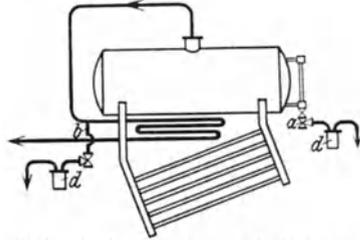


Abb. 44. Probeentnahmeeinrichtung nach Klein.

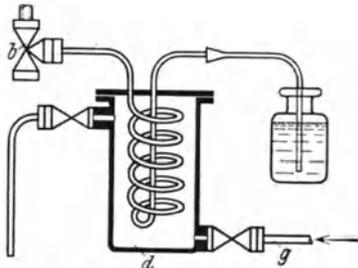


Abb. 45. Kühler zur Entnahmeeinrichtung nach Klein.

IV. Reinigung des Betriebswassers für chemische und verwandte Betriebe.

A. Allgemeines.

Im allgemeinen muß das Fabrikationswasser Anforderungen erfüllen, die auch an gutes Kesselspeisewasser gestellt werden: es muß frei von mechanischen Verunreinigungen und möglichst weich sein. Für manche

Zwecke genügt eine Entfernung der vorübergehenden Härte (z. B. Kühlwasser) oder auch nur der aggressiven Kohlensäure. In allen diesen Fällen finden die bei der Speisewasseraufbereitung beschriebenen Methoden der Sedimentation (s. S. 293), Filtration (s. S. 293), Klärung durch chemische Zusätze (s. S. 294), der Entgasung oder Entsäuerung (s. S. 267) und der Enthärtung (s. S. 302) sinngemäß Anwendung. Darüber hinaus stellt ein großer Teil der wasserverbrauchenden Industrien an das Gebrauchswasser Forderungen in bezug auf Reinheit und Güte, welche die an Trinkwasser gestellten Bedingungen mitunter noch übertreffen. Vor allem müssen Eisen- und Manganverbindungen praktisch restlos aus dem Wasser entfernt werden (Textil- und Papierindustrie, Bierbrauerei u. a.). Ferner verlangt die Nahrungs- und Genußmittelindustrie einen sehr weitgehenden Abbau der organischen Stoffe des Wassers und die Beseitigung von Geruch- und Geschmackstoffen sowie unter Umständen Keimfreiheit des gereinigten Wassers.

B. Enteisung.

1. Allgemeines.

Über den Chemismus der Ausscheidung des im Rohwasser gelösten Eisens vgl. S. 256 und 265. Bei der Enthärtung wird gleichzeitig das Eisen ausgefällt. Enthärtetes Wasser ist also eisenfrei. Die Enteisung von nicht enthärtetem, ferrobikarbonathaltigem Wasser geschieht dadurch, daß durch intensive Bewegung und Belüftung

a) Übersättigungserscheinungen gelöster Kohlensäure aufgehoben und die Zersetzung von HCO_3^- sowie die hydrolytische Spaltung von CO_3^{2-} durch Störung des Gleichgewichts eingeleitet werden; hierdurch wird der pH -Wert des Rohwassers soweit ins alkalische Gebiet verschoben, daß $\text{Fe}(\text{OH})_3$ ausfällt.

b) $\text{Fe}(\text{OH})_2$ zu $\text{Fe}(\text{OH})_3$ oxydiert wird.

Die auf diese Weise in unlösliche Form gebrachten Eisenverbindungen können dann abfiltriert werden.

Wenn im Wasser viel organische Substanz gelöst ist, so verbraucht diese einen Teil des Sauerstoffs zu ihrer Oxydation, wobei Kohlensäure entsteht. In diesem Falle wird die Ausfällung des Eisens verzögert. Auch die Schutzkolloidwirkung mancher organischer Stoffe kann verzögernd oder verhindernd auf die Eisenausscheidung wirken. Besonders schwierig ist die Enteisung dann durchzuführen, wenn das Eisen an Huminsäuren gebunden ist, da es in dieser Verbindung nicht als Ion abgespalten wird. Mitunter läßt sich das Eisen in diesen Fällen durch Zusatz eines chemischen Klärmittels (Aluminiumsulfat + Alkali) entfernen. Vielfach führt die Enteisung erst dann ans Ziel, wenn die organische Substanz durch Oxydation (s. Chlorung, S. 319) zerstört worden ist. Berl hat vorgeschlagen, huminsaures Eisen an aktiver Kohle zu adsorbieren.

2. Technische Enteisungsanlagen.

a) Bei den einfachsten Apparaten legt das durch Brausen u. dgl. fein verteilte Wasser eine gewisse Fallstrecke durch die Luft zurück (Regenfallanlagen). Wirksamer ist eine Zerstäubung des Wassers durch

Düsen. Die Firmen Halvor-Breda A.G., Berlin, Lechler, Stuttgart, G. Schlick G.m.b.H., Dresden u. a. liefern geeignete Düsenkonstruktionen. Bei den sog. Amsterdamer Spritzdüsen der erstgenannten Firma (s. Abb. 46), die nach Art des Acetylenbrenners gebaut sind, soll neben feinsten Zerstäubung eine das Entweichen von CO_2 begünstigende kräftige Stoßwirkung dadurch hervorgerufen werden, daß zwei Wasserstrahlen rechtwinklig aufeinanderprallen. Nach Sprung [Journ. Gasbel. 57, 872 (1914)] sind mit diesen Düsen auch gute Erfahrungen bei der Entfernung von huminsaurem Eisen gemacht worden.



Abb. 46. Amsterdamer Spritzdüse der Firma Halvor-Breda A.G.

b) In anderen Enteisenungsanlagen rieselt das zu reinigende Wasser über groboberflächige Füllkörper herab, wobei ihm Luft entgegenströmt. Die Füllkörper bestehen aus Marmor, Quarz, Schlacken u. dgl. und werden von manchen Firmen mit Mangansalzen behandelt, die als Kontaksubstanz dienen sollen (vgl. Manganpermunit s. S. 318). Andere Firmen legen Wert auf Bildung einer Eisenoxydhydratschicht auf dem Füllmaterial, die ebenfalls katalytische Eigenschaften haben soll.

Die Methoden unter a) und b) werden häufig miteinander kombiniert.

c) Das Wasser wird in geschlossenen, druckfesten Apparaten mit komprimierter Luft gemischt und über eine Füllkörperschicht geleitet. Die überschüssige Luft entweicht durch ein Überdruckventil. Diese Apparate (vgl. Abb. 47) zeichnen sich durch hohe Leistung und geringen Raumbedarf aus.

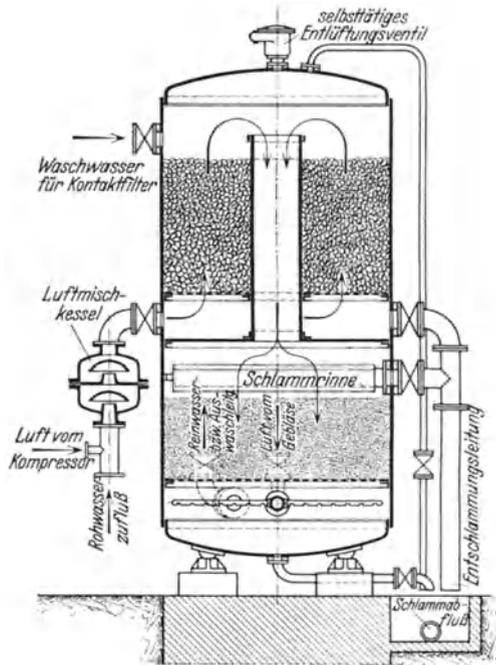


Abb. 47. Enteisenungsanlage.

Sämtliche Enteisenungsanlagen sind mit besonderen Filtern, am besten mit auswaschbaren Schnellfiltern, ausgerüstet. Als Lieferfirmen kommen die meisten Hersteller von Speisewasserenthärtungsanlagen in Betracht (s. S. 306).

C. Entfernung von Manganverbindungen.

Manganverbindungen sind stete Begleiter von Eisenverbindungen. Deshalb enthalten eisenhaltige Wässer immer nachweisbare Mengen von

Mangan. Selbst Spuren dieses Elementes können ein Betriebswasser für Bleich- und Waschzwecke unbrauchbar machen [Kehren u. Stommel: Ztschr. ges. Textilind. **32**, 830 (1929)]. Am einfachsten geschieht die Entfernung der Mangansalze durch den Kalkzusatz bei den chemischen Enthärtungsverfahren. Nicht enthärtetes Wasser kann analog dem Enteisungsprozeß von seinem Mangangehalt befreit werden. Jedoch geht die Ausfällung von Manganoxydhydraten durch Belüftung und Rieselung wesentlich langsamer vor sich als die Enteisung. Außerdem wird das Filtermaterial nach verhältnismäßig kurzer Zeit sehr stark mit schwer entfernbarem Schlamm überzogen. Restlos kann man Manganverbindungen nach dem Permutitverfahren von R. Gans [D.R.P. 211118, ferner Mitt. Kgl. Prüf.-Anst. Wasserversorgung u. Abwasserbeseitigung **8**, 103 (1907); Chem.-Ztg. **31**, 355 (1907); **32**, 197 (1909)] aus dem Wasser entfernen, wobei man die oxydierende Wirkung eines Manganoxydpermutites benutzt, um die im Wasser enthaltenen Manganverbindungen auszuschleiden. Manganpermutit wird aus Natriumpermutit (vgl. S. 264) durch Umsetzung mit einem Mangansalz und nachträgliche Behandlung mit Permanganat erhalten. Die Entmanganung mit diesem Permutit erfolgt sehr rasch, so daß große Filtrationsgeschwindigkeiten eingehalten werden können. Wenn die oxydierende Wirkung des Manganpermutites nachläßt, kann das Filter mit einer 1—2%igen Lösung von Kaliumpermanganat regeneriert werden. Die Betriebskosten sollen sehr gering sein. Neben Mangan werden auch die letzten Spuren von Eisen quantitativ aus dem Wasser entfernt.

D. Entfernung gelöster organischer Stoffe.

1. Allgemeines.

Soweit die organischen Begleitstoffe des Rohwassers kolloidal gelöst sind, können sie zum großen Teil durch chemische Klärverfahren ausgefällt werden (Aluminiumzusatz s. S. 261). Ein Weg, um sämtliche organischen Verunreinigungen zu beseitigen, ist ihre Oxydation zu Kohlensäure. Dies kann durch sehr starke Belüftung, schneller durch Zusatz von starken Oxydationsmitteln (Permanganate, Ozon, Hypochlorite, Chlorgas) erreicht werden. (Über die Beseitigung organischer Substanzen durch die biologischen Verfahren s. Abwasserreinigung, S. 325). Die Anwendung eines derartigen Oxydationsverfahrens hat den Vorteil, daß gleichzeitig eine Entkeimung, Entfärbung und eine Geruchs- und Geschmacksaufbesserung des Wassers eintritt (Ausnahme bei der Chlorung von phenolhaltigem Wasser s. S. 324). Ferner sei auf die Erleichterung der Klärung nach der Zerstörung organischer Schutzkolloide sowie der Enteisung nach Zersetzung des humussaureren Eisens hingewiesen.

2. Reinigung des Wassers durch Oxydationsmittel.

Technische Bedeutung haben nur die Anwendung von Hypochloriten und die Chlorungsverfahren erlangt. Die Verwendung von Chlorkalk und anderen Hypochloriten zur Entkeimung und

Reinigung von Wasser ist verhältnismäßig alt [Traube: Ztschr. Hyg., Infekt.-Krankh. **16**, 149 (1894)] und war namentlich in Amerika sehr verbreitet. Die Wirkung dieser Salze beruht auf der Bildung von unterchloriger Säure



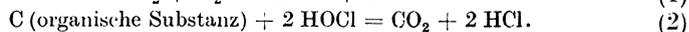
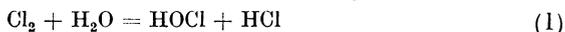
welche ein kräftiges Oxydationsmittel ist (s. unten, Wirkung der Chlorung). Heute sind die Hypochloritverfahren in den Ländern, in welchen flüssiges Chlor im Handel zu haben ist, von dem Chlorgasverfahren fast vollständig verdrängt worden.

Für die Menge des zuzusetzenden Chlors ist das Chlorbindungsvermögen eines Wassers von Wichtigkeit. Man versteht darunter die Menge an freiem Chlor, die vom Wasser aufgenommen wird, ohne daß ein Überschuß von Chlor nachzuweisen ist. Methoden zur Bestimmung des Chlorbindungsvermögens sind von Bruns [G. W. F. **65**, 713, 734, 752 (1922)] und Olszewski [Chem.-Ztg. **47**, 649 (1923)] angegeben worden; nach Besemann [Vom Wasser, Bd. 2, S. 64. 1928] liefern sie allerdings keine übereinstimmenden Werte.

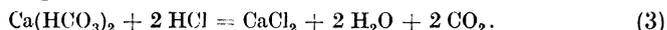
Nach Haupt [Ztschr. Unters. Lebensmittel **54**, 22 (1927)] unterscheidet man bei der Chlorung des Wassers eine dreifache Wirkung des Chlors:

1. Die Oxydationswirkung auf organische Stoffe.
2. Die Anlagerung von Chlor an organische Verbindungen.
3. Die keimtötende Wirkung.

Der erste Vorgang spielt sich verhältnismäßig schnell ab und verbraucht das meiste Chlor. Er beruht auf der oxydierenden Wirkung der durch Hydrolyse des Chlors entstehenden unterchlorigen Säure:

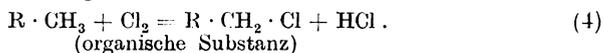


Die Salzsäure reagiert mit den Härtebildnern des Wassers etwa nach

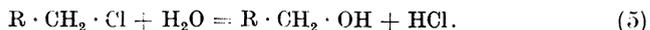


Die bleibende Härte wird demnach auf Kosten der vorübergehenden Härte erhöht, während freie Kohlensäure entsteht. In sehr weichem Wasser kann freie Salzsäure auftreten.

Die Anlagerung von Chlor an organische Verbindungen (Vorgang 2, s. oben) läßt sich durch folgendes Schema darstellen:



Die Salzsäure reagiert mit dem Bikarbonation nach (3). Je nachdem, wie fest die Bindung des Chlors in dem chlorierten Körper ist, bleibt letzterer unverändert (z. B. Chlorphenole), oder er wird sekundär mit Wasser verseift nach



Bei ganz lockerer Bindung wird das Chlor als solches wieder abgespalten und kann weiter reagieren (z. B. keimtötend wirken).

Je nach der Art der im Wasser enthaltenen organischen Substanz kann Oxydation (nach 2) oder Chlorierung (nach 4) vorherrschen.

Bei der Chlorung von huminstoffhaltigem Wasser erfolgt hauptsächlich oxydativer Abbau, während die chlorierende Wirkung zurücktritt.

Die keimtötende Wirkung des Chlors beruht wahrscheinlich mehr auf einer speziellen Giftwirkung für Mikroorganismen als auf einer direkten Oxydation, weshalb relativ geringe Mengen Chlor und auch manche Chlorverbindungen (Chloramin) eine starke desinfizierende Wirkung besitzen.

3. Technische Ausführung der Chlorung.

a) Zusatz von Hypochloriten erfolgt einfach in der Weise, daß Lösungen von Chlorkalk oder Caporit und Hyporit (Produkte der I. G.

Farbenindustrie), oder elektrolytisch erzeugte Natriumhypochloritlösung (z. B. Ergichlor der Chem. Fabrik von Heyden, Radebeul) dem zu reinigenden Wasser kontinuierlich zugesetzt werden.

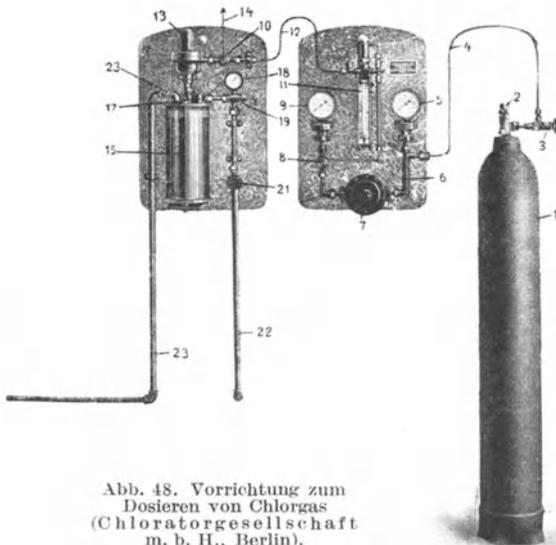


Abb. 48. Vorrichtung zum Dosieren von Chlorgas (Chloratorgesellschaft m. b. H., Berlin).

b) Die Zuführung von elementarem Chlor erfolgt nach zwei Verfahren:

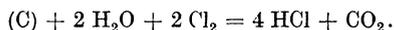
1. Nach dem indirekten Verfahren (Chlorator-Gesellschaft, Berlin) wird zunächst konzentriertes Chlorgas bereitete, das dem zu behandelnden Wasser beigemischt wird.

2. Bei dem direkten Verfahren (Bamag-Megu, Berlin) wird eine vorher dosierte Chlormenge entweder direkt oder mit Hilfe von Druckwasser in dem zu reinigenden Wasser zerstäubt. Das Chlor wird den im Handel befindlichen Stahlflaschen mit flüssigem Chlor von 5—7 atü entnommen, der Druck zuerst auf 0,5 atü reduziert und das Chlorgas dann der Dosierungseinrichtung zugeführt, die die Menge des durchströmenden Chlors abzulesen gestattet (s. Abb. 48). Die dem Wasser zuzusetzende Chlormenge darf bei dem Verfahren der Mindest-(Tief-)Chlorung nicht größer sein, als dem Chlorbindungsvermögen des Wassers (s. S. 319) entspricht. Bei vorgereinigtem Wasser bewegt sich diese Menge meist zwischen 0,1 — 0,3 g/m³ Wasser. Die genaue Dosierung erfordert sorgfältige Überwachung der Anlage und dauernde Kontrolle des Chlorbindungsvermögens.

Bei dem Verfahren der doppelten Chlorung erfolgt eine erste, stärkere Chlorzugabe im ungereinigten Rohwasser, gegebenenfalls zugleich mit dem Zusatz des Klärmittels (Aluminiumsulfat). Die Vor-

chlorung soll die Ausfällung unter gleichzeitiger Verringerung des erforderlichen Klärmittelzusatzes verbessern und das Wachstum von Algen und Bakterien Schleimen im Klärbecken und in den Filtern verhindern. Die Hauptmenge des Chlors soll aufgebraucht sein, bis das Wasser die Schnellfilter erreicht hat; der Rest wird durch den Abbau der im Filtersand angesammelten organischen Substanzen verbraucht, wodurch der Verstopfung der Filter entgegengearbeitet und ihre Laufzeit verlängert wird. Das Filtrat erhält noch eine geringe Nachchlorung, die seinem Chlorbindungsvermögen entspricht.

Die Anwendung größerer Chlorzugaben (Hochchlorung) hat den Vorteil der rascheren und sicheren Wirkung. Allerdings muß hierbei das Überschußchlor in Reinwasser beseitigt werden. Die für diesen Zweck vorgeschlagenen Zusätze von Natriumthiosulfat oder schwefliger Säure haben sich ebensowenig wie die Filtration über Braunkohle, Koks, Schwamm u. dgl. in stärkerem Maße einführen können. Dagegen wird die Entfernung des überschüssigen Chlors durch Filtration über aktive Kohle nach dem sog. A. D. M. -Verfahren von O. und R. Adler [G. W. F. 72, 675 (1929)] in großem Maßstab in der Praxis ausgeübt. Die zur Reinigung eines Wassers günstigste Chlorkonzentration wird durch das Chlordiagramm nach Adler ermittelt. Diese Menge ist wesentlich größer als das Chlorbindungsvermögen des Wassers. Die Umwandlung des überschüssigen freien Chlors im Reinwasser in Chlorion erfolgt durch Oxydation der kohlenstoffhaltigen Substanz (C) der Aktivkohle:



Die Kohle darf nur mit vorgereinigtem Wasser beschickt werden, da sonst durch Adsorption der kolloidalen Verunreinigungen des Wassers die entchlorige Wirkung rasch nachläßt. Von Zeit zu Zeit muß die Kohle durch Behandlung mit heißer chlorhaltiger Sodalaugere regeneriert werden, um Mellogene (niedrige Kohlenstoffoxyde) zu entfernen, welche eine Verringerung der Kohlenoberfläche verursachen. Nach der Regenerierung muß das Alkali ausgewaschen und die Kohle durch Ausdämpfen sterilisiert werden, um schädliches Bakterienwachstum in den nicht mit freiem Chlor in Berührung kommenden Teilen der Kohle zu unterdrücken. Die zu verwendende gekörnte Aktivkohle muß sich durch Härte und Festigkeit auszeichnen. In den A. D. M.-Anlagen in Stuttgart [Link: G. W. F. 73, 985, 1016, 1038 (1930); Ztschr. Ver. Dtsch. Ing. 75, 170 (1931)] und Aussig [Krob u. Gruschka: G. W. F. 73, 1057 (1930)] beträgt die Filtrationsgeschwindigkeit bei 2,5 m Schichthöhe der Kohle 25—100 m/h bei einer Chlorkonzentration von 0,3—1,0 g/m³ Wasser. Die Verluste an Kohle durch Oxydation und Abtrieb sollen sich auf 10—15% jährlich belaufen.

Ein weiteres Entchlorigungsverfahren besteht in der Behandlung des chlorhaltigen Wassers mit Holz, dessen Ligninbestandteile durch Chlor oxydiert und chloriert werden (Berl: D.R.P. 556 258, Französisches Patent 686 146), wobei restlose Entchlorigung des Wassers erfolgt. Das Entchlorigungsfilter besteht aus Nadelholzspänen, die mit Sodalösung ausgekocht worden sind. Die für 10 m/h Filtriergeschwindigkeit berechneten Filter

sind so eingerichtet, daß eine obere Schicht ($\frac{1}{4}$ — $\frac{1}{3}$ der Gesamtmenge) durch einen Siebboden von der unteren getrennt und abhebbar ist. Die Entchlörung des Wassers, das von oben auf das Filter geleitet wird, kann so lange fortgesetzt werden, bis die Arbeitszone, die durch den Siebboden bezeichnete Grenze überschreitet (durch Probegähne feststellbar), was nach einem Chlordurchsatz von rund 5% des Gewichts der gesamten Holzmenge der Fall zu sein pflegt. Nunmehr wird die obere Schicht durch eine frische ersetzt unter Belassung der unteren Schicht, die ihrerseits erst nach längeren Zeiträumen erneuert werden muß. Nach 60 bis 100stündigem Betrieb muß eine gründliche Spülung des Filters vorgenommen werden. Die geringen, während der Entchlörung in das Wasser übertretenden Reaktionsprodukte, die bei wiederholter Chlorung und Entchlörung desselben Wassers (z. B. bei Schwimmbeckenbetrieb) in Erscheinung treten können, lassen sich durch Nachschaltung eines verhältnismäßig kleinen Aktivkohlefilters entfernen.

Wo es sich lediglich um Entkeimung von Wasser handelt, genügt häufig die Zugabe von desinfizierend wirkenden Chlorverbindungen, die z. B. aus Chlor und Ammoniak entstehen können. Die Hydrosept-tabletten der Chem. Fabrik von Heyden, Radebeul, enthalten je 0,005 g Chloramin. Ein besonders wirksames Produkt entsteht aus unterchloriger Säure und p-Toluolsulfonamid (Nebenprodukt der Süßstofffabrikation). Die Chlorator-Gesellschaft, Berlin, liefert handregulierte und automatisch arbeitende Chlor-Ammoniakanlagen sowie ebenfalls zu Entkeimungszwecken dienende Chlorkupferungsanlagen. Spuren von Schwermetallsalzen (Cu) erhöhen die keimtötende Wirkung der genannten Chlorverbindungen [vgl. Umschau 37, 614 (1933)].

V. Abwasserreinigung.

Ob und wieweit eine Reinigung des Abwassers von industriellen Betrieben erforderlich ist, richtet sich

A. nach der Beschaffenheit und der Menge des Vorfluters,

B. nach der Menge des Abwassers und seinem Gehalt an schädlichen Stoffen.

A. Beschaffenheit und Menge des Vorfluters.

Eine Abwasserreinigung wird um so mehr notwendig, je kleiner das Verhältnis Abwassermenge : Wassermenge des Vorfluters ist. Bei Vorflutern mit stark schwankender Wasserführung empfiehlt es sich, die konzentrierten Abwässer bei niedrigem Wasserstand in Aufhaltebecken zu speichern. Erst nach Eintritt eines hohen Wasserstandes wird die gespeicherte Menge allmählich abgelassen. Bei sehr großen Abwassermengen scheidet diese Maßnahme meist an dem großen Raumbedarf und an den hohen Anlagekosten. Ungünstig ist es ferner, wenn die Abwässer kurz oberhalb einer größeren Ortschaft in ein fließendes Gewässer eingeleitet werden müssen. Aber auch wenn die Abwässer in sehr große

Vorfluter geleitet werden können, kann unter Umständen die Abwasserfrage sehr schwer zu lösen sein, wenn z. B. das Abwasser Giftstoffe enthält und der Vorfluter wenig Strömung besitzt.

In allen Kulturstaaten ist die Einleitung von Abwässern in öffentliche Gewässer an die Einhaltung gesetzlicher Vorschriften gebunden, die von Land zu Land verschieden sind. In Deutschland muß vor allem § 16 der Reichsgewerbeordnung erfüllt sein, wonach durch das Abwasser für die Unterlieger des betreffenden Wasserlaufes und für die Allgemeinheit erhebliche Nachteile, Gesundheitsschädigungen und Belästigungen nicht entstehen dürfen.

B. Menge des Abwassers und sein Gehalt an schädlichen Stoffen.

Das Abwasser gewerblicher Betriebe kann enthalten

- a) ungelöste Stoffe anorganischer und organischer Natur,
- b) gelöste Stoffe, und zwar anorganische (z. B. Salze, Mineralsäuren) und organische (z. B. Kohlehydrate, Eiweißstoffe, organische Säuren, Phenole).

Über die Untersuchungsmethodik s. die auf S. 267 angegebene einschlägige Literatur. Verhältnismäßig unschädlich sind anorganische ungelöste Stoffe und gelöste Neutralsalze, soweit sie nicht in allzu hoher Konzentration auftreten. Freie Mineralsäuren müssen im allgemeinen neutralisiert werden, bevor sie in den Vorfluter abgeleitet werden. Die Neutralisation geschieht fast stets mit Kalk in besonderen Neutralisationsbecken. Bei der Abstumpfung von Schwefelsäure fällt dabei Gips aus, der auf mechanischem Wege abgetrennt werden muß (s. unten). Wenn das Wasser des Vorfluters infolge eines Gehaltes an Karbonat und Bikarbonat ein gewisses Säurebindungsvermögen besitzt, ist eine besondere Neutralisation des sauren Abwassers nicht unbedingt erforderlich. Das Säurebindungsvermögen ist meßbar in mg SO_3/l Wasser und ist in den einzelnen Flüssen sehr verschieden. Gegebenenfalls leitet man das saure Abwasser nicht direkt in den Vorfluter, sondern vermischt es mit dem Flußwasser vorteilhaft in besonderen, am Ufer gelegenen, künstlichen Mischvorrichtungen. Bikarbonathaltiges Flußwasser besitzt auch ein gewisses Bindungsvermögen für Alkali (vgl. S. 265), so daß z. B. ätzkalkhaltige Abwässer unter Umständen nicht besonders neutralisiert zu werden brauchen.

1. Entfernung der ungelösten Stoffe.

Ungelöste Stoffe werden mechanisch durch Sandfänger, Absitzbecken, Klärtrichter, Spülsiebe (z. B. der Dorr-Gesellschaft, New York-Berlin) u. a. abgetrennt (vgl. Bd. III, S. 278f.). Durch Absitzenlassen sind jedoch feine und spezifisch leichte Schwebestoffe, namentlich organischer Natur, nicht restlos abscheidbar. Eine Filtration mit besonderen Filtern führt meistens nicht zu befriedigenden Ergebnissen. (Über die Filtrationswirkung der biologischen Reinigungsverfahren s. S. 325.)

Zur Beschleunigung der Sedimentation verwendet man chemische Klärmittel, z. B. Kalkmilch, Aluminiumsulfat, welche großoberflächige Niederschläge bilden und die Schwebestoffe mit zu Boden reißen sollen (vgl. S. 261). Nachteile dieses Verfahrens sind in den großen anfallenden Schlammengen und in dem Schaden zu erblicken, den überschüssige Fällungsmittel im Vorfluter anrichten können. Diese Nachteile suchte das heute überholte Kohlebreiverfahren nach Degener zu vermeiden. Eisen- oder Aluminiumsalze werden zusammen mit gemahlener Braunkohle oder Torf (1—3 kg/m³ Wasser) dem zu klärenden Abwasser zugesetzt. Der ausfallende Schlamm läßt sich nach einer gewissen Trocknung ohne große Schwierigkeiten verbrennen. In größtem Umfange wird heute für die Beseitigung organischer Schwebestoffe die natürliche oder künstliche biologische Reinigung angewendet, die gleichzeitig auch die gelösten organischen Substanzen miterfaßt (s. unten).

2. Entfernung der gelösten organischen Stoffe.

Die Beseitigung der organischen Verunreinigungen ist für die Abwasserfrage von größter Bedeutung, da organische Stoffe im Vorfluter durch ihre Sauerstoffzehrung die Fischzucht schädigen und lästiges Pilzwachstum hervorrufen können. Besonders gefährlich werden organische Verunreinigungen dann, wenn sie gleichzeitig stickstoffhaltige Verbindungen und Kohlehydrate enthalten (z. B. Abwässer von Zucker-, Zellstoff- und Stärkefabriken, Gerbereien, Brauereien u. a.), da in diesem Falle stinkende Fäulnis und sog. sekundäre Fäulnis (Faulen der abgestorbenen, der normalen Selbstreinigung der Gewässer dienenden Organismen weit unterhalb der Einflußstelle des Abwassers) eintreten kann. Weniger schädlich sind dagegen die Abwässer der Textil- und Papierindustrie. Sehr unangenehm können die phenolhaltigen Abwässer von Kokereien, Gasanstalten u. dgl. werden, da die in phenolhaltigem Wasser lebenden Fische einen widerlichen Geschmack annehmen, und die kleinsten Mengen von Phenol in Gegenwart von freiem Chlor Wasser durch die Bildung von Chlorphenolen ungenießbar machen.

In der Industrie hat man vielfach versucht, die stark mit organischer Substanz verunreinigten Abwässer im Betriebe selbst unterzubringen. So wird die kohlehydrathaltige Ablauge von Sulfitzellstoffkochern in Sulfitzpitfabriken vergoren. Die hierbei anfallende Sulfiterschleimpe ist weniger schädlich als die ursprüngliche Kocherablauge; immerhin ist die Abwasserfrage der Sulfitzellstofffabriken damit noch nicht gelöst [Heiduschka u. Munds: Ztschr. angew. Chem. 42, 11 (1929)]. Die organischen Verunreinigungen der bei der Natronzellstofffabrikation anfallenden Kocherlaugen werden bei der Laugenregeneration verbrannt. Die zuckerhaltigen Diffusionsabwässer von Zuckerfabriken werden entweder in den Betrieb zurückgeleitet oder vergoren (D. R. P. 342040 von Stenzel; ferner Verfahren der doppelten Vergärung mit Zwischenkalkung); beim sog. Gärfaulverfahren [s. Ztrbl. Zuckerind. 1927, 1178] werden die Kohlehydrate durch Gärung, Eiweißstoffe und organische Säuren durch Fäulnis zerstört. Bei den Faulverfahren ist durch Anwendung von Gasfanghauben

die Gewinnung von brennbarem, häufig aus hochprozentigem Methan bestehenden, Gas möglich (Emscherbrunnen). Eine Gasgewinnung ist meist auch mit dem Reinigungsverfahren mit belebtem Schlamm verbunden, welches zu den biologischen Reinigungsverfahren gehört. Für diese eignen sich allgemein nur vorgeklärte, zweckmäßig in Faulanlagen vorgereinigte Abwässer.

3. Biologische Reinigung.

Die biologische Reinigung beruht darauf, daß

1. die durch Absitzenlassen nicht entfernbaren Schwebestoffe mechanisch zurückgehalten und
2. organische Substanz durch Mikroorganismen und durch Luft-sauerstoff zerstört werden.

Die natürlichen biologischen Verfahren, die hauptsächlich für städtische Abwässer in Betracht kommen, wenden für diese Zwecke Rieselfelder, die intermittierende Bodenfiltration sowie Fischteiche an. Für industrielle Abwässer dürften namentlich die künstlichen biologischen Reinigungsverfahren anwendbar sein. Hierher gehört die Verwendung der sog. biologischen Körper, die aus aufgeschichtetem grobkörnigem Material (Schlacken) bestehen, auf dem sich organische Kleinlebewesen befinden. Diese zerstören in Verein mit reichlich zugeführtem Luftsauerstoff die organischen Verunreinigungen des über den Körper herabrieselnden Wassers. Bei der Reinigung mit belebtem Schlamm werden die organischen Substanzen an der Oberfläche von Schlamnteilchen adsorbiert, die durch eingeblassene Luft im Wasser schwebend gehalten werden. Der Abbau der adsorbierten Stoffe erfolgt biologisch und durch direkte Oxydation (über Gasgewinnung s. oben). Häufig macht die Verwendung der bei biologischen Verfahren anfallenden Schlammengen Schwierigkeiten; man hat sie zu Düngungs-, Fettgewinnungs- und Heizzwecken heranzuziehen versucht. Neuerdings wendet man intensive Belüftung allein, ohne Mithilfe von Mikroorganismen zur Abwasserreinigung an.

4. Chlorung von Abwasser.

An Stelle der biologischen Nachbehandlung der Abläufe von Faulanlagen u. dgl. läßt sich in den meisten Fällen die Chlorung des Abwassers durchführen. Hierbei kommt vor allem das Verfahren der Hochchlorung in Betracht (s. S. 321). Die Chlorungsanlagen sind viel einfacher zu bedienen, beanspruchen weniger Platz und sind wesentlich billiger in der Anschaffung als biologische Reiner. Im Vorfluter verschwindet überschüssiges Chlor, soweit seine Menge nicht allzu groß ist, ziemlich schnell; bei der Bekämpfung der Pilzplage leistet es im Vorfluter sogar gute Dienste. Sind im Vorfluter Phenole enthalten, so führt Überschußchlor aus den oben (s. S. 324) erwähnten Gründen zu Unzulänglichkeiten.

Man hat auch vorgeschlagen, die Chlorung des Abwassers vor dem Eintritt in die Faulkammern vorzunehmen. Man soll dabei Gaben von

15—30 g Chlor je m³ Wasser anwenden und damit Verhütung des Überschäumens der Filterkammern von Emscherbrunnen erzielen. Auch auf das Arbeiten der biologischen Reiniger soll eine Chlorung vorteilhaft wirken, da der Sauerstoffbedarf erniedrigt und die Körper selbst reingehalten werden [Ornstein: Vom Wasser, Bd. 2, S. 41. 1928].

5. Phenolhaltige Abwässer.

Das biologische Verfahren von Fowler und Bach zur Reinigung phenolhaltiger Abwässer kommt wegen der geringen Reaktionsgeschwindigkeit und aus anderen Gründen für industrielle Anlagen kaum in Betracht. Die Beseitigung der besonders schädlichen Stoffe aus den oben erwähnten Abwässern (Phenole, höhere Teersäuren, Thiocyanate u. a.) ist durch Filtration über aktive Kohle bewirkt worden [Imhoff u. Sirpp: G. W. F. 72, 465 (1929)]. Nach Berl und Winaecker (unveröffentlichte Versuche) läßt sich durch Filtration des zuvor belüfteten Wassers über Aktivkohle der Phenolgehalt auf ein unschädliches Maß herabdrücken. Die Aktivität der Kohle läßt mit steigender Beladung sehr schnell nach; eine Gewinnung der adsorbierten Stoffe bzw. eine Reaktivierung der Kohle ist durch Auswaschung mit Alkali und Extraktionsmitteln versucht worden, stößt jedoch auf erhebliche Schwierigkeiten. Die Emscher-Genossenschaft führt in mehreren großen Anlagen eine Entphenolierung von Abwasser von 2 g/l auf 0,6—0,8 g/l nach dem Pott-Hilgenstockschen Waschverfahren mit Benzol und Benzolhomologen aus [Hoening: Ztschr. angew. Chem. 42, 325 (1929)]. Die Trennung des anfallenden, etwa 65—75%igen Benzol-Phenolgemisches erfolgt durch Destillation oder Auswaschung mit Natronlauge. Nach Rosin und Just [Ztschr. angew. Chem. 42, 965, 984, 1002 (1929)] ist ein Gemisch von Benzol mit Anilin, besser noch mit Chinolin, erheblich wirksamer als Benzol allein. Für die Braunkohlenschwelindustrie ist die Entphenolierung der Schwelabwässer eine Lebensfrage. Die Verhältnisse liegen hier besonders ungünstig, da die Schwelwässer der meist verwendeten Rolle-Öfen nur etwa 0,8% Phenole enthalten, eine Auswaschung mit Benzol und Benzol-Anilin(-Chinolin) Mischungen deshalb kaum in Betracht kommt (s. oben Ausbeute beim Verfahren nach Pott und Hilgenstock). Dazu kommt, daß die Phenole von Braunkohlenschwelwässern im Gegensatz zu den aus Steinkohlengaswässern gewonnenen wegen ihrer besonderen Natur praktisch unverkäuflich sind. Die Entphenolierungsanlagen von Braunkohlenschwelwerken müssen demnach als reine Zuschußbetriebe arbeiten.

Kältetechnik.

Von Dr.-Ing. **M. Gompertz** VDI, Berlin.

Übersicht über die einzelnen Kälteverfahren.

Die Entwicklung der modernen Kälteindustrie setzte in den 60er und 70er Jahren des vorigen Jahrhunderts um die gleiche Zeit ein, als auch die Grundlagen für die Elektroindustrie geschaffen wurden. Während die letztere sich jedoch fast alle Gebiete der Wirtschaft erschloß: die Groß- und Kleinindustrie, die Landwirtschaft, das Gewerbe und selbst den Haushalt, mußte sich die Kältetechnik auf einige wenige, wenn auch nicht unwichtige Sondergebiete beschränken. Ihr Hauptanwendungsgebiet fand sie in der Industrie und dem Gewerbe des Nahrungsmittelwesens mit dem Ziele der Frischerhaltung und Konservierung der Lebensmittel, sowie auch in einigen Zweigen der hygienischen Technik. In neuerer Zeit gewinnt die Kältetechnik steigende Bedeutung für die chemische Großindustrie, wo sie in vielen Fällen erst die Durchführung wichtiger Prozesse ermöglicht, so insbesondere bei zahlreichen Krystallisationsprozessen und Gasverflüssigungsverfahren. Erinnerung sei in diesem Zusammenhang an die Anwendung von Kälte bei der Ammoniaksynthese, ferner bei der Rohölrektifikation mittels des *Edeleanu*-Verfahrens, weiter an das Problem der Aufbereitung und Veredlung des Leuchtgases durch Gastiefkühlung usw.

Solange man mit den in der Natur vorhandenen Kältemitteln, wie Eis, Schnee und kaltem Wasser die gewünschte Kälte erzeugen kann, wird heute noch, wenn auch vereinzelt, von einer künstlichen, mittels Maschinen und Apparaten hervorgerufenen Kälteerzeugung Abstand genommen. So verwendet man namentlich zur Erzeugung tiefer Temperaturen, allerdings nur bei kleinem Kältebedarf, in manchen Laboratorien oder im Haushalt chemische Substanzen, z. B. Salze, die beim Auflösen in Wasser Lösungswärme verbrauchen, die sie ihrer Umgebung entziehen, wodurch diese sich abkühlt. Größere Bedeutung haben diese Kältemischungen jedoch nicht erlangt, da sie unwirtschaftlich und umständlich sind.

In größerem Umfange wird das in der Natur zur Verfügung stehende Eis für Kühlzwecke herangezogen. In manchen Gegenden, namentlich in den nördlichen Ländern, besteht im Winter die Möglichkeit, große Eismengen billig zu bergen und sie in geeigneten, gegen das Eindringen von Wärme gut geschützten Gebäuden und Kellern für die warme Jahreszeit aufzubewahren. Die Schmelzwärme des Eises kann dann in geeigneter Weise zur Abkühlung größerer Räume oder für sonstige Zwecke herangezogen werden. Da beim Schmelzen eines kg Eises rund 80 kcal gebunden werden, kann man bei günstigen Eis- und Transportverhältnissen größere Kältemengen wirtschaftlich erzeugen.

Die Verwendung von Eis zur Kälteerzeugung besitzt jedoch neben anderem den besonderen Nachteil, daß man die Temperatur der abzukühlenden Materialien nur bis ungefähr auf 0° erniedrigen kann, eine Temperatur, welche für sehr viele Kühlzwecke nicht genügt. Allerdings kann man durch Zusatz von Salzen die Temperatur weiter senken, aber dieses Verfahren wird dann wieder durch den Verbrauch der Zusatzsalze umständlich, häufig auch zu teuer.

Will man große Kältemengen und tiefe Temperaturen wirtschaftlich erzeugen, so reichen die natürlichen Hilfsmittel nicht aus und man muß zur künstlichen, maschinellen Kältegewinnung übergehen. Es stehen hier zwei prinzipielle Methoden physikalischer Natur zur Verfügung: Bei der Änderung des Aggregatzustandes eines Körpers von dem festen in den flüssigen oder dampfförmigen Zustand (Schmelzen von Wasser-Eis, Sublimation von Kohlendioxid), sowie von der flüssigen Form in den dampfförmigen Zustand tritt ein Wärmeverbrauch auf, der durch die Abkühlung der Umgebung gedeckt werden kann.

In ganz anderer Weise wird bei der Ausdehnung zusammengepreßter gasförmiger Körper, welche mit der Leistung einer äußeren Arbeit verbunden ist, eine Abkühlung erreicht, die zu Kühlzwecken ausgenutzt werden kann. So kühlt sich z. B. auf 5 at verdichtete Luft von 20° bei der Expansion auf Atmosphärendruck auf etwa —65° ab. Im erstgenannten Fall handelt es sich vor allem um die Verdampfung flüssiger Substanzen bei niedrigen Temperaturen. So verdampft z. B. flüssiges Ammoniak unter atmosphärischem Druck bei —33° C, Äthylen bei —103°. Die zur Umwandlung in den dampfförmigen Zustand erforderliche Wärme entziehen die Stoffe ihrer Umgebung.

In beiden Fällen wird man die expandierenden bzw. verdampfenden Arbeitsstoffe nicht entweichen lassen, sondern zurückzugewinnen und wieder in den Anfangszustand zu überführen suchen, um Verluste zu vermeiden. Dieses Ziel läßt sich erreichen durch Aufstellung thermodynamischer Kreisprozesse, wie sie in der Technik auch sonst üblich sind. Man unterscheidet demnach, entsprechend den beiden oben genannten prinzipiellen Kältegewinnungsarten, Kaltluftmaschinen (als expandierendes Gas kommt praktisch nur Luft in Frage) und Kaldampfmaschinen.

Nach den Grundsätzen der Wärmelehre läßt sich Wärme durch Leitung oder Strahlung ohne besonderen Energieaufwand von einem Körper mit höherer Temperatur auf einen solchen mit niedrigerer Temperatur überführen, jedoch nicht umgekehrt (II. Hauptsatz der mechanischen Wärmetheorie, s. Bd. I, S. 116). Die Überleitung der Wärme von einem kalten auf einen warmen Körper ist daher nur möglich, wenn dabei mechanische Arbeit geleistet wird oder ein anderer Betrag an Wärmeenergie aufgewendet wird, der gleichzeitig von einem höheren auf ein niedrigeres Temperaturniveau herabsinkt. Der erste Fall tritt ein bei den Kompressions-Kältemaschinen (Kaltluft- und Kompressions-Kaldampfmaschinen), der zweite bei den Absorptions-Kältemaschinen. In allen Fällen führt ein als Kältemittel bezeichneter Arbeitsstoff einen geschlossenen thermodynamischen Kreisprozeß aus.

Bei der Kompressionsmaschine erfolgt die Förderung der Wärme auf ein höheres Temperaturniveau durch einen Kompressor oder Verdichter, der gewissermaßen als Pumpe die Wärme niedrigen Gefälles auf ein höheres bringt. Auf dem hohen Temperaturniveau wird die von dem Kälte Träger in der niedrigen Temperaturstufe aufgenommene Wärme an die Umgebung (Luft, Kühlwasser) abgeleitet, gleichzeitig mit ihr die der äußeren Hebearbeit entsprechende Wärmemenge.

Allgemein verläuft die maschinelle Erzeugung von Kälte durch Kompressions-Kältemaschinen wie folgt:

An irgendeiner gewünschten oder vorgeschriebenen Stelle wird durch Leistung einer inneren (Verdampfung eines Stoffes) oder äußeren (Expansion eines Gases) Arbeit eine tiefe Temperatur erzeugt, wobei gleichzeitig aus der Umgebung Wärme aufgenommen wird. Diese Wärme wird durch den Kompressor auf eine höhere Temperaturstufe gebracht, auf der die aufgenommene und die in Form von Kompressorarbeit zugeführte Wärme nach außen an Luft oder Wasser abgegeben wird. Von dieser hohen Stufe aus, auf der der Kälte Träger wieder in seinen ursprünglichen Anfangszustand zurückverwandelt ist, kann der Kälteprozeß von neuem beginnen und in stetigem Kreislauf fortgesetzt werden.

Zur Beurteilung dieses Kälteprozesses dient die sog. Leistungsziffer. Bezeichnet man die auf der höheren Stufe an die Umgebung — Kühlwasser oder Außenluft — abgegebene Gesamtwärme mit Q , die auf der Niederstufe — im Verdampfer — aufgenommene Wärme mit Q_0 , das Wärmeäquivalent der Pumpen- oder Kompressorarbeit mit AL (wobei $A = 1/427$ kcal/mkg das mechanische Wärmeäquivalent bedeutet), so erhält man für die Leistungsziffer ε den Ausdruck:

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{AL}. \quad (1)$$

Mit den obigen Bezeichnungen ergibt sich ferner für die Wärmebilanz des Kälteprozesses die Gleichung:

$$Q = Q_0 + AL. \quad (2)$$

Die Leistungsziffer ε stellt diejenige Kälteleistung dar, die aus einer Wärmeinheit der dem Kompressor zugeführten Arbeit erzeugt werden kann. Sie bildet den Maßstab für die Leistungsfähigkeit der Kompressionskältemaschine. Diese ist nach der obigen Gleichung um so besser, je geringer AL , also die Pumpenarbeit wird. Die zur Erzeugung der Kälte aufgewandte Energie ist um so kleiner, je geringer das Gefälle ist, das die Pumpe zu überwinden hat, d. h. je kleiner die Temperaturgrenzen sind, innerhalb deren sich der Kälteprozeß abspielt. Es ist daher bei der Planung einer Kälteanlage und dem Entwurf ihrer Einzelteile darauf zu achten, daß die Kälteerzeugung bei möglichst hoher, die Wärmeabgabe an die Umgebung jedoch bei möglichst niedriger Temperatur erfolgt. Das Maß der kleinsten Temperatursenkung wird durch den Zweck der Anlage festgelegt, während die Wärmeabfuhr durch die am Aufstellungsort herrschenden Luft- und Kühlwassertemperaturen bedingt ist. Bei der Durchbildung einer Kälteanlage ist es wichtig, daß innerhalb des gegebenen Temperaturintervalles an den

einzelnen Stellen der Gesamtanlage die Wärmezu- und -abfuhr mit den geringsten Temperaturdifferenzen vorstatten geht.

Bei der Absorptions-Kältemaschine wird die Förderung der Wärme auf ein höheres Temperaturniveau durch einen thermischen Prozeß hervorgerufen, die Tätigkeit des Ansaugens und Verdichtens des Arbeitsstoffes wird hier getrennten Vorrichtungen, dem Absorber und dem Austreiber, überwiesen (vgl. Teil II, S. 375).

I. Kompressions-Kältemaschinen.

A. Theoretische Grundlagen der Kompressions-Kältemaschinen.

1. Die verschiedenen Arbeitsweisen.

Die Kaltluftmaschine. Am Anfang der Entwicklung der Kältemaschinen gelangte die Kaltluftmaschine wegen ihres billigen Kälte-trägers und des vermeintlich einfachen Betriebes zu einer gewissen Bedeutung. Ein Luftkompressor verdichtete die aus der Umgebung angesaugte Luft, die dann durch Kühlwasser in einem Luftkühler abgekühlt wurde. In einem besonderen Zylinder, dem sog. Arbeitszylinder, ließ man diese verdichtete und abgekühlte Luft unter Leistung äußerer Arbeit möglichst adiabatisch, d. h. ohne Wärmezu- und -abfuhr sich ausdehnen, wobei sie sich stark abkühlte. Die so gekühlte Luft wurde ihrem Verwendungszweck zugeführt, nach ihrer Erwärmung entweder ins Freie gelassen oder vom Kompressor von neuem angesaugt und verdichtet. Eine Verflüssigung fand bei dieser Art der Kälteerzeugung nicht statt, sondern man benutzte nur den Wärmeinhalt der abgekühlten Luft zum Wärmeentzug. Infolge der geringen spezifischen Wärme der Luft sind bei der Kaltluftmaschine verhältnismäßig große Luftmengen unter entsprechend großem Arbeitsaufwand zu verdichten. Da außerdem der Wassergehalt der Luft zu Vereisungen innerhalb der Maschine und dadurch zu Betriebsstörungen Anlaß gab, konnten sich die Kaltluftmaschinen trotz der Billigkeit und Geruchlosigkeit ihres Kältemittels nicht einbürgern. Sie kommen nur für Spezialfälle in Betracht, wo die Anwendung anderer Kältemittel nicht ratsam erscheint (Schiffe, Unterseeboote, Luftkühlung im Bergwerk).

Das Prinzip der Kaltluftmaschine (Kältewirkung, erreicht durch die Ausdehnung zusammengepreßter gasförmiger Körper) wird neuerdings viel bei der Verflüssigung von Luft und anderen technisch wichtigen Gasen angewendet (vgl. Abschnitt „Tiefemperaturtechnik“, S. 441).

Die Wasserdampfstrahl-Kältemaschine. Auch Wasserdampf läßt sich, bei entsprechend tiefem Unterdruck zum Verdampfen gebracht, als Arbeitsstoff in einer Kältemaschine verwenden. Da infolge der bei diesen niedrigen Arbeitsdrücken sehr großen Dampfvolumina Kolben-pumpen zum Absaugen und Verdichten der Dämpfe viel zu große Abmessungen erhalten und unwirtschaftlich arbeiten, verwendet man zu diesem Zweck mit Dampf betriebene Strahlpumpen. Die abgesaugten

Dämpfe werden gemeinsam mit dem Arbeitsdampf im Kondensator verflüssigt. So ideal an sich Wasserdampf infolge seiner Billigkeit, seiner Ungefährlichkeit und auch wegen seiner hohen Verdampfungswärme als Arbeitsstoff für eine Kältemaschine wäre, so bedeuten doch das hohe Vakuum, unter dem die ganze Anlage arbeitet, und der hohe Dampfverbrauch, der durch den schlechten Wirkungsgrad der Dampfstrahlapparate verursacht wird, so schwerwiegende Nachteile, daß die Wasserdampf-Kältemaschine in ihrer Anwendung nur auf wenige Sondergebiete beschränkt bleibt.

Die Kompressions-Kaltdampfmaschine. Heute behauptet allgemein die Kaltdampfmaschine in Form der Kompressions-Kältemaschine das Feld. Da ihre Wirkung auf der Verdampfung niedrig siedender Flüssigkeiten beruht, für die verhältnismäßig große Wärmemengen auf die Gewichtseinheit aufgewandt werden müssen, sind nur geringe Kaltdampfmengen zu verdichten, so daß der spezifische Arbeitsaufwand niedrig ist. Die beim Sieden entstehenden Dämpfe müssen aus wirtschaftlichen Gründen immer wieder aus dem Verdampfungsapparat entfernt und einem Kreisprozeß unterworfen werden.

2. Die Kältemittel.

Die bei Großkälteanlagen gebräuchlichsten Kältemittel sind Ammoniak (NH_3), schweflige Säure (Schwefeldioxyd, SO_2) und Kohlensäure (Kohlendioxyd, CO_2), während für kleinere Anlagen auch Chlormethyl (CH_3Cl) und Chloräthyl ($\text{C}_2\text{H}_5\text{Cl}$) Verwendung finden. Für besondere Zwecke werden auch Dichloräthyl ($\text{C}_2\text{H}_2\text{Cl}_2$) und Äthyl (C_2H_4) gebraucht, ersteres wegen seines großen spezifischen Volumens bei Turbo-Kompressoren, letzteres bei sehr tiefen Temperaturen. Am meisten verbreitet ist NH_3 als Kältemittel. Mindestens 90% aller größeren Anlagen arbeiten mit diesem Medium.

Die beim Ammoniak herrschenden Drucke bewegen sich zwischen 2—12 ata. Eisen und Schmieröl werden von ihm nicht angegriffen, Kupfer hingegen stark. Es besitzt ferner, wie aus Tabelle I hervorgeht, eine große Verdampfungswärme pro Gewichtseinheit, was für die Bemessung der Verdichter sehr wichtig ist. Neuere Untersuchungen (s. Bd. I, S. 305) haben ergeben, daß NH_3 -Luftgemische unter Umständen explosibel sind. Allerdings hat man bisher erst bei zwei Unfällen einwandfrei die Ursache der Explosionen auf Ammoniakluftgemische zurückführen können.

Die ersten Ergebnisse über die Explosionsgrenzen von NH_3 -Luftgemischen wurden von Schlumberger und Piotrowski [Ztschr. kompr. flüss. Gase 17, 49 (1915)] mitgeteilt. Sie wurden später von der I. G. Farbenindustrie bestätigt und ergänzt [Ztschr. angew. Chem. 43, 302 (1930)]. Hierbei ergab sich, daß bei trockenen NH_3 -Luftgemischen die Explosionsgrenzen etwa zwischen 16—27% liegen. Sie erweitern sich bei höheren Temperaturen und betragen bei 100° 14,5 bzw. 29,5%. Die Explosionsgrenzen einiger typischer Gasluftgemische sind in Bd. I, S. 304 zusammengestellt.

Man erkennt, daß bei NH_3 -Luftgemischen die untere Grenze verhältnismäßig hoch liegt und das Zündungsgebiet klein ist, so daß die Explosionsgefahr als gering angesehen werden kann. Es kommt noch hinzu, daß die Auslösung der Explosion schwierig ist und nur durch offenes Licht oder elektrischen Funken gelingt, daß ferner die Explosionsgeschwindigkeit mit 0,3—0,5 m/s klein und die Explosionskraft schwach bleibt. Hieraus erklärt es sich, daß Explosionen bisher wenig aufgetreten sind, obgleich NH_3 das verbreitetste Kältemittel ist.

Die beiden anderen Kältemittel CO_2 und SO_2 treten heute in den Hintergrund, sie werden nur in Sonderfällen angewandt. Kohlendioxyd z. B. hat den Vorzug der Geruchlosigkeit. Aus diesem Grunde wird es auf Schiffen, namentlich auf Kriegsschiffen und in einigen Herstellungsbetrieben geruchempfindlicher Nahrungsmittel bevorzugt. Sein Hauptnachteil gegenüber dem NH_3 liegt jedoch in dem hohen Verflüssigungsdruck, der zwischen 60—85 at schwankt und leicht Undichtheiten und Gasverluste in der Anlage hervorrufen kann. Auch ist der Kraftbedarf einer CO_2 -Anlage größer als der einer gleich großen NH_3 -Anlage, namentlich bei hohen Kühlwassertemperaturen. Da einerseits die kritische Temperatur von CO_2 sehr niedrig (bei $+31,5^\circ$) liegt, so daß es bei höheren Temperaturen nicht mehr verflüssigt, andererseits der Erstarrungspunkt relativ hoch bei -56° , so daß es bei tiefen Temperaturen nicht mehr verwendet werden kann, ist das Anwendungsgebiet beschränkt. Auch die Vergiftungsgefahr, die freilich nicht so groß ist wie bei NH_3 und SO_2 , aber infolge der Geruchlosigkeit um so überraschender eintreten kann, steht einer größeren Verwendung hindernd im Wege.

Schwefeldioxyd (Schwefligsäure) wird als Kältemittel häufig bei kleineren Anlagen angewandt, bei größeren nur in Sonderfällen, z. B. für Anlagen in tropischen Gebieten, da dort der Vorteil des niedrigen Druckes bei hohen Kühlwassertemperaturen zur Geltung kommt. Die Drucke auf Saug- und Druckseite schwanken zwischen 0,5—6 ata, sind also gering, jedoch tritt auf der Saugseite, namentlich bei tiefen Temperaturen, Unterdruck auf. Dadurch kann leicht Luft in die Anlage dringen, die eine Leistungsverminderung und Erhöhung des Kraftbedarfs verursacht und bei größerem Feuchtigkeitsgehalt sogar Korrosionen hervorrufen kann. Kupfer wird im Gegensatz zu NH_3 nicht angegriffen, so daß bei schlechten, Eisen zerstörendem Kühlwasser, z. B. Seewasser, die Aufstellung einer SO_2 -Anlage gewisse Vorteile bieten kann.

Chlormethyl wird nur bei kleineren Anlagen verwandt. Die Drucke liegen zwischen denen von SO_2 und NH_3 . Sein hoher Preis gestattet nicht die Verwendung bei größeren Anlagen.

Diesen in der Praxis bisher verwandten Kältemitteln haften mehr oder minder größere Nachteile an. Keines ist als ideal zu bezeichnen. Die Technik ist dauernd bestrebt, ein Kältemittel zur Anwendung zu bringen, das allen Forderungen in bezug auf Wirtschaftlichkeit, Ungefährlichkeit und Geruchlosigkeit gerecht wird. Augenblicklich sind in Amerika vielversprechende Versuche im Gange, die auf die Verwendung

Tabelle 1. Thermische Eigenschaften der wichtigsten Kälte-träger.

Temperatur in °C t	Druck in ata kg/cm ² p	Rauminhalt des Dampfes m ³ /kg v''	Wärmeinhalt der Flüssigkeit kcal/kg i'	Wärmeinhalt des Dampfes kcal/kg i''
Ammoniak: NH ₃ .				
— 40	0,732	1,5503	— 43,24	288,1
— 30	1,219	0,9630	— 32,58	291,9
— 20	1,940	0,6236	— 21,83	295,5
— 10	2,966	0,4184	— 10,97	298,7
± 0	4,379	0,2897	0,00	301,5
+ 10	6,271	0,2058	+ 11,11	303,9
+ 20	8,741	0,1494	+ 22,38	305,9
+ 30	11,985	0,1107	+ 33,84	307,4
Schwefeldioxyd (Schweflige Säure): SO ₂ .				
— 40	0,221	1,394	— 11,79	87,38
— 30	0,389	0,822	— 9,05	88,72
— 20	0,648	0,513	— 6,15	89,77
— 10	1,033	0,330	— 3,14	90,46
± 0	1,580	0,223	0,00	90,82
+ 10	2,34	0,152	+ 3,25	90,81
+ 20	3,35	0,107	+ 6,62	90,47
+ 30	4,67	0,076	+ 10,11	89,78
Kohlendioxyd (Kohlensäure): CO ₂ .				
— 40	10,25	0,03816	79,59	156,17
— 30	14,55	0,02700	84,19	156,56
— 20	20,06	0,01947	88,93	156,78
— 10	26,99	0,01419	94,09	156,60
± 0	35,54	0,01038	100,00	156,13
+ 10	45,95	0,00752	106,50	154,59
+ 20	58,46	0,00526	114,00	151,10
+ 30	73,34	0,00299	125,90	140,95
Wasserdampf: H ₂ O.				
± 0	0,00623	206,51	0,00	596,8
+ 10	0,01252	106,43	10,00	601,3
+ 20	0,02384	57,84	20,00	605,8
+ 30	0,04327	32,94	30,00	610,2

von Chlorverbindungen hinzielen. Vor allem sind es einige Fluor-Chlor-derivate des Methans, die als Arbeitsstoffe für Kälteprozesse in Betracht kommen, so insbesondere das Difluordichlormethan (CF₂Cl₂), in Amerika abgekürzt mit F 12 bezeichnet [R. Plank: Ztschr. ges. Kälte-ind. 39, 133 u. 154 (1932)]. Es ist mit Luft nicht explosibel und nicht giftig. Sein Siedepunkt unter Atmosphärendruck liegt bei etwa — 30°, also zwischen jenem des NH₃ (— 33,4°) und des Chlormethyls (— 24°). Innerhalb derselben Grenzen bewegen sich auch die Dampfdrucke eines mit F 12 durchgeführten Kältemaschinenprozesses. Infolge dieser günstigen Eigenschaften ist daher zu erwarten, daß sich dieses neue Kältemittel seinen Platz neben dem bisher gebrauchten „klassischen“ Kältemittel erobern wird.

Tabelle 2. Theoretische Kälteleistung in kcal/PS/h.

Kondensator		Temperatur vor dem Regulierventil	Verdampfungstemperatur				
Temperatur °C	Druck ata		— 40°	— 30°	— 20°	— 10°	± 0°
I. Ammoniak.							
20	8,7	10	1964	2585	3525	5102	8267
		15	1924	2534	3456	5003	8108
25	10,23	15	1774	2303	3073	4291	6493
		20	1738	2256	3011	4205	6364
30	11,90	20	1613	2068	2712	3684	5311
		25	1579	2025	2656	3608	5203
35	13,4	25	1474	1871	2418	3214	4471
		30	1442	1831	2366	3146	4377
II. Schwefeldioxyd (Schweflige Säure).							
20	3,35	10		2664	3604	5186	8374
		15		2612	3535	5087	8214
25	3,97	15		2377	3148	4370	6589
		20		2329	3085	4283	6459
30	4,67	20		2139	2782	3757	5400
		25		2094	2724	3680	5289
35	5,46	25		1924	2482	3282	4551
		30		1882	2429	3212	4454
III. Kohlendioxyd (Kohlensäure).							
60		10	1635	2131	2916	4090	6782
		15	1524	1987	2725	3814	6321
70		15	1395	1789	2364	3179	4915
		20	1283	1647	2177	2927	4523
80		20	1206	1527	1958	2586	3820
		25	1098	1391	1785	2357	3478
90		25	1054	1320	1667	2168	3030
		30	946	1186	1498	1947	2719
100		30	912	1145	1438	1809	2476
		35	708	1010	1271	1598	2185

In den Tabellen 1 und 2 sind einige Hauptdaten, die für die Berechnung der Abmessungen der Verdichter, der zugehörigen Apparate sowie des Arbeitsverbrauches wichtig sind, zusammengestellt. (Ausführliche Angaben sind enthalten in: „Regeln für Leistungsversuche an Kompressions-Kältemaschinen und Kühlanlagen. Verlag Gesellschaft für Kältewesen, Berlin 1929.)

Aus Tabelle 1 sind die zu verschiedenen Temperaturen gehörenden Drucke, spezifischen Volumina des Dampfes sowie der Wärmeinhalt der Flüssigkeit und des Dampfes zu entnehmen. Man erkennt, daß, abgesehen von Wasserdampf, NH_3 den größten Wärmeinhalt des Dampfes besitzt, CO_2 den größten Wärmeinhalt der Flüssigkeit. CO_2 hat das geringste, Wasserdampf das größte spezifische Volumen.

In Tabelle 2 sind die stündlichen theoretischen Kälteleistungen je indiziertes PS in Abhängigkeit von der Verflüssigungstemperatur und der Unterkühlung des Kältemittels vor dem Regulierventil bei den

verschiedenen Verdampfungstemperaturen vergleichsweise zusammengestellt. Während NH_3 und SO_2 einander fast gleichwertig sind, ist die Kälteleistung der CO_2 -Anlage namentlich bei wärmerem Kühlwasser bzw. hohen Drucken erheblich geringer.

3. Einstufige Kompressionsmaschinen.

Unabhängig von dem innerhalb der Anlage zirkulierenden Kältemittel, dessen Art durch den Zweck der Anlage und ihren Aufstellungsort bestimmt wird, enthält jede Kälteanlage folgende, sich stets wiederholende Hauptteile:

1. Kompressor oder Verdichter,
2. Kondensator oder Verflüssiger,
3. Regulier- oder Regelventil,
4. Verdampfer,
5. Verbindungsleitungen.

Diese Teile unterliegen je nach den Verhältnissen, unter denen die Kälte zu erzeugen und zu verwenden ist, den verschiedenartigsten Ausführungen.

Der Arbeitsvorgang einer solchen Kältemaschine geht wie folgt vor sich: Der Verdampfer *a* der Kältemaschine (s. Abb. 1), ein von Salzwasser umspültes Röhrensystem, ist im Innern zum größten Teil mit dem flüssigen Kältemittel angefüllt. Die zur Verdampfung der Flüssigkeit erforderliche Wärme wird dem umgebenden Kälte-träger, meist Salzwasser, entnommen, das hierdurch abgekühlt und durch eine besondere Pumpe *b* den Kühlstellen zugeführt wird. Nach seiner Erwärmung wird es wieder in den Verdampfer zurückgeführt und so lange von neuem abgekühlt, bis die gewünschte tiefe Temperatur der Kühlstellen erreicht ist. Im Innern des Verdampfersystems gelangt die Kälteflüssigkeit durch die zugeführte Wärme zum Sieden. Die hierbei entstehenden Dämpfe werden ständig von dem Kompressor *c*, einer einfach- oder doppeltwirkenden Gaspumpe, entfernt und durch einen Ölabscheider *d*, in dem sie von dem mitgerissenen Öl des Verdichters befreit werden, in den Verflüssiger *e* gedrückt, in dem der durch die Ablauftemperatur des Kühlwassers bedingte höhere Druck herrscht. Der Verflüssiger ist ähnlich dem Verdampfer wieder als ein Röhrensystem ausgebildet, das jedoch von Kühlwasser, in seltenen Fällen von Luft, umspült wird. Das Kühlwasser kühlt und verflüssigt die verdichteten, erwärmten Dämpfe und führt so die gesamte, sowohl im Verdampfer direkt aufgenommene als auch die im Kompressor in Form von Arbeit zugeführte Wärme nach außen ab. Durch ein Regelventil *f*, das unter einer Manometertafel *g* angeordnet ist, wird die im Kondensator gebildete Flüssigkeit auf den der niedrigen Verdampfungstemperatur entsprechenden geringeren Druck entspannt. Durch Zuführung von Wärme aus dem Salzwasser kann von neuem die Verdampfung erfolgen, so daß der Kreisprozeß so lange durchgeführt werden kann, bis die gewünschte Abkühlung des Kälte-trägers bzw. der Kühlstellen erzielt ist. Die einzelnen Hauptteile der Kälteanlage sind durch die Leitungen *h* zu einem

geschlossenen System vereinigt. In Abb. 1 sind auch einige wichtige Nebenapparate zu erkennen, außer dem Ölabscheider *d* ein Seiher *i*, in dem etwa mitgerissene Schmutz- und Zunderteilchen aus den Apparaten und Leitungen zurückgehalten werden und ein vorzeitiger Verschleiß oder gar Zerstörung des Zylinders und der Ventile verhindert

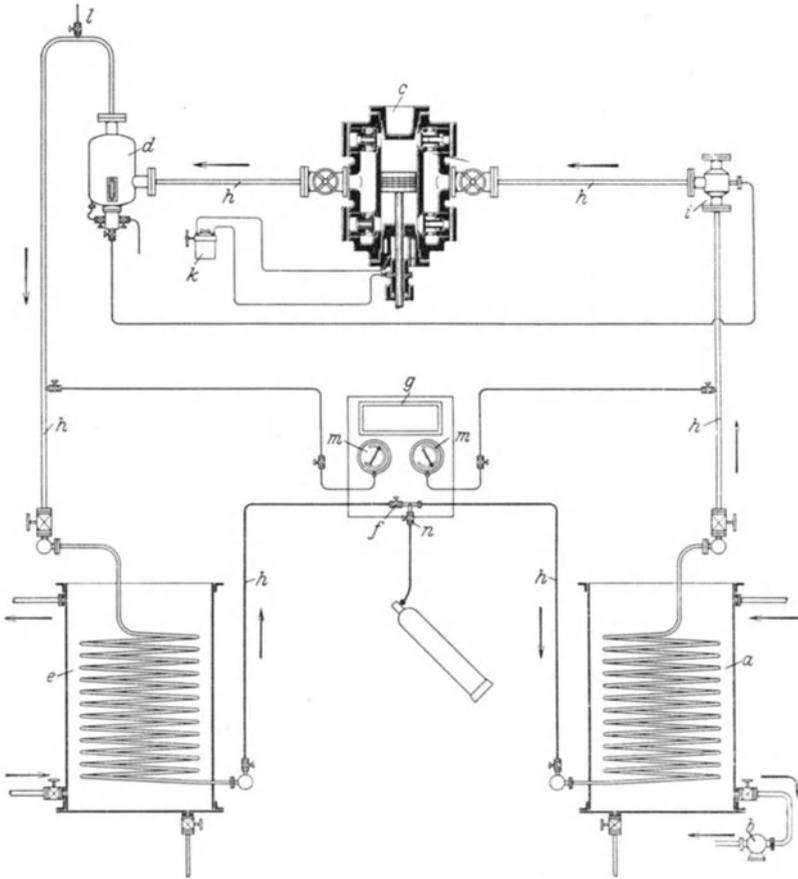


Abb. 1. Schema einer einstufigen Kompressions-Kältemaschine. *a* Verdampfer, *b* Solepumpe, *c* Kompressor, *d* Ölabscheider, *e* Kondensator, *f* Regelventil, *g* Manometertafel, *h* Rohrleitung, *i* Seiher, *k* Ölpumpe, *l* Entlüftung, *m* Manometer, *n* Einziehvorrichtung.

wird, eine Ölpumpe *k* zum Schmieren des Kompressors, eine Entlüftungsvorrichtung *l*, mittels deren Luft und Fremdgase ausgeschieden werden können, ferner Manometer *m* zur Beobachtung der Verdampfer- und Verflüssigerspannung im Innern der Anlage. Unterhalb des Regelventils befindet sich noch eine Einziehvorrichtung *n*, durch die der Kompressor bei der Inbetriebsetzung aus einer Stahlflasche das flüssige Kältemedium in die Anlage hineinfördern kann.

Bei der vorhin geschilderten Arbeitsweise läßt es sich nicht vermeiden, daß mit den Dämpfen aus dem Verdampfer auch Flüssigkeitsteilchen mitgerissen werden, so daß in den Kompressor mehr oder minder nasse Dämpfe gelangen. Durch die nicht verdampften Flüssigkeitsteilchen wird einerseits die Kälteleistung im Verdampfer verringert, andererseits die Saugwirkung des Verdichters durch die Nachverdampfung der im Zylinder befindlichen Flüssigkeit herabgesetzt, wodurch eine weitere Verminderung der Leistung eintritt. Das obige Verfahren gelangt daher nur bei einfachen und kleineren Anlagen zur Anwendung, bei denen möglichst geringe Anschaffungskosten ausschlaggebend sind.

Bei größeren und wirtschaftlich arbeitenden Anlagen verwendet man das System der Überflutung im Verdampfer und der Überhitzung im Kompressor. Durch Versuche wurde festgestellt, daß der Verdampfer um so günstiger, d. h. mit kleineren Temperaturdifferenzen zwischen Salzwasser und dem verdampfenden Kältemittel arbeitet, je größere Mengen der Kälteflüssigkeit ihn durchströmen, weil, abgesehen von der erhöhten Geschwindigkeit im Innern, die Wände stets von Flüssigkeit benetzt bleiben. Hierdurch tritt eine erhebliche Verbesserung des Wärmeüberganges und infolge der geringen Temperaturdifferenz eine Erhöhung der Kälteleistung ein. Sondert man ferner in einem entsprechend ausgebildeten Abscheidegefäß die mitgerissenen Flüssigkeitsteilchen vor Eintritt in den Kompressor aus den Dämpfen ab, so gelangen nur trocken gesättigte oder schwach überhitzte Dämpfe in den Zylinder. Eine Nachverdampfung im Zylinder und damit eine Verringerung der Ansaugmenge kann nicht mehr stattfinden. Allerdings steigt die Endtemperatur im Verdichter. Diese Verbesserungen sind in Abb. 2 wieder-

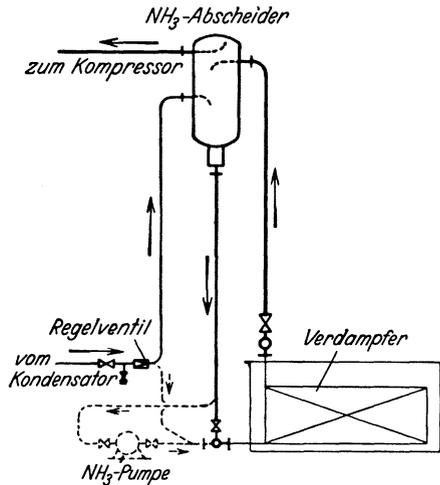


Abb. 2. Schema einer Überflutungseinrichtung.

gegeben, in der nur die Niederdruckseite einer Kältemaschine dargestellt ist: In einem oberhalb des Verdampfers angeordneten Gefäß, dem Abscheider, wird das vom Regler kommende Kältemittel eingespritzt. Die entspannte Flüssigkeit gelangt durch die Falleitung in den Verdampfer, in dem nur ein Teil verdampft, während der Rest mit den entstandenen Dämpfen durch die Steigleitung in den Abscheider zurückkehrt. Die Flüssigkeitsteilchen fallen infolge der Geschwindigkeitsverminderung nach unten und beginnen mit der vom Regler frisch eingespritzten Menge den Kreislauf durch den Verdampfer von neuem. Die Dämpfe sammeln sich im oberen Teil des Gefäßes von Flüssigkeitstropfen befreit an und werden von dort im trocken gesättigten Zustande vom

Kompressor angesaugt. Durch eine Fernmeßeinrichtung, die zweckmäßig an der Manometertafel angebracht wird, besteht die Möglichkeit, den Flüssigkeitsstand im Abscheider zu beobachten und ein Überfüllen zu verhindern, das zu Flüssigkeitsschlägen im Kompressorzylinder führen kann. Bei einer Reinigung oder Reparatur kann der Abscheider durch Umgehungsleitungen abgeschaltet werden, so daß in diesem Fall direkt in den Verdampfer eingespritzt und aus ihm abgesaugt werden kann. Da Abscheider und Verdampfer unter gleichem Druck stehen, muß das Gefäß so hoch angeordnet werden, daß die Widerstände in den Rohrleitungen und den Systemen des Verdampfers überwunden werden können. Reicht die zur Verfügung stehende Höhe nicht aus, so ist eine besondere, für die Förderung von flüssigem Kältemittel geeignete Pumpe einzuschalten (in Abb. 2 gestrichelt eingetragen).

4. Mehrstufige Kompressions-Kältemaschinen bis zu Temperaturen von -100° .

Übersteigt das Temperaturgefälle und damit das Druckverhältnis gewisse Grenzen, z. B. bei sehr warmem Kühlwasser oder tiefer Verdampfungstemperatur, so ist es wirtschaftlich nicht mehr empfehlenswert, das Druckgefälle mit einem einstufigen Kompressor zu überwinden. Man zerlegt es in zwei oder mehrere Stufen, die hintereinandergeschaltet werden. Für die Anwendung der mehrstufigen Verdichtung (s. S. 348) gibt es keine festliegenden Grenzen, jedoch geht man bei der einstufigen nicht gern über ein Druckgefälle von 1:5 hinaus, das etwa einem Temperaturintervall von 50° entspricht. Über diese Grenze hinaus beginnt etwa das Gebiet der zweistufigen Verdichtung. Übersteigt das Druckgefälle das Verhältnis von 1:20 bis 1:25, so geht man zur dreistufigen Verdichtung über. Eine weitere Unterteilung wird bei Kolbenverdichtern selten vorgenommen im Gegensatz zu den Turboverdichtern.

Das Schema einer zweistufigen- oder Verbund-Kältemaschine ist in Abb. 3 wiedergegeben. Im Verdampfer herrscht die niedrige Temperatur und der entsprechende geringe Druck. Der Verdichter ist in einen getrennten Nieder- und Hochdruckteil zerlegt. Der Niederdruckzylinder saugt durch die Leitung 1 die Dämpfe niedrigen Druckes aus dem Verdampfer an, verdichtet sie auf einen zwischen Verdampfer- und Verflüssigerdruck liegenden Mitteldruck und drückt diese Dämpfe durch die Leitung 2 in einen Zwischenkühler *a*. Hier treffen sie mit siedender Flüssigkeit gleichen Druckes zusammen, geben ihre Kompressionswärme an die Flüssigkeit ab, wobei gleichzeitig ein Teil der Flüssigkeit verdampft. Sie werden dadurch bis auf ihre Sättigungstemperatur abgekühlt. Die gesättigten Dämpfe werden vom Hochdruckteil des Verdichters durch Leitung 3 angesaugt, auf den Verflüssigerdruck verdichtet und durch Leitung 4 in den Verflüssiger geleitet, in dem sie abgekühlt und verflüssigt werden. Die Flüssigkeit strömt durch Leitungen 5 und 6 über einen Nachkühler zur Regulierstation. Durch das Drosselventil *b* wird sie zunächst auf den Mitteldruck entspannt und durch Leitung 7 in den Zwischenkühler *a* geleitet. Hier kühlt sie die vom

Niederdruckzylinder geförderten Dämpfe ab. Die hierbei verdampften Teile der Flüssigkeit werden gleichzeitig mit den vom Niederdruckkompressor kommenden Dämpfen vom Hochdruckteil abgesaugt. Der flüssig gebliebene Teil wird durch Leitung 8 wieder zur Regulierstation zurückgeführt, durch das zweite Regulierventil *c* auf Verdampferdruck abgedrosselt und durch 9 nach dem Verdampfer geleitet. Das Kältemittel verdampft hier, die entstandenen Dämpfe werden vom Niederdruckzylinder abgesaugt.

Nach diesem Verfahren, das auch theoretisch sehr günstig ist — selbst bei Verdampfungstemperaturen von -40 bis -50° erreicht man gegenüber dem theoretischen Prozeß noch einen Wirkungsgrad von 53—55% — werden in

der Praxis die meisten Verbund-Kälteanlagen ausgeführt, fast stets mit Ammoniak als Kältemittel. Man wendet zwar auch CO_2 bei Tiefkühlanlagen an, früher z. B. häufig beim Gefrieren von Schachtabaufanlagen. Da der Kraftbedarf dieser Kälteanlagen jedoch höher als der von NH_3 -Anlagen ist und wegen des bei -56° liegenden Erstarrungspunktes die äußerste Verdampfungstemperatur wenig über -50° liegt, werden sie heute bei der Erzeugung

tiefer Temperaturen selten herangezogen. Das gleiche gilt für SO_2 -Anlagen, die früher bei Chlorverflüssigungsanlagen häufiger in Verbundwirkung ausgeführt, jedoch wegen des tiefen Vakuums, das bei den niedrigen Temperaturen herrscht, ebenfalls verlassen wurden.

Bis zu Temperaturen von -50 bis -55° werden die NH_3 -Anlagen gewöhnlich zweistufig, darüber hinaus bis -65° dreistufig ausgeführt. Bei noch tieferen Temperaturen versagen auch die Ammoniakanlagen, da infolge des hohen Vakuums und der Nähe des Erstarrungspunktes (-77°) ein betriebssicheres Arbeiten erschwert wird. In diesen Fällen muß man zu anderen Kältemitteln greifen. Außer den Kohlenwasserstoffen: Äthylen (C_2H_4), Äthan (C_2H_6) und Methan (CH_4) kommt auch Stickoxydul (N_2O) in Betracht. Diese Stoffe besitzen neben dem tief liegenden Erstarrungspunkt den besonderen Vorzug, bei den tiefen Temperaturen noch genügend hohen Druck aufzuweisen, der ein Eindringen von Außenluft in die Anlage bei Undichtheiten verhindert. Einige solcher Tiefkühlanlagen mit Äthan als alleinigem Kältemittel sind in der Praxis ausgeführt worden [O. Wagner: Ztschr. ges. Kälteind. 34, H. 9, 161 (1927)], z. B. eine Anlage, die außer Kälteleistungen bei

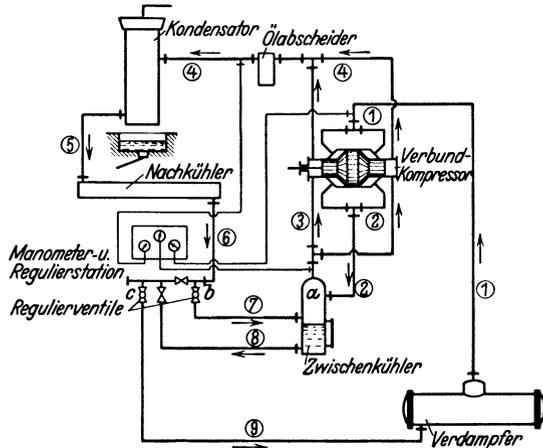


Abb. 3. Schema einer zweistufigen Kompressions-Kältemaschine.

höheren Temperaturen noch 40000 kcal/h bei -70° erzeugen mußte. Diese Anlage wurde mit Rücksicht auf die gewünschten Zwischentemperaturen in vierstufiger Verdichtung ausgeführt.

Ohne besondere Durchbildung lassen sich jedoch Kälteanlagen mit diesen Kältemitteln nicht verwenden. Bei näherer Untersuchung der obengenannten Tiefkältemittel ergibt sich, daß entweder ihre kritische Temperatur sehr niedrig liegt, so daß sie bei normalen Kühlwassertemperaturen nicht mehr verflüssigt werden können, oder es treten bei

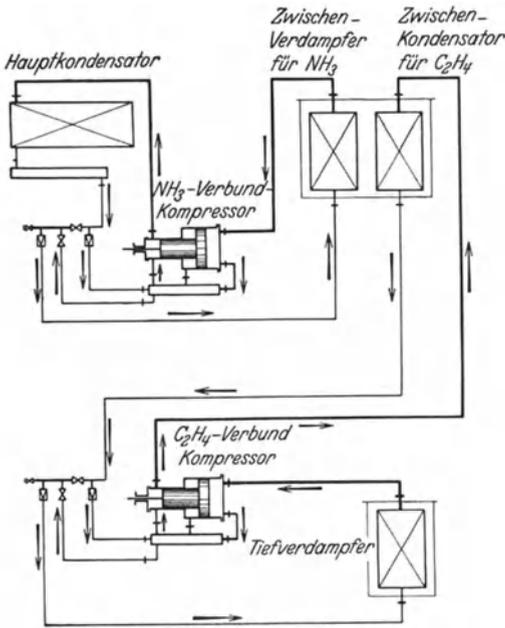


Abb. 4. Schema einer Zweistoffkälteanlage.

der Verflüssigung solcher hohen Drücke auf, daß bei Undichtheiten die Kosten für den Ersatz der teuren Kältemittel und die Explosionsgefahr der sich bildenden Gasluftgemische zu groß werden. Man schaltet daher zwei voneinander getrennte Kälteanlagen, die mit verschiedenen Kältemitteln gefüllt sind, im „Kaskadeverfahren“ hintereinander und wendet so die sog. Zweistoffanlagen an. Mit dem Kältemittel, das den niedrigen Erstarrungspunkt aufweist und das sich bei gewöhnlicher Kühlwassertemperatur nicht oder nur bei sehr hohem Druck verflüssigen läßt, werden die tiefen Temperaturen erzeugt, während die höheren Temperaturen von dem Kältemittel des niedrigen Kondensatordruckes und der höher liegenden kritischen Temperatur überwunden werden.

Soll z. B. Kälte bei einer Temperatur von -100° und einer Verflüssigungstemperatur von $+35^{\circ}$ erzeugt werden, so wird diese Temperaturspanne so unterteilt, daß die eine Anlage mit Äthylen als Kältemittel zwischen den Temperaturen -100° im Verdampfer und -40° in einem Zwischenverflüssiger arbeitet. In der zweiten, mit NH_3 gefüllten nachgeschalteten Anlage muß dann wegen des erforderlichen Temperaturfalles die Zwischenverdampfung bei etwa -50° vorgenommen werden. Die Abführung der gesamten Wärmemengen, sowohl der im Verdampfer bei -100° aufgenommenen als auch des Wärmeäquivalents der den beiden Kompressoren zugeführten mechanischen Arbeit zuzüglich Einstrahlverluste kann in dem Hauptverflüssiger bei der vorgeschriebenen Verflüssigungstemperatur unter normalem Druck erfolgen.

Das Schema Abb. 4 gibt die beiden in einer Kaskade geschalteten Kreisläufe einer solchen Zweistoffkälteanlage wieder. Es zeigt zwei normale zweistufige Kälteanlagen, von denen die Hochtemperaturanlage mit Ammoniak, die Tieftemperaturanlage mit Äthylen gefüllt ist. Beide Anlagen arbeiten getrennt voneinander als normale Verbundanlagen in der gleichen Art wie in Abb. 3 angegeben.

In einem gemeinsamen Gefäß befinden sich der Zwischenverflüssiger für das Äthylen und der Zwischenverdampfer für das Ammoniak, die beide von Sole als Kälteträger umspült werden. Die gesamte Wärme des Äthylenkreislaufes (Verdampferleistung plus Wärmeäquivalent der dem Äthylenkompressor zugeführten Arbeit) wird von der Sole als Kühlmittel aufgenommen und an das Verdampfersystem des NH_3 -Kreislaufes übertragen, von wo sie in bekannter Weise durch den NH_3 -Kompressor nach dem Kondensator geleitet und an das Kühlwasser abgeführt wird.

Über die Hauptdaten des Äthylens, das meist bei Zweistoffanlagen verwandt wird, gibt Tabelle 3 näheren Aufschluß (seine kritische Temperatur liegt bei $+9,5^\circ$, der kritische Druck beträgt $50,7$ at).

Tabelle 3. Thermische Eigenschaften des Äthylens (C_2H_4).

Temperatur $^\circ\text{C}$	Druck in at kg/cm^2	Rauminhalt m^3/kg	Wärmeinhalt der Flüssigkeit kcal/kg	Wärmeinhalt des Dampfes kcal/kg
t	p	v''	i'	i''
— 100	1,3	0,310	— 59	45,8
— 90	2,4	0,190	— 55	48,2
— 80	3,7	0,135	— 50	49,5
— 70	5,4	0,093	— 45	50,7
— 60	7,6	0,068	— 41	52,0
— 50	10,8	0,049	— 36	53,5
— 40	14,5	0,038	— 31	55,5

Die obigen Werte (abgerundet) sind dem TS-Diagramm für Äthylen des kryogenischen Institutes in Leiden (Holland) entnommen.

Berechnungsbeispiel: Im folgenden soll an Hand der Tabellen 1 und 2 die Berechnung einer Kältemaschinenanlage erläutert werden:

Es sollen für eine NH_3 -Kälteanlage von 100 000 kcal stündlicher Leistung, die bei einer Verdampfungstemperatur von -10° , einer Temperatur des flüssigen Ammoniaks von $+15^\circ$ vor dem Regulierventil und einer Verflüssigungstemperatur von $+25^\circ$ im Kondensator zu erfolgen hat, folgende Hauptdaten ermittelt werden:

Ansaugeleistung bzw. Abmessungen des Verdichters;

Durchmesser der Saug- und Druckleitung;

Arbeits- und Kühlwasserverbrauch pro h.

Aus Tabelle 1 ergibt sich zunächst der Wärmeinhalt eines kg Ammoniakdampfes bei -10° $i'' = 298,7$ kcal, d. h. 1 kg NH_3 -Dampf vermag bei seiner Bildung aus der Flüssigkeit diese Wärmemenge zu binden. Da jedoch die Temperatur des flüssigen Ammoniaks vor dem Regulierventil, die auch die Eintrittstemperatur in dem Verdampfer ist, 15°

beträgt, so muß die Flüssigkeit auf Kosten des Wärmeinhaltes des Dampfes zunächst bis auf die Verdampfungstemperatur abgekühlt, d. h. ihr Wärmeinhalt $i' = 16,7$ kcal von dem des Dampfes abgezogen werden, bis die Wärmebindung einsetzen kann. Für die Nutzkälteleistung pro kg NH_3 im Verdampfer stehen nur $i'' - i' = 298,7 - 16,7 = 282$ kcal pro kg zur Verfügung. Man erkennt, wie wichtig ein möglichst geringer Wärmeinhalt der Flüssigkeit ist. Für eine Kälteleistung von 100000 kcal müssen daher pro h theoretisch mindestens $100000 : 282 = 354$ kg NH_3 verdampft werden. Diese Dampfmenge ist von dem Verdichter aus dem Verdampfer abzusaugen. Da der Rauminhalt v'' eines kg NH_3 -Dampfes bei $-10^\circ = 0,418$ m³ ist, sind stündlich $0,418 \cdot 354 = 148$ m³ zu entfernen. Diese stündliche Ansaugleistung müßte der Kompressor theoretisch besitzen. Es müssen aber noch eine Reihe von Verlusten berücksichtigt werden, die durch den Einfluß des schädlichen Raumes (das ist der Zwischenraum zwischen dem Kolben in der Totlage und dem Deckel, s. S. 344) im Zylinder und durch Undichtigkeiten der Ventile und Kolbenringe entstehen. Weitere Verluste werden durch etwa aus dem Verdampfer in den Zylinder mitgerissene Flüssigkeitsteilchen verursacht, die im Zylinder nachverdampfen und die nutzbar angesaugte Dampfmenge verringern; auch die wechselnde Erwärmung und Abkühlung der Zylinderwände, die zu Wärmeverlusten führt, macht sich störend bemerkbar. Alle diese Verluste werden in einem Gesamtwirkungsgrad λ , der mit Lieferungsgrad bezeichnet wird, zusammengefaßt, der je nach Größe und Ausführung des Verdichters und der Anlage zwischen 0,63 und 0,74 schwankt. Er gibt das Verhältnis der wirklich vom Kompressor angesaugten Gasmenge zu derjenigen Menge an, die ein verlustloser Kompressor ansaugen würde. Das tatsächliche Ansaugvolumen in unserem Beispiel beträgt daher $148 : 0,67 = 220$ m³ pro h.

Bei einer Bestimmung der lichten Weite für die Saugleitung kann man eine zulässige Geschwindigkeit des Dampfes von 15—20 m/s zugrunde legen. Unter Berücksichtigung der handelsüblichen Rohre wählt man den lichten Rohrdurchmesser der Saugleitung zu 70 mm. In gleicher Größe wird gewöhnlich die Druckleitung ausgeführt, obgleich man wegen des geringeren Volumens einen kleineren Durchmesser wählen könnte.

Der Arbeitsverbrauch des Verdichters läßt sich aus Tabelle 2 ermitteln. Bei einer Verdampfungstemperatur von -10° , einer Verflüssigungstemperatur von $+25^\circ$ und einer Unterkühlung des flüssigen NH_3 vor dem Regulierventil auf $+15^\circ$ ergibt sich eine theoretische Kälteleistung pro PS_i^1 und h von 4291 kcal/h, d. h. unter Aufwand von 1 PS_i während 1 h vermag man theoretisch eine stündliche Kälteleistung von 4291 kcal zu erzeugen. Auch hier muß der Mehraufwand an Arbeit berücksichtigt werden, der durch die praktischen Abweichungen von den theoretischen Voraussetzungen, z. B. der adiabatischen Kompression und Expansion, der isothermischen Wärmezufuhr und -abfuhr und der Änderung des Dampfzustandes entsteht. Je nach Größe und Aus-

¹ PS_i = indizierte Pferdekraft.

führung der Anlage kann man die Verringerung der Kälteleistung oder den indizierten Wirkungsgrad η_i zu 0,7—0,8 annehmen. Hierzu kommt noch der Mehrverbrauch an Arbeit zur Überwindung der mechanischen Reibungsverluste innerhalb des Verdichters, der durch den mechanischen Wirkungsgrad η_m erfaßt wird. η_m liegt im allgemeinen zwischen 0,8—0,9. Nimmt man daher η_i etwa zu 0,7 und $\eta_m = 0,85$ an, so erhält man je stündlich effektiv an der Kompressorwelle aufzuwendender Pferdekraftstunde $4291 \cdot 0,7 \cdot 0,85 = \sim 2540$ kcal/h oder für 100000 kcal pro h sind unter den gemachten Voraussetzungen $100000 : 2540 = 40$ PS_e¹ erforderlich.

An das Kühlwasser des Kondensators sind außer der bei der tiefen Temperatur im Verdampfer aufgenommenen Wärmemenge von 100000 kcal noch das Wärmeäquivalent der in den Verdichterzylinder eingebrachten Arbeit abzuführen. Von dem Arbeitsverbrauch von 40 PS_e pro h werden $(1 - \eta_m)$ PS_e = $(1 - 0,85) 40 = 6$ PS_e durch die Reibungsverluste des Verdichters verzehrt, so daß für den Arbeitsaufwand im Zylinder noch 34 PS_i zur Verfügung stehen. Rechnet man mit einer Erwärmung des Kühlwassers im Kondensator um 10°, so sind pro h
$$\frac{100000 + 34 \cdot 632}{10} = \sim 12,5 \text{ m}^3$$
 Kühlwasser aufzuwenden (632 bedeutet den Wärmewert einer PS/h).

Aus Tabelle 2 geht hervor, daß der Arbeitsverbrauch einer Kältemaschine um so geringer oder die spezifische Kälteleistung, das ist die Kälteleistung je PS/h, um so größer wird, je kälter und reichlicher das Kühlwasser ist (besonders wichtig bei CO₂), vor allem jedoch je geringer das Temperaturgefälle ist, innerhalb dessen sich der Kälteprozeß abspielt. Auf möglichst hohe Verdampfungs- und niedrigste Verflüssigungstemperatur ist daher bei Ausbildung der Apparate zu achten. Aus diesem Grunde ist es auch wichtig, die Verdampfungstemperatur niemals tiefer zu wählen, als für die Wärmeentziehung erforderlich ist. Wenn z. B. eine bestimmte Wärmemenge bei —10° entzogen werden kann, ist es unwirtschaftlich, mit einer Verdampfungstemperatur von etwa —20° in der Anlage zu arbeiten. Schätzungsweise kann man annehmen, daß die spezifische Kälteleistung mit steigender Verflüssigungs- und sinkender Verdampfungstemperatur je Grad um 4%, mit steigender Temperatur vor dem Regulierventil um etwa 1/3% je Grad abnimmt.

B. Ausführung der Kompressionsmaschinen.

1. Ausführung der Verdichter.

Die Verdichter werden zweckmäßig in zwei Gruppen unterteilt, in Ein- und Mehrstufenverdichter. Zu den letzteren gehören auch die Turboverdichter. Jede dieser Arten kann liegend oder stehend ausgeführt werden (Turboverdichter nur horizontal).

¹ PS_e = effektive Pferdekraft.

a) Einstufenverdichter.

Grundsätzlich ist ihre Bauart die gleiche wie die der bekannten Luftkompressoren. Da sie jedoch meist stark riechende und gesundheitsgefährliche Dämpfe zu verdichten haben, ist eine wichtige Forderung bei ihrem Entwurf und ihrer Herstellung zu erfüllen: möglichst große Dichtheit aller derjenigen Teile, die mit den Dämpfen in Berührung kommen, vor allem des Zylinders und der Absperrungen, die gegen die Umgebung abschließen, besonders der Stopfbüchsen.

Der Zylinder muß daher aus hochwertigem, möglichst dichtem Gußeisen hergestellt und in seiner Formgebung äußerst einfach sein, damit Undichtheiten vermieden werden. Die Arbeitsventile sind leicht, einfach und aus bestem Material, z. B. Chromnickelstahl, anzufertigen, damit im Betrieb eine Auswechslung schadhafter Ventile, mit der stets Verluste an Kältemittel und Belästigung der Umgebung verbunden sind, nur selten vorkommt. Der Kolben soll leicht auszubauen sein. Diese Forderung wird am besten erfüllt durch Anbringen der Ventile im Zylindermantel, da hier nach Entfernen des hinteren Deckels ohne Demontage von Leitungen der Kolben einfach herausgezogen und seine Ringe untersucht werden können. Ferner kann man rings um den Zylindermantel eine größere Anzahl von Ventilen mit großem Querschnitt unterbringen. Leider besitzt diese Anordnung den Nachteil, daß der schädliche Raum, zu welchem außer dem Zwischenraum in der Totlage zwischen Kolben und Deckel die Zu- und Ableitungswege zu den Arbeitsventilen zu rechnen sind, sehr groß ausfällt.

Zur Vermeidung dieses Übelstandes findet man bei manchen guten Ausführungen die Ventile im Deckel angeordnet, wobei man bewußt die schwierige Demontage bei der Untersuchung des Zylinderinnern mit in Kauf nimmt. Ein weiterer Vorteil dieser Konstruktion liegt in der einfachen Herstellung der Zylinder, die wie normale Laufbüchsen angefertigt werden. Von diesen Sonderheiten abgesehen, werden die Verdichter in der allgemein üblichen Ausführung neuzeitlicher Maschinen auf den Markt gebracht. Die genaue Zentrierung aller Paßflächen ist überall angewandt, was auch für das Dichthalten der Stopfbüchse wichtig ist. Der Kreuzkopf ist zentrisch mit dem Zylinder geführt, die Welle gewöhnlich in einem Gabelrahmen doppelt gelagert. Bei größeren Ausführungen tritt noch ein Außenlager hinzu. Da die Umdrehungszahlen mit Rücksicht auf elektrischen Antrieb heute stark gesteigert sind, ist besonderer Wert auf kräftige und zuverlässige Schmierung gelegt. Bei den älteren und billigeren Ausführungen erfolgt die Schmierung des Zylinderinnern durch einen einfachen, auf der Stopfbüchse angebrachten Tropföler, aus der die hin- und hergehende Kolbenstange die an ihr haftengebliebene Ölschicht in den Zylinder fördert. Diese Schmierungsart genügt bei hohen Kolbengeschwindigkeiten und Überhitzungstemperaturen nicht mehr. Man benutzt daher die aus dem Verbrennungsmotorenbau bekannten Druckschmierapparate und führt das Schmieröl unter Druck in die Stopfbüchse und auch unmittelbar in den Zylinder. Durch diese kräftige Schmierung wird die Reibungs- und Kompressionswärme zum Teil vom Öl aufgenommen und die

Temperatur der Zylinderwandungen gesenkt. Von Ausnahmefällen abgesehen, läßt man daher die früher üblichen Wassermäntel um Zylinder

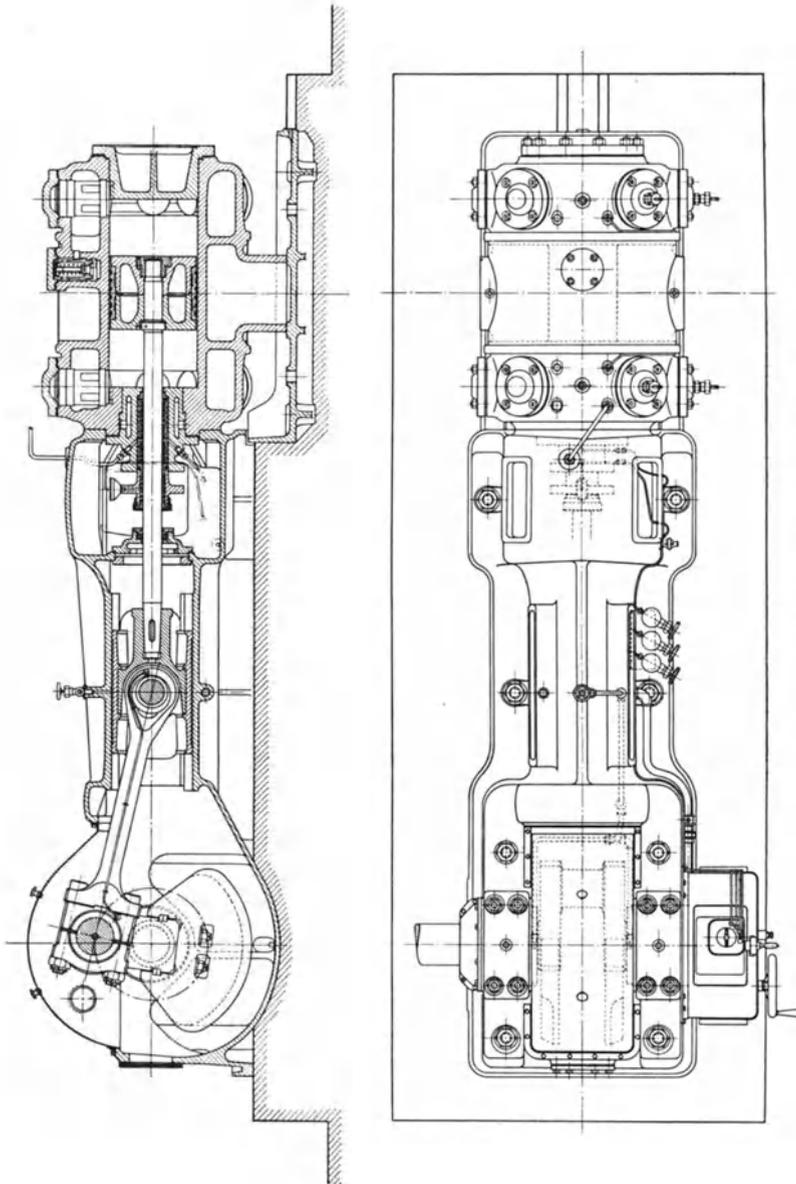


Abb. 5. Liegender Einstufenverdichter (Linde).

und Stopfbüchse fort. Für die Schmierung muß besonderes, den tiefen Temperaturen standhaltendes, reines Mineralöl verwandt werden, das

zweckmäßig etwa folgende Eigenschaften besitzt: Flammpunkt 155 bis 160°, Stockpunkt — 30°, Viscosität 8—10 E.

Zur Schmierung der übrigen beweglichen Teile des Verdichters kann das gebräuchliche Maschinenöl genommen werden, das mit Zahnradöl-pumpen (s. S. 347) den einzelnen Schmierstellen zgedrückt wird. Dieses ablaufende Öl sammelt sich in einem tiefliegenden Behälter, aus dem es die Pumpe wieder entnimmt und in stetigem Kreislauf durch ein Filter in die Schmierstellen fördert. Um das Verspritzen des Öles zu vermeiden, sind alle beweglichen Teile eingekapselt. Die Verschlüsse können jedoch zur Kontrolle der einzelnen Lagerstellen leicht entfernt werden. Einen Einstufenverdichter liegender Bauart, wie er von führenden deutschen Firmen mit geringen Abweichungen ausgeführt wird, gibt Abb. 5.

Die liegenden Verdichter werden stets zur Erreichung kleiner Zylinderabmessungen doppeltwirkend ausgeführt, wobei die Arbeitsventile entweder an den beiden Zylinderenden oder in den Deckeln angeordnet sind. Bei jedem Hubwechsel findet also eine Umkehr des Dampfstromes statt (Wechselstrom). Die bei einem Hubende aus dem Verdampfer kommenden kalten Dämpfe prallen auf die Zylinderwandungen und Kolben, die vom vorhergehenden Hub durch die Kompression noch stark erhitzt sind, so daß ein ständiger Temperaturwechsel in diesen Zylinderteilen entsteht. Die hierbei auftretenden thermischen Verluste beeinflussen den Wirkungsgrad ungünstig. Man geht daher in neuerer Zeit bei größeren Einheiten — bei kleineren geschah es schon früher — in Deutschland dem Beispiel Amerikas und Englands folgend zum Bau stehender Verdichter über, bei denen der Nachteil des Wechselstromes vermieden wird. Da man diese Verdichter einfachwirkend ausführt, können an dem einen stets kalten Ende die kalten Dämpfe einströmen, während die verdichteten und erhitzten Dämpfe an dem stets warmen Ende den Zylinder verlassen. Die Dämpfe durchströmen also in gleicher Richtung den Zylinder, weshalb diese Verdichter als Gleichstromverdichter bezeichnet werden [Shipley: Ztschr. ges. Kälteind. 32, 125 (1925)]. Das warme Ende des Zylinders umgibt man zweckmäßig mit einem Kühlwassermantel, damit ein Teil der Kompressionswärme abgeführt und eine Wärmeanstauung vermieden wird. Infolge ihrer einfachwirkenden Arbeitsweise müssen diese Verdichter größere Zylinderabmessungen erhalten, sie werden daher mehrzylindrisch und mit größerer Umdrehungszahl ausgeführt. Gleichzeitig wird durch die Unterteilung der Ansaugleistung auf mehrere Zylinder ein gleichmäßiger ruhiger Gang erzielt. Neuerdings sind wieder Bestrebungen im Gange, durch entsprechende Ausbildung der Lager und Stopfbüchse auch bei den liegenden Kompressoren höhere Umdrehungszahlen zu ermöglichen und den Vorsprung der stehenden Maschinen in bezug auf Gewichts- und Preisersparnis einzuholen.

In Abb. 6 ist ein stehender zweizylindrischer Gleichstromkompressor im Schnitt wiedergegeben. Die Saugventile sind in den Kolben, die Druckventile in den Zylinderköpfen untergebracht (vgl. auch Abb. 14). Der Sitz des Druckventils wird durch eine starke Feder auf das

Zylinderende gepreßt, damit er bei auftretenden Flüssigkeitsschlägen oder Ventilbrüchen nachgeben kann. Dadurch wird eine Zerstörung von Zylinder und Kolben verhindert. Durch Anordnung einer zweiten Sicherheitsvorrichtung, die auch bei liegenden Kompressoren stets vorgesehen wird, etwa einer Verbindung zwischen Saug- und Druckleitung, die bei zu starker Drucksteigerung durch Brechen einer Sprengplatte oder Öffnen eines Sicherheitsventils freigegeben wird, ist

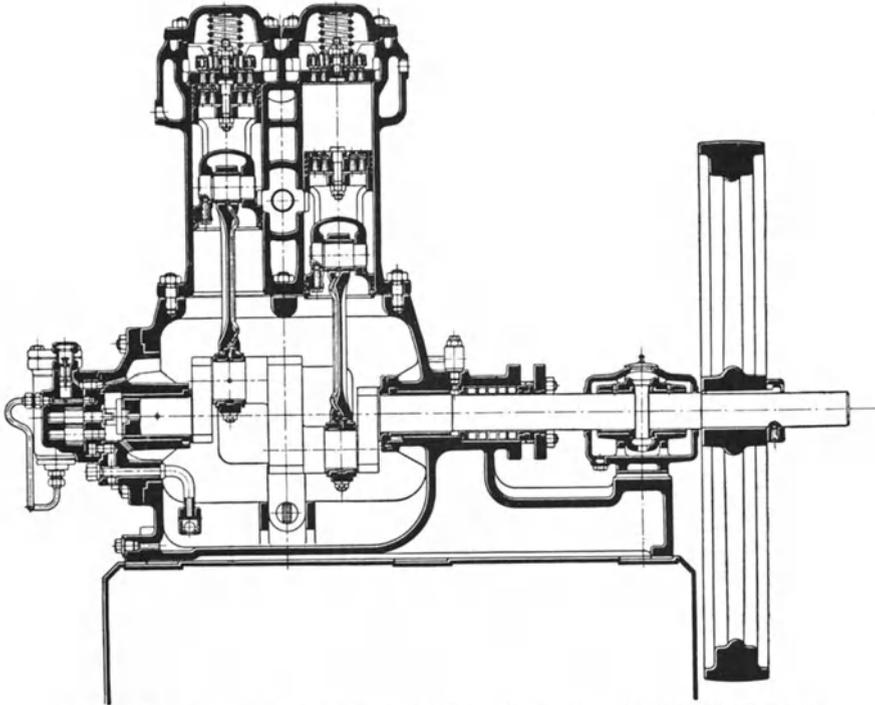


Abb. 6. Stehender zweizylindrischer Gleichstromkompressor im Schnitt (Borsig).

der Schutz des Kompressors weiter erhöht. Vermittels einer kleinen Zahnradölpumpe, die im Innern des Gehäuses angebracht und direkt von der Welle angetrieben ist, werden alle Lagerstellen unabhängig von der jeweiligen Drehrichtung des Verdichters zuverlässig geschmiert. Mit Hilfe eines durch den Pumpendruck hochgepreßten K öl b c h e n s, dessen Stellung während des Betriebes durch ein Schauglas leicht beobachtet werden kann (D.R.P. 495282), ist die Arbeitsweise der Pumpen jederzeit zu prüfen. Ein von außen leicht zugängliches Druckfilter, seitlich am Gehäuse angebracht, ermöglicht die Reinigung des umlaufenden Öles. Durch Umgehungsleitungen kann in einfachster Weise die Saug- mit der Druckleitung kurz geschlossen werden, so daß ein unbelasteter Anlauf des Verdichters, der namentlich bei direktem Antrieb durch einen Elektromotor wichtig ist, erfolgen kann. Auch besteht die

Möglichkeit, die Saug- mit der Druckseite zu vertauschen und dadurch bei Reparaturen den Kondensator von Flüssigkeit zu entleeren.

Die stehenden Kompressoren werden in Deutschland bis zu einer Normleistung von etwa 1 000 000 kcal/h gebaut, in England und Amerika etwa bis zu 2 000 000 kcal/h und je nach ihrer Größe mit 2 bis 4 Zylindern ausgeführt.

b) Mehrstufenverdichter.

Übersteigt der Unterschied zwischen Verdampfungs- und Verflüssigungstemperatur die Grenze von 50°, so werden zweckmäßig die Verdichter als Mehrstufenverdichter ausgeführt (s. auch S. 338). Sie werden bei größeren Einheiten meist liegend, bei Schiffskühlanlagen der Platzersparnis halber und von mehreren ausländischen Firmen normal auch stehend ausgeführt.

Wie die Einstufen- sind auch die Mehrstufenverdichter für Kälteanlagen den Luftkompressoren mit Stufenkolben nachgebildet, nur ist bei ihrer Konstruktion wiederum auf die Ausführung der Stopfbüchse zu achten. Mit Rücksicht auf das tiefe Vakuum, in dem sehr häufig die Niederdruckzylinder arbeiten, ist die Anzahl der Kolbenstangenstopfbüchsen, die gegen die Außenluft abdichten müssen, auf das äußerste zu beschränken. Die Stopfbüchsen sind möglichst an dem Hoch- oder Mitteldruckzylinder anzuordnen, in deren Innern meist Überdruck herrscht. Bei Festlegung der einzelnen Zylinderabmessungen ist die zweckmäßige Unterteilung des Druck- bzw. Temperaturgefälles und damit des Volumverhältnisses der einzelnen Zylinder zueinander besonders wichtig. Die Zylinder müssen so zueinander abgestimmt sein, daß das Triebwerk weitgehend ausgenutzt, der Arbeitsbedarf auf die einzelnen Stufen möglichst gleichmäßig verteilt und die günstigste spezifische Kälteleistung erreicht wird.

Da die Verdichtung sich in mehreren Stufen abspielt, wird der Liefergrad erheblich günstiger als bei einer unter gleichen Verhältnissen arbeitenden Einstufenmaschine.

Der Kolben wird gewöhnlich als Stufenkolben ausgebildet. Auf gut abdichtende Kolbenringe ist besonders zu achten. Bei größeren Abmessungen wird zur Schonung des Zylinders die untere Tragfläche des Kolbens mit Weißmetall ausgegossen. Die Ventile werden als leichte, selbsttätige Plattenventile ausgebildet, namentlich bei den Niederdruckzylindern, da hier wegen des Vakuums nur geringe Kräfte für die Ventilbewegung zur Verfügung stehen. Bei besonders tiefem Vakuum müssen jedoch die Ventile zwangsläufig gesteuert werden, wobei auf die bewährten und bekannten Konstruktionen der Vakuumpumpen und Dampfmaschinen zurückgegriffen wird.

Für kleinere Leistungen werden die Mehrstufenverdichter, namentlich die Verbundkompressoren, einfachwirkend gebaut (Abb. 7). Diese Bauart gestattet die Anfertigung der Zylinder aus einem Gußstück, daher billige Herstellung, erhöht jedoch den Ungleichförmigkeitsgrad der Maschine, was bei direktem Antrieb durch Elektromotoren nachteilig ist.

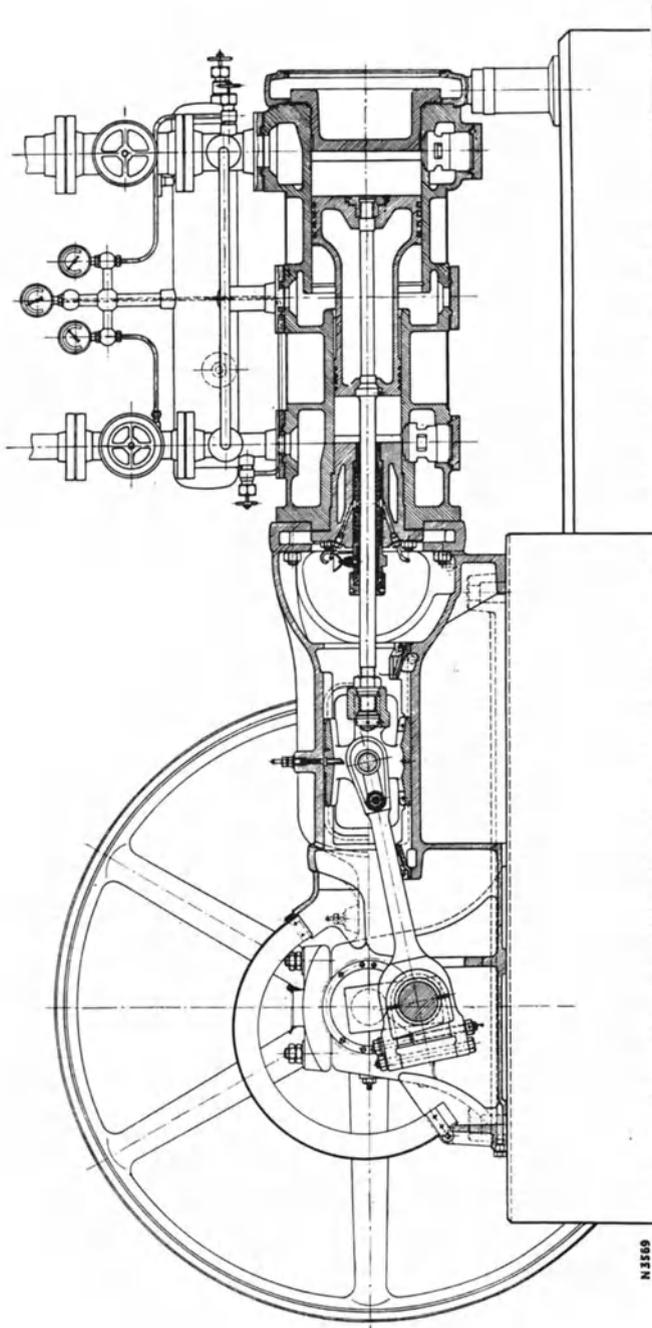


Abb. 7. Einfachwirkender Verbundkompressor (Borsig).

Der ringförmige, von dem Hochdruckzylinder und der Rückseite des Niederdruckkolbens gebildete Teil wird häufig mit dem Zwischengefäß in Verbindung gebracht. Er steht dann stets unter Mitteldruck. Besser ist jedoch der Anschluß an die Saugseite, da bei dieser Schaltung das Ansaugen aus dem Verdampfer auf zwei Hübe gleichmäßiger verteilt erfolgt und der Ungleichförmigkeitsgrad günstiger wird (D.R.P.). Der Ausbau des Stufenkolbens geschieht in der gleichen Art wie bei den Einstufenkompressoren. Bei größeren Einheiten werden die Abmessungen der einfachwirkenden Niederdruckzylinder zu groß, weshalb man hier doppeltwirkende Bauart anwenden muß. Bei diesen Typen kann man den

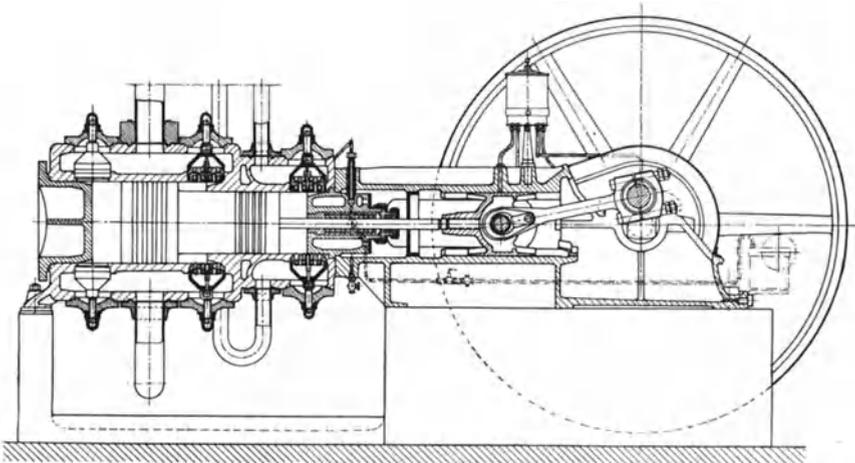


Abb. 8. NH_3 -Zweistufenkompressor mit doppeltwirkender Niederdruckstufe (Freundlich).

Hochdruckzylinder einfachwirkend lassen (s. Abb. 8), wobei als Vorteil wieder die einfache Herstellung der Gußstücke, als Nachteil der ungünstige Ungleichförmigkeitsgrad und die unvollständige Ausnutzung des Triebwerkes in Kauf genommen werden muß. Häufig wird der Hochdruckteil in zwei einfachwirkende Zylinder zerlegt, die zu beiden Seiten des Niederdruckzylinders angeordnet werden. Allerdings sind die Gußstücke hier schwieriger, jedoch wird das Gestänge vorteilhafter ausgenutzt und der Ungleichförmigkeitsgrad verbessert. Diese Ausführung ist in Abb. 9 wiedergegeben. Die Prüfung des Zylinderinnern und der Kolben ist auch hier nach Entfernen des hinteren Hochdruckzylinders leicht möglich. Hervorzuheben ist die Abschrägung des Niederdruckzylinders und des Kolbens, welche Ventile mit größeren Durchströmquerschnitten und damit geringeren Widerständen unterzubringen gestattet und einen kleinen schädlichen Raum bedingt, Vorteile, die sich besonders bei niedrigen Drucken auswirken. Durch die Schrägstellung der Saugventile auf der oberen Hälfte, der Druckventile auf der unteren, wird das Öffnen der Ventile durch ihr eigenes Gewicht erleichtert.

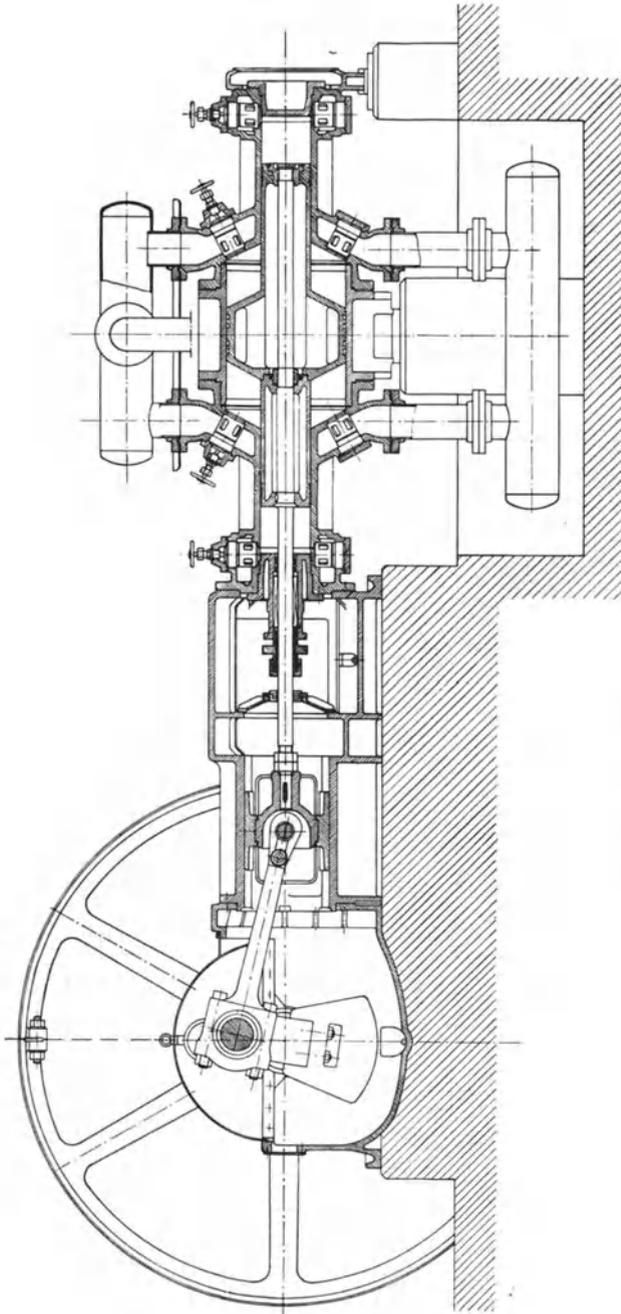


Abb. 9. Zweistufiger, doppeltwirkender Ammoniakkompressor (Borsig).

Bei tieferen Temperaturen von -50 bis -55° an, namentlich bei hohen Kühlwassertemperaturen geht man zu Drei-, eventuell auch Vierstufenverdichtern über. Die Ausführung eines solchen Dreistufenkompressors zeigt Abb. 10. Die Kälteanlage, zu der der abgebildete

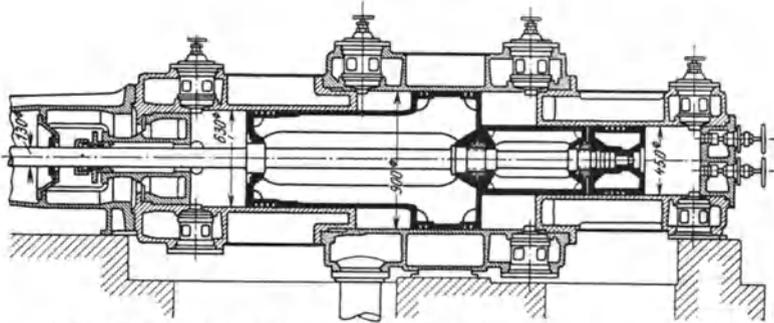


Abb. 10. Schnitt durch die Zylinder eines Dreistufenkompressors (Borsig).

Kompressor gehört und die in einer Ammoniakfabrik in Pennsylvanien (USA.) aufgestellt wurde, dient zweierlei Zwecken [vgl. G. Dotterweich: Ztschr. Ver. Dtsch. Ing. 76, 597 (1932)]. Zunächst soll sie bei

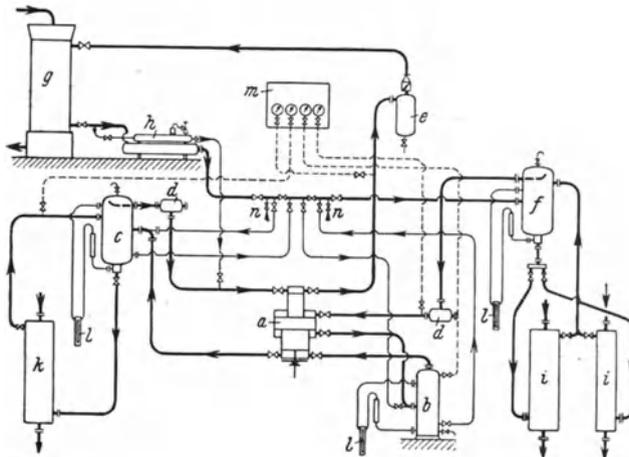


Abb. 11. Schema der Wirkungsweise einer Kälteanlage für dreistufige Kompression bei -50° und -10° Verdampfungstemperatur. *a* Kompressor, *b* Zwischenkühler 1, *c* Zwischenkühler 2, *d* Seiher, *e* Ölabscheider, *f* NH_3 -Abscheider, *g* Röhrenbündelkondensator, *h* NH_3 -Sammler, *i* Verdampfer 1 (-55°), *k* Verdampfer 2 (-10°), *l* Flüssigkeitsfern-anzeiger, *m* Manometertafel, *n* NH_3 -Einziehsutzen.

einer Verdampfungstemperatur von -55° Luft für eine Luftzerlegungsanlage vorkühlen und aus dem katalytisch umgesetzten Gasgemisch (75% H_2 und 25% N) das gewonnene Ammoniak kondensieren. Dieses Gasgemisch soll ferner vor der Kondensation des NH_3 bei -10° in einem besonderen Kühler vorgekühlt werden.

Das Temperaturgefälle von -55° im Verdampfer bis $+35^{\circ}$ im Verflüssiger wird auf drei Zylinder verteilt und gleichzeitig die Schaltung so getroffen, daß der Mitteldruckzylinder seine Dämpfe in ein Sammelgefäß *c* drückt, in das auch die im Vorkühler *k* bei -10° entstandenen Dämpfe einströmen. Aus dem Sammelgefäß saugt dann der Hochdruckzylinder den gesamten Dampf ab und fördert ihn, auf Kondensatordruck verdichtet, zum Kondensator *g* (Schema dieser Arbeitsweise zeigt Abb. 11). Auf der vorderen Seite des in der Mitte befindlichen Niederdruckzylinders (Abb. 10) ist der Mitteldruck-, auf der hinteren der Hochdruckzylinder angeordnet. Der Niederdruckzylinder arbeitet doppelwirkend, die beiden anderen einfachwirkend. Das Zylindergehäuse ist aus drei Teilen zusammengesetzt, die durch entsprechende Einsatz-

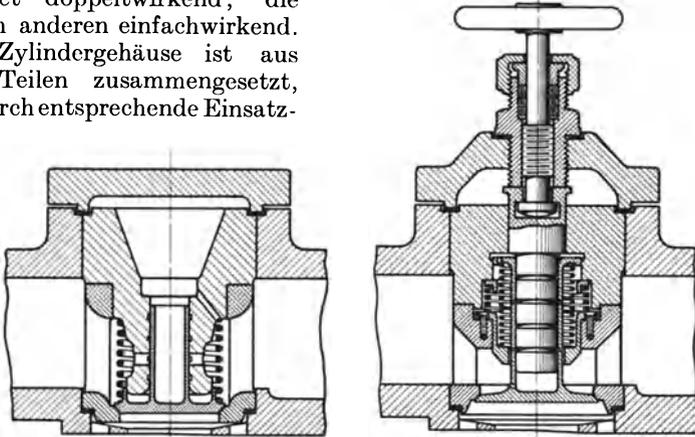


Abb. 12. Kegelventile für NH_3 -Kompressoren.

flächen zentriert sind. Mit Rücksicht auf die Wärmeausdehnung sind die Zylinderfüße in zwei schmierbaren Ringführungen frei beweglich. Auf eine sorgfältige Schmierung des schweren Kolbens ist besonders geachtet; sie erfolgt im oberen und unteren Teil der Zylinder durch einen zentralen Öler. Der vordere Kolbenteil, nämlich der Mittel- und Niederdruckkolben, ist als ein Stück ausgebildet und mit der Kolbenstange nur auf der hinteren Anschlußseite zusammen mit dem Hochdruckkolben fest verbunden. Der hintere Teil des Hochdruckkolbens ist an der Kolbenstange durch ein Kugelgelenk angeschlossen, um Verspannungen beim Zusammenbau und während des Betriebes zu verhindern. Im Deckel des Hochdruckzylinders sind abschaltbare Zusatzräume vorgesehen, die es gestatten, durch Vergrößerung des schädlichen Raumes die Kälteleistung wirtschaftlich bis zu 60% zu verringern. Die Maschine ist mit einem kräftigen, modernen, vollkommen geschlossenen Bajonett-rahmen ausgestattet.

Die Ventile werden allgemein als selbsttätig wirkende Tellerventile ausgeführt, eine seltene Ausnahme bilden nur die oben erwähnten gesteuerten Ventile der im tiefen Vakuum arbeitenden Niederdruckzylinder mehrstufiger Kompressoren.

Man unterscheidet nach der Ausbildung der Dichtungsfläche zwei Arten: Kegelventile (Abb. 12) und Plattenventile (Abb. 13). Die Kegelventile lassen sich wegen ihrer schrägen Dichtungsfläche leichter ein-

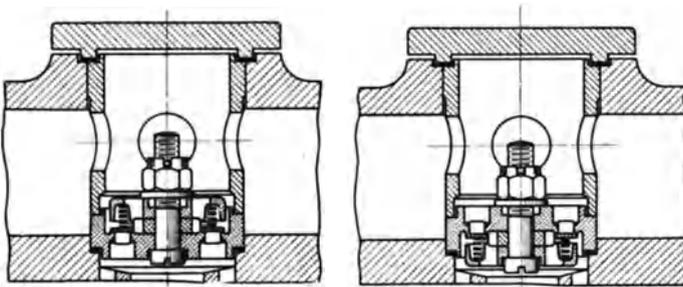


Abb. 13. Plattenventile für NH_3 -Kompressoren.

schleifen und abdichten, verursachen jedoch infolge ihres größeren Gewichtes ein stärkeres Geräusch und eignen sich weniger für hohe Umdrehungszahlen. Durch Anordnung von Puffern und Doppelfedern hat man mit Erfolg die Stöße beim Aufsetzen auf die Dichtflächen herabgemindert. Zum erleichterten, möglichst unbelasteten Anfahren des Kompressors werden die Saugventile meist durch eine Niederschraubvorrichtung von ihrem Sitz abgehoben, wodurch eine Verdichtung der angesaugten Dämpfe verhindert wird.

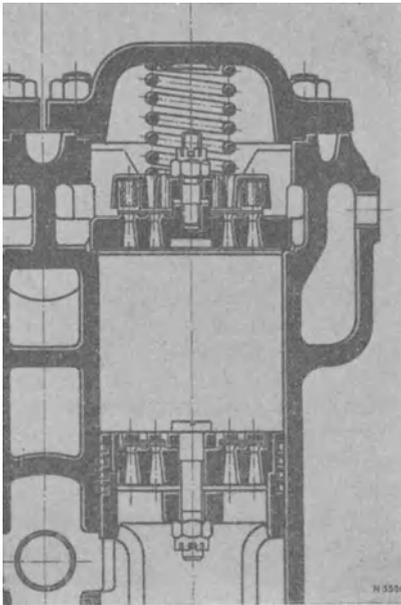


Abb. 14. Plattenventile eines stehenden Kompressors.

Häufig verbindet man durch eine kleine Leitung den Raum oberhalb des Ventilkolbens (Abb. 12) mit der Sicherheitsleitung — der Verbindung zwischen Saug- und Druckleitung —, so daß auf das Saugventil bei frei gegebener Sicherheitsleitung der hohe Druck wirkt und ein Schließen des Ventils und damit eine weitere Drucksteigerung verhindert wird.

Bei den Verdichtern mit höheren Umdrehungszahlen findet man in neuerer Zeit in steigendem Maße das einfache und billige Plattenventil, nachdem hier die Materialfrage — es wird meist Chromnickelstahl verwendet — zufriedenstellend gelöst ist. Eine Ausführung moderner Plattenventile, wie sie namentlich bei stehenden Maschinen bevorzugt werden, gibt Abb. 14 wieder. Das Saugventil wird meist am Kolben angebracht.

Bei den Verdichtern mit höheren Umdrehungszahlen findet man in neuerer Zeit in steigendem Maße das einfache und billige Plattenventil, nachdem hier die Materialfrage — es wird meist Chromnickelstahl verwendet — zufriedenstellend gelöst ist. Eine Ausführung moderner Plattenventile, wie sie namentlich bei stehenden Maschinen bevorzugt werden, gibt Abb. 14 wieder. Das Saugventil wird meist am Kolben angebracht.

Obgleich das Schließen der Ventile durch die beim Hubbeginn auftretenden Massenwirkungen unterstützt wird, bringt man namentlich bei größeren Abmessungen und höheren Umdrehungszahlen zur Beschleunigung des Ventilschlusses kleinere Federn an, die gleichzeitig als Puffer dienen. Ein Plattenventil für liegende Kompressoren mit Abhebevorrichtung zeigt Abb. 15.

Einen besonders wichtigen Konstruktionsteil bildet die Stopfbüchse. Sie soll verhindern, daß die verdichteten Dämpfe aus dem Zylinderinnern entweichen. Während man früher Weichpackungen verwandte, die aus Baumwollringen, mit Öl oder Fett getränkt, bestanden, haben sich heute allgemein Metallpackungen eingeführt, die sich aus federnden Metallringen, häufig mit Graphit oder getränktem Fasermaterial gefüllt, zusammensetzen. Sie dichten besser ab und schonen mehr die Kolbenstange, auch leiten sie die beim Gleiten der Stange durch die Packung

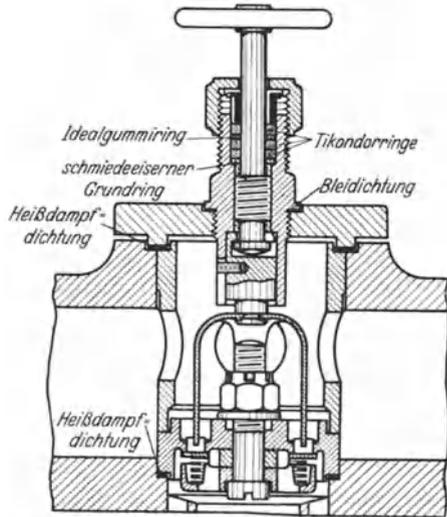


Abb. 15. Plattenventil mit Abhebevorrichtung.

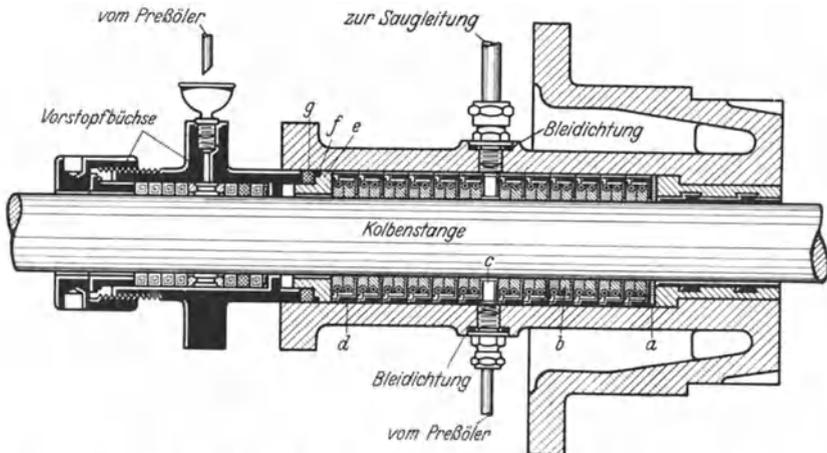


Abb. 16. Stopfbüchse. a Heißdampfdichtung, b Federringe, c Laterne, d Kammerringe, e Schlußring, f Bleischeibe, g Gummiring.

entstehende Wärme schneller ab. Wie aus Abb. 16 ersichtlich, wird die Packung durch ein Zwischenstück *c*, Laterne oder Ölkammer bezeichnet, in zwei Hälften geteilt. Die bei der Verdichtung etwa durch die

hinteren Ringe eindringenden Dämpfe werden aus dem Zwischenstück, das durch ein kleines Rohr mit der Saugleitung in Verbindung steht, vom Kompressor abgesaugt, so daß der Vorderteil der Stopfbuchse stets unter Saugspannung steht. Die vordere Ringreihe wird durch eine Bleischeibe *f* und einen Gummiring *g* verschlossen und das Ganze durch eine Vorstopfbuchse fest angepreßt.

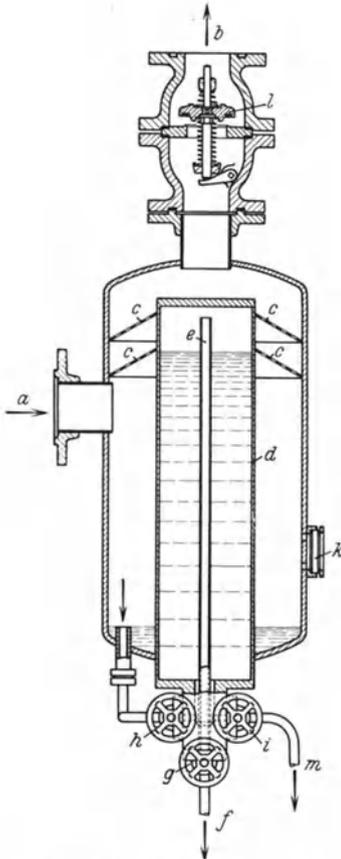


Abb. 17. Ölabscheider. *a* Dampfeintritt, *b* Dampfaustritt, *c* Siebplatten, *d* Sammelrohr, *e* Standrohr, *f* Saugleitung, *g*, *h*, *i* Absperrventile, *k* Schau-glas, *l* Rückschlagventil, *m* Öl-ablaß.

An der Laterne befindet sich ein Anschluß für die Ölleitung, durch die eine Preßpumpe Öl zum Abdichten und Schmieren der Stopfbuchse bzw. der Kolbenstange drückt, das auch gleichzeitig, falls keine besonderen Schmierstellen vorgesehen sind, den Zylinder schmiert.

Das in den Zylinder gelangte Öl würde, wenn keine Maßnahmen dagegen getroffen werden, mit den verdichteten Dämpfen zum Teil in den Verflüssiger und der Rest mit der Flüssigkeit in den Verdampfer gelangen, sich an den Rohrwänden der Apparate festsetzen und dadurch den Wärmeübergang beeinträchtigen. Man baut daher in die Druckleitung vor dem Kondensator einen Öl-abscheider ein, der das mitgerissene Öl abscheidet und gleichzeitig dessen Reinigung ermöglicht. Bei kleineren Anlagen genügt ein einfaches Abscheidegefäß, in dem die im Dampf befindlichen Öltropfen sich infolge Verringerung der Geschwindigkeit und durch Richtungswechsel absetzen. Bei größeren Anlagen verwendet man besonders gebaute Öl-abscheider (Abb. 17), die eine fast restlose Wiedergewinnung des Öles und des von ihm absorbierten Kältemittels gestatten. Der vom Kompressor kommende Dampf tritt seitlich bei *a* ein, prallt hier auf eine Anzahl fein gelochter Siebe *c*, an denen sich das mitgerissene Öl abscheidet und geht dann entölt, das Rückschlagventil *l* passierend, durch den oberen Stutzen *b* in den Kondensator. Das abgeschiedene Öl sammelt sich am Boden des Gefäßes an. Da es stark mit Kältemittel durchtränkt ist, kann man es nicht ohne

weiteres ins Freie ablassen. Zum Austreiben der NH_3 -Dämpfe ist im Innern des Abscheiders ein Sammelrohr *d* angebracht, das durch ein dünnes Standrohr *e* über das Ventil *g* mit der Saugleitung *f* in Verbindung gebracht werden kann. Durch Öffnen des Ventils *g* stellt man im Sammelrohr *d* Saugspannung her, wodurch nach Schließen dieses Ventils und Öffnen des Ventils *h* das im Zwischenraum des Gefäßes angesammelte

Öl nach dem Sammelrohr übertreten kann. Der Ölstand im Ringraum wird durch das Schauglas k beobachtet. Ist das Sammelrohr genügend mit Öl gefüllt, so wird Ventil h wieder geschlossen, g nochmals einige Zeit geöffnet, während das im Öl befindliche Kältemittel durch die Rohre e und f in die Saugleitung abgesaugt wird. Diese Entfernung der Dämpfe aus dem Öl wird noch durch Beheizung mittels der das Sammelrohr umspülenden warmen Dämpfe unterstützt. Nachdem Ventil g wieder geschlossen, i geöffnet ist, wird das vom Kältemittel befreite Öl abgelassen. Bei größeren Anlagen befindet sich gewöhnlich auf dem Ölabscheider ein Rückschlagventil, das sich bei einem plötzlich auftretenden Druckabfall (Bruch der Leitungen oder des Zylinders) von selbst schließt und ein Ausströmen des Kondensatorinhaltes verhindert.

Zum Schutze des Zylinders gegen Eindringen von Schmutzteilchen aus der Rohrleitung und den Apparaten wird in der Saugleitung in unmittelbarer Nähe des Zylinders ein Siebtopf angebracht, ein einfaches Abscheidegefäß, in dem sich mehrere, leicht herausnehmbare und zu reinigende Siebe befinden. Damit der Kompressor während des Betriebes dauernd auf seiner Leistungsfähigkeit erhalten bleibt und etwaige Störungen rechtzeitig behoben werden können, ist es zweckmäßig, zeitweise durch Aufnahme von Diagrammen seine Arbeitsweise zu prüfen. Es sind daher an den Zylindern, namentlich bei mittleren und größeren Maschinen, Indicatorstutzen vorzusehen. Ebenso empfiehlt es sich, Entlüftungstutzen am Zylinder anzuordnen, damit man vor Öffnen des Zylinders, der durch besondere Absperrventile von den Leitungen abgesperrt werden kann, die im Innern angesammelten Dämpfe ohne Gefährdung des Bedienungspersonals ins Freie leitet. Zur weiteren Erleichterung der Überwachung bringt man häufig auf der Saug- und Druckseite des Verdichters Thermo- und Manometer an.

Die Ausführung der Schwefligsäure- und Kohlendioxydkompressoren unterscheidet sich nur wenig von den oben beschriebenen NH_3 -Kompressoren. Es erübrigt sich daher, ausführlich auf sie einzugehen, zumal sie in neuerer Zeit immer mehr, wenigstens bei Großanlagen, von den NH_3 -Maschinen verdrängt und nur in einigen Spezialfällen noch angewandt werden. Nur kurz sei darauf hingewiesen, daß im Vergleich zu NH_3 -Maschinen infolge der geringeren Verdampfungswärme einer Gewichtseinheit SO_2 die Zylinderabmessungen der SO_2 -Kompressoren bedeutend größer ausfallen, hingegen wegen des geringen Arbeitsdruckes die Wandungen schwächer gehalten werden können. Gewöhnlich erhalten die SO_2 -Zylinder einen Wassermantel, der die Zylinderwandungen kühlhalten und die an ihnen haftende SO_2 ein wenig verflüssigen soll. Da flüssiges SO_2 schlüpfrig ist, braucht man den Zylinder nicht mit Öl zu schmieren, wodurch die SO_2 -Dämpfe und damit die Apparate ölfrei bleiben. Trotz dieses Vorteiles schmiert man heute die Zylinder mit geeignetem Öl, da hierdurch der mechanische Wirkungsgrad erhöht und die Abnutzung des Zylinders und der Kolbenringe stark vermindert wird. Die Anordnung eines Ölabscheiders und die zeitweise erforderliche Reinigung der Apparate wird hierbei mit in Kauf genommen.

Die Ausführung eines neuzeitlichen CO_2 -Kompressors zeigt Abb. 18.

Im Gegensatz zu SO_2 -Kompressoren benötigen die Kohlendioxidverdichter nur kleine Zylinderabmessungen. Da jedoch die Zylinder infolge des hohen Betriebsdruckes gewöhnlich einem Probedruck bis zu 200 at unterworfen werden, sind starke Wandungen erforderlich. Bei ihrer Herstellung aus Gußeisen werden die Wandstärken, namentlich bei größeren Einheiten, sehr groß. Auch steigt mit dem hohen Druck die Gefahr der Undichtheit, weshalb man häufig den Zylinder aus einem vollen geschmiedeten Stahlblock herstellt, aus dem alle Öffnungen für die Bohrung, Ventile und Anschlüsse herausgearbeitet werden. Während

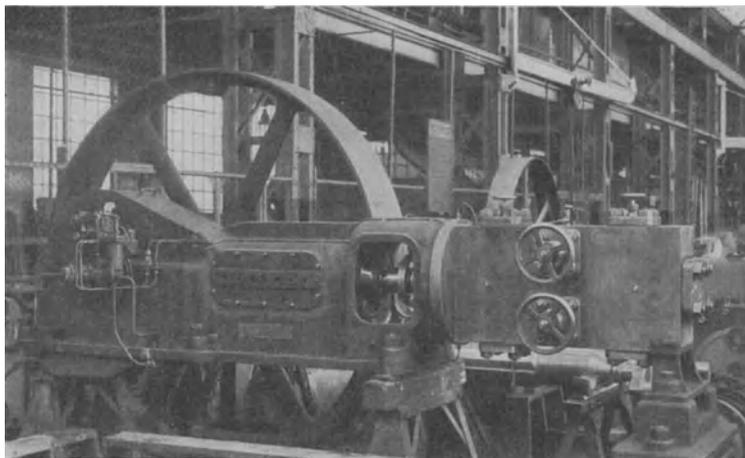


Abb. 18. CO_2 -Kompressor (Borsig).

man früher Zylinder und Stopfbüchse mit Glycerin schmierte, wird heute gewöhnliches kältebeständiges Öl verwandt. Man vermeidet so die durch das wasserhaltige Glycerin häufig eintretende Betriebsstörung. Der Kolben erhält, wie bei den NH_3 -Kompressoren, gußeiserne Ringe und die Stopfbüchse Metallpackung an Stelle der früher üblichen Lederstulpen, die einem schnellen Verschleiß unterworfen sind. Rahmen, Triebwerk und Schmierung werden in gleicher Art wie bei den NH_3 -Kompressoren ausgeführt, die Armaturen wegen des hohen Druckes meist aus Stahl oder Spezialbronze.

c) Die Turbokompressoren.

Die langjährigen Bemühungen, auch Turbokompressoren, die zu den mehrstufigen Verdichtern zu zählen sind, zur Kälteerzeugung heranzuziehen, sind in neuerer Zeit nach umfangreichen theoretischen und praktischen Forschungen mit Erfolg gekrönt worden [H. Voigt: Ztschr. VDI 73, 1145 (1929); R. Landsberg, Ztschr. ges. Kälteind. 38, 81 (1931); R. Plank: Amerikanische Kältetechnik, S. 34f. Berlin: Julius Springer 1929].

Aus den Versuchen ergab sich, daß einige Kältemittel, die sich für Kolbenmaschinen sehr gut bewähren, für Turbokompressoren ganz ungeeignet sind oder erhebliche Nachteile aufweisen. Daher war die Wahl eines brauchbaren Kältemittels eine der wichtigsten Aufgaben. An dieses sind folgende Forderungen zu stellen:

Großes Ansaugvolumen für eine bestimmte Kälteleistung, da sich Turbokompressoren nur dann wirtschaftlich verwenden lassen, wenn das stündliche Ansaugvolumen mindestens 3000 m^3 beträgt.

Geringe Druckdifferenz zwischen Verdampfer und Kondensator zur Herabminderung der Durchlässigkeitsverluste zwischen den einzelnen Rädern bzw. Druckstufen.

Kleine spezifische Wärme der Flüssigkeit, um möglichst geringe Verluste durch das Regelventil zu erhalten.

Geringe Überhitzung bei adiabatischer Kompression.

Da bekanntlich bei Turbokompressoren durch die Reibungs- und Ventilationsarbeit während der Verdichtung eine starke zusätzliche Wärmezufuhr eintritt, muß die unvermeidliche Überhitzung möglichst klein gehalten werden, um eine unzulässig hohe Temperatursteigerung zu verhindern.

Diesen Anforderungen entsprechen am besten hochmolekulare bzw. vielatomige Stoffe mit nicht zu tief liegendem Siedepunkt. Unter diesen eignen sich nach den bisherigen Feststellungen vor allem die Chlorverbindungen gewisser Kohlenwasserstoffe, namentlich Dichloräthylen ($\text{C}_2\text{H}_2\text{Cl}_2$) und Dichlormethan (CH_2Cl_2). Die wichtigsten Eigenschaften des Dichloräthylens sind ermittelt. Die spezifische Wärme der Flüssigkeit $c = 0,27 \text{ kcal pro kg}$ ist verhältnismäßig niedrig, so daß die Drosselverluste im Regelventil gering sind und eine starke Unterkühlung der Flüssigkeit nicht nötig ist. Die Verdampfungswärme bleibt innerhalb der üblichen Temperaturen fast unveränderlich, sie beträgt im Mittel 75 kcal/kg , also ungefähr 20% weniger als die des SO_2 . Hingegen ist das spezifische Volumen des Dampfes bei $-15^\circ \text{ v}'' = 3,93$ sehr groß, etwa zehnmal größer als das von SO_2 bei der gleichen Temperatur, so daß vom Turbokompressor schon bei kleinen Kälteleistungen große Dampfmen gen zu bewältigen sind. Auch die Überhitzung bei adiabatischer Verdichtung und die Differenz zwischen Verflüssigungs- und Verdampfungsdruck sind gering. Nachteilig wirken sich jedoch im praktischen Betrieb die niedrigen Arbeitsdrucke aus, die tief im Vakuum liegen. Bei -15° beträgt der Druck nur etwa $0,06 \text{ ata}$ und selbst der Verflüssigungsdruck bei $+30^\circ$ fällt noch ins Vakuum mit $0,5 \text{ ata}$. Der ganze Arbeitsprozeß spielt sich bei diesem Kältemittel im Vakuum ab. Bei manchen Anlagen, z. B. solchen, die unter Wohn- oder großen Aufenthaltsräumen aufgestellt werden, erweist sich dieser Unterdruck als Vorteil, weil bei Undichtheit kein Kältemittel in die Umgebung strömen kann. Jedoch müssen wegen der geringen Druckdifferenz, die zur Überwindung von Widerständen innerhalb der Anlage zur Verfügung steht, Sonderausführungen vorgesehen und, da ein Eindringen von Luft sich nicht vermeiden läßt, zuverlässige Vorrichtungen zu ihrer dauernden Entfernung angeordnet werden.

Die thermischen Eigenschaften des Dichlormethans sind nicht so genau wie die des Dichloräthylens erforscht. Die Verdampfungswärme ist etwas größer, sie beträgt etwa 83 kcal/kg, die Drucke liegen nicht ganz so tief wie bei Dichloräthylen, z. B. bei -15° , etwa bei 0,09 ata. Jedoch liegt auch der Kondensatordruck meist noch unter der atmosphärischen Spannung.

Mit diesen Kältemitteln ist es möglich, Turbokompressoren von etwa 150—200 000 kcal/h ab wirtschaftlich zu verwenden, während für SO_2 die untere Grenze bei 300—500 000 kcal/h und bei NH_3 sogar bei 2 000 000 kcal/h liegt. Da die Umfangsgeschwindigkeit der Schaufelräder bis zu etwa 200 m/s gewählt werden muß, liegt die Umdrehungszahl, namentlich bei kleinen Leistungen, sehr hoch. Für den Antrieb

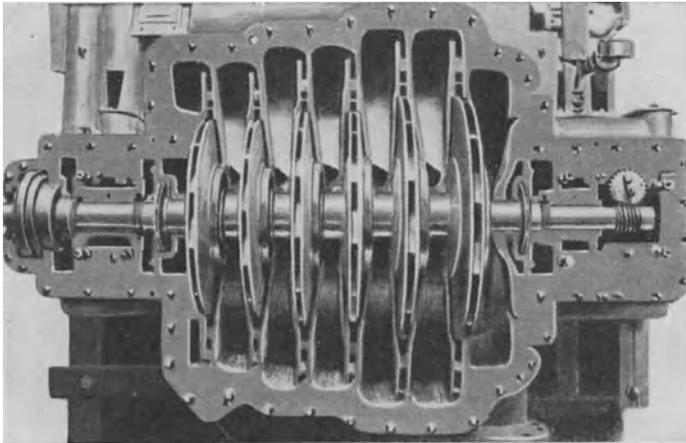


Abb. 19. Turbokompressor für Dichloräthylen (Amerikanische Ausführung).

eignen sich daher am besten direkt gekuppelte Dampfturbinen, während bei Elektromotoren meist ein Übersetzungsgetriebe eingeschaltet wird.

Dichloräthylen-Turbokompressoren werden in USA. hauptsächlich für die sog. Klimatisierungsanlagen bevorzugt. Sie sollen bei verhältnismäßig hohen Verdampfungstemperaturen größere Luftmengen für Versammlungs- und Arbeitsräume abkühlen und entfeuchten. Abb. 19 zeigt den Schnitt durch einen Dichloräthylen-Kompressor von 600 000 kcal/h. Die entsprechenden Druckstufen sind durch Labyrinthdichtungen, die Stopfbüchse der Hauptwelle gegen die Außenluft durch einen Ölverschluß abgedichtet.

In Deutschland sind NH_3 -Turbokompressoren hauptsächlich für größere Kälteleistungen zur Aufstellung gelangt. Der erste Kompressor dieser Art wurde für die Kaliindustrie, Kassel, Werk Kaiseroda, zur Ausscheidung von Glaubersalz von der Firma Brown, Boveri & Cie. Baden (Schweiz) geliefert. Man wählte ihn namentlich wegen seines geringen Platzbedarfes und der einfachen Fundamente. Er besitzt je

nach der Umdrehungszahl eine Leistung von 6—8000000 kcal/h bei -15° Verdampfungs- und $+30^{\circ}$ Kondensationstemperatur und wird in direkter Kupplung von einer 2600 PS starken Dampfturbine angetrieben, deren Umdrehungszahl zwischen 5400—6750 pro min schwankt. Ein anderer Kompressor des gleichen Fabrikates mit einer Leistung von 1540000 kcal/h bei -15° Verdampfung bzw. $+27^{\circ}$ Kondensation wurde 1929 in dem Werk Ludwigshafen der I.G. Farbenindustrie in Verbindung mit einer Borsigschen Kälteapparatur aufgestellt. Bei diesem Kompressor erfolgt der Antrieb (s. Abb. 20) durch

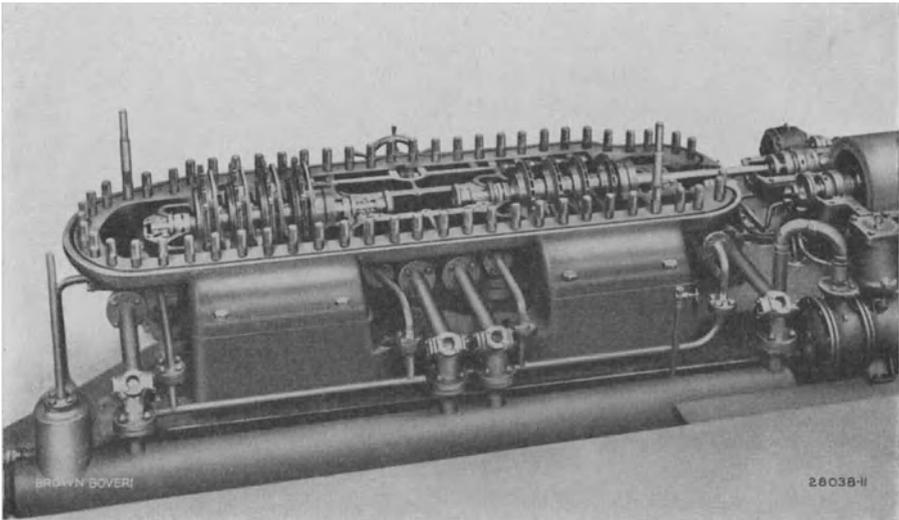


Abb. 20. NH_3 -Turbokompressor (Brown, Boveri & Cie.).

einen Drehstrommotor über ein Zahnradvorgelege, das die minutliche Umdrehungszahl des Motors von 2960 auf die des Kompressors 6000 erhöht.

Die Verdichtung geht in zwei Stufen vor sich, die Zwischenkühlung bei $+5^{\circ}$ durch Einspritzen von 11,6% flüssigem Ammoniak. Die maximale Umfangsgeschwindigkeit der Schaufelräder beträgt 218 m/s. Alle Lager, auch die Zwischenlager, sind im Innern des Gehäuses untergebracht, so daß nur noch eine Stopfbüchse abzudichten ist, die ständig unter Drucköl steht. Das zum Schmieren der Innenlager und Dichthalten der Stopfbüchse verwendete Öl, das NH_3 aufnimmt, muß bei seiner Zirkulation von der Außenluft abgeschlossen bleiben. Die Regelung der Kälteleistung geschieht durch bewegliche Diffusorschaukeln (Abb. 20, linke Hälfte), die ähnlich den im Wasserturbinenbau bekannten Leiträdern wirken. Da der Turbokompressor nur ein bestimmtes maximales Druckverhältnis überwinden kann, seine Fördermenge jedoch von diesem Verhältnis abhängt — sie nimmt bei sinkendem Druckverhältnis zu und fällt mit steigendem — muß der

Ausbildung der Reguliervorrichtung, die bei Kälteanlagen mit ihrem wechselnden Kältebedarf und den häufig schwankenden Verdampfer- und Kondensatordrücken besonders wichtig ist, große Aufmerksamkeit gewidmet werden. Die Regelung durch Diffusoren erscheint bis heute als die einfachste und wirtschaftlichste. Auch auf eine gute konstruktive Ausbildung der Stopfbüchse und ihre möglichste Verringerung, namentlich bei den im tiefen Vakuum arbeitenden Kompressoren, ist besonders zu achten. Die neueren Bestrebungen führender Firmen gehen daher dahin — ähnlich wie bei den kleinen Kälteanlagen — auch bei Großanlagen die Stopfbüchse ganz zu vermeiden und den Kompressor gleichzeitig mit dem Elektromotor in einem gemeinsamen gasdichten Gehäuse gegen die Außenluft ganz abzuschließen.

2. Ausführung der Apparate.

Die neben dem Verdichter erforderlichen Apparate einer Kälteanlage sind in erster Linie Kondensator und Verdampfer, dazu kommen noch einige Hilfsapparate und Armaturen wie Ventile, Regulierungs- und Entlüftungsvorrichtungen usw.

Die Hauptgesichtspunkte für Entwurf und Ausführung der Kälteapparatur lassen sich in folgenden zwei Forderungen zusammenfassen:

1. Möglichst große Dichtheit der das Kältemittel enthaltenen Kühlsysteme.

2. Möglichst intensive und wirtschaftliche Übertragung der zu- und abgeführten Wärmemengen.

Apparate wie Armaturen sind nach den im Apparatebau geltenden Gesichtspunkten zu konstruieren. Haupterfordernis bei den im allgemeinen im Kühlsystem herrschenden hohen Drücken ist unbedingte Sicherheit der Apparate, Leitungen und Armaturen, ferner auch Schutz vor Korrosionen und Anfressungen. Wie im allgemeinen Apparatebau, so hat auch im Kältemaschinenbau die Schweißtechnik zu Umwälzungen in der Ausführung der Apparate geführt. Solange die Schweißtechnik nicht genügend entwickelt war, bevorzugte man wegen ihrer Dichtheit Kühlschlängensysteme aus nahtlosen Rohren, die unter weitgehendster Vermeidung von Schweißstellen in möglichst langen Rohrsträngen hergestellt wurden, obgleich die Wärmeübertragung dieser Systeme sehr schlecht war. (Z. B. die sog. Tauchkondensatoren und Tauchverdampfer, runde oder rechteckige Behälter, in welche die Kondensator- oder Verdampferrohre in konzentrischen Windungen eingesetzt sind. Außen herum fließt Kühlwasser bzw. Salzsole, dessen Bewegung durch ein Rührwerk unterstützt wird.) In einigen Sonderfällen, namentlich bei CO₂-Anlagen und Kondensatoren mit Kühlwasserersparnis, wählt man auch heute noch Schlängensysteme. Im allgemeinen werden die sog. Hochleistungsapparate angewandt.

Auch die neueren wissenschaftlichen Erkenntnisse über die Vorgänge der Wärmeübertragung (s. S. 97) haben auf die Gestaltung der Apparate erfolgreiche Anwendung gefunden, vor allem in dreifacher Hinsicht: Möglichst kurze Wege des verdampfenden oder kondensierenden Kälte-

mittels; größtmögliche Geschwindigkeit des Wärme- und Kälteträgers (Kühlwasser, Sole oder Luft); wenn möglich, Anwendung des Gegenstromprinzips beim Wärmeaustausch statt des Gleichstromprinzips.

Diese Anwendung neuerer wissenschaftlicher Erkenntnisse, verbunden mit neuen Arbeitsverfahren (Schweißtechnik) haben zu den modernen Hochleistungsapparaten geführt.

a) Kondensatoren.

An einen guten, leistungsfähigen Kondensator sind folgende Forderungen zu stellen:

Einmal soll die Temperatur des Kältemittels möglichst niedrig, d. h. also möglichst nahe der Kühlwasserablauftemperatur sein, um

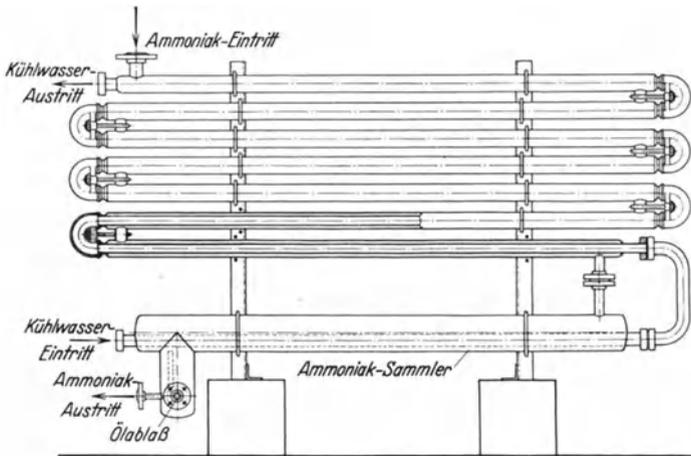


Abb. 21. Doppelrohr-Gegenstromkondensator (Borsig).

den Kondensatordruck gering und den Arbeitsbedarf des Kompressors klein zu erhalten. Dieser Forderung entspricht am besten ein nach dem Hochleistungsprinzip arbeitender Kondensator.

Zweitens ist bei der Konstruktion des Verflüssigers darauf zu achten, daß das flüssige Kältemittel möglichst nahe auf Kühlwasserzulauf-temperatur unterkühlt den Kondensator verläßt, da sonst die weitere Abkühlung hinter dem Regulierventil auf Kosten der nutzbaren Kälteleistung geschieht. Aus wärmeteoretischen und wärmetechnischen Gründen läßt man den Vorgang der Kondensation und der Unterkühlung bei einigen Konstruktionen in getrennten Apparaten vor sich gehen, indem man hinter den eigentlichen Kondensator einen Flüssigkeitsnachkühler schaltet. Ferner muß für eine gute Reinigungsmöglichkeit des Kondensators gesorgt werden, um die durch das Wasser verursachten Verunreinigungen und Ablagerungen (Kesselstein) von den Rohrwandungen entfernen zu können. Bei schlechtem, zu Ablagerungen neigendem Kühlwasser verwendet man leicht zu reinigende Apparate, wie Mantelröhrenapparate, Steilrohr- oder Anzapfkondensatoren.

Nicht zuletzt wird man in vielen Fällen auch großen Wert auf möglichst geringen Kühlwasserverbrauch legen, eine Forderung, die teilweise mit den beiden erstgenannten Bedingungen in Widerspruch steht. Der

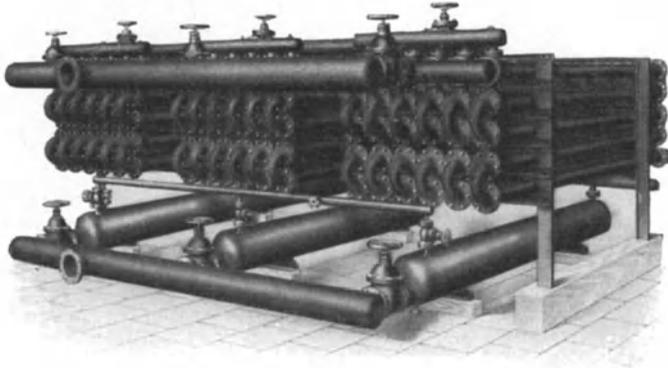


Abb. 22. Elementenverflüssiger (Linde).

Berieselungskondensator spart an Kühlwasser und ist dort am Platze, wo wenig Frischwasser vorhanden ist.

Steht reines Kühlwasser in genügender Menge zur Verfügung, so verwendet man gern den Doppelrohr-Gegenstromkühler (Abb. 21) oder auch den Elementenverflüssiger (Abb. 22).

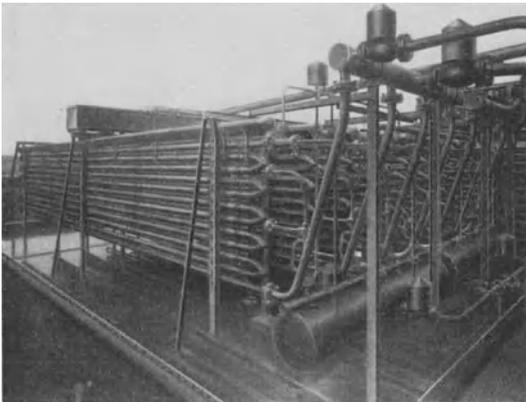


Abb. 23. Anzapf-Berieselungskondensator (Humboldt).

Hier durchfließt das Kühlwasser die Innenrohre, während der Zwischenraum zwischen Wasser- und Außenrohr von dem Kältemedium durchströmt wird. Da die Wassergeschwindigkeit beliebig gesteigert werden kann — sie liegt gewöhnlich zwischen 0,5 bis 1 m/s —, ist die

Wärmeübertragung sehr gut. Das Gegenstromprinzip kommt hier besonders rein zur Geltung, so daß die austretende Flüssigkeit bis nahezu auf Kühlwassereintrittstemperatur abgekühlt werden kann und sich besondere Unterkühler erübrigen.

Die einzelnen Rohrstränge bestehen beim Doppelrohrkondensator (Abb. 21) aus zwei ineinander gesteckten und verschweißten Röhren. Die Verbindung zwischen den einzelnen Strängen erfolgt für das Kälte-

medium durch eingeschweißte Stutzen, für das Kühlwasser durch leicht abnehmbare Doppelkrümmer. Beim Elementenkondensator (Abb. 22) werden mehrere Rohre, gewöhnlich etwa sieben Stück, parallel in ein weites Rohr gelegt, das das Kältemittel enthält.

Eine andere Ausführung eines Gegenstromverflüssigers stellt der Anzapfkondensator nach Abb. 23 dar, bei dem die liegenden Rohre zu einer fortlaufenden Schlange vereint sind. Der Dampfeintritt erfolgt von unten. Das in den Rohrschlangen entstandene Kondensat wird an einzelnen Stellen abgezapft und durch besondere Rohre auf kürzestem Wege zu einem gemeinsamen Sammler geleitet. Durch diese Anordnung wird erreicht, daß die volle Kühlfläche für die Kondensation der Dämpfe freigehalten wird. Das Kühlwasser wird oben durch eine Verteilungsrinne aufgegeben und rieselt an der Außenfläche der Rohre herunter.

Die Mantelröhrenapparate (Abb. 24) zeichnen sich durch ihre Einfachheit, Billigkeit, geringen Platzbedarf sowie die leichte Reinigungsmöglichkeit auch während des Betriebes aus. Das Kühlwasser fließt durch einen Überlauf gleichmäßig in die einzelnen, oben und unten in Böden eingewalzten oder eingeschweißten Rohre. Pilzartig ausgebildete Führungsstücke sorgen für gute Verteilung der Wassermenge, die in einem dünnen Film im Rohrrinnen mit möglichst großer Geschwindigkeit herabrieselt. Die zu kondensierenden Dämpfe treten etwa in mittlerer Höhe des Mantels ein, prallen auf die gekühlten Wasserrohre, das entstandene Kondensat fließt an den äußeren Rohrwänden ab und sammelt sich im unteren Teil, aus dem es meist in einen besonderen Sammler geleitet wird. Die große Wassergeschwindigkeit, die schnelle Ableitung und der kurze Weg des Kondensats wirken sich sehr günstig auf den Wärmeübergang aus. Im praktischen Betriebe kann man mit einer Übertragung von etwa 4—5000 kcal pro m² und h rechnen, sie steigt mit wachsender Kühlwassermenge. Überall dort, wo größere Mengen Kühlwasser zur Verfügung stehen, werden diese Kondensatoren, die bis zu Einheiten von 500000 kcal/h und mehr ausgeführt werden, mit gutem Erfolg angewandt. Sie können in geschlossenen Räumen oder im Freien aufgestellt werden. Da das Kondensat im unteren Teil des Kondensators mit dem ablaufenden, also wärmsten Kühlwasser, in Wärmeaustausch kommt, ist eine Unterkühlung bis ungefähr auf die Kühlwasser-Eintrittstemperatur nicht möglich. Zu diesem Zweck muß ein besonderer Unterkühler eingeschaltet werden, den ein Teil des kalten

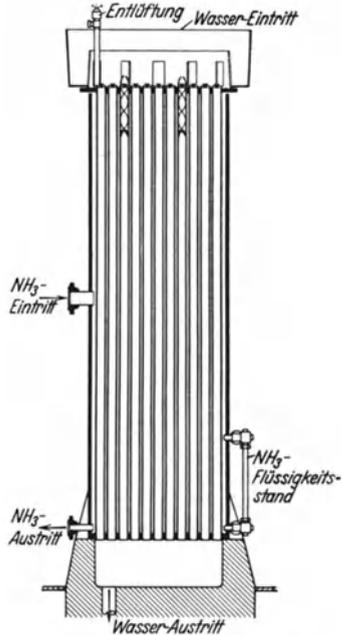


Abb. 24. Mantelröhrenkondensator (Borsig).

Kühlwassers vor Eintritt in den Kondensator durchfließt und der gewöhnlich als Doppelrohrapparat (s. Abb. 21) ausgebildet wird.

Die Vorzüge dieser Bauart finden sich auch bei dem in Abb. 25 dargestellten sog. Steilrohrkondensator. Dieser Kondensator besteht aus einzelnen Wänden senkrechter Rohre, die oben und unten in waagerechte Verbindungsstücke eingeschweißt sind. Hier rieselt das Kühlwasser an der Außenwand der Rohre herab, während die Dämpfe durch ein unten liegendes Verteilstück ins Innere der einzelnen Rohre geleitet und dort verflüssigt werden. Das flüssige Kältemedium wird in dem oben befindlichen Sammelstück aufgenommen und abgeleitet. Da das Kältemedium im Gegenstrom zum Kühlwasser von unten nach oben

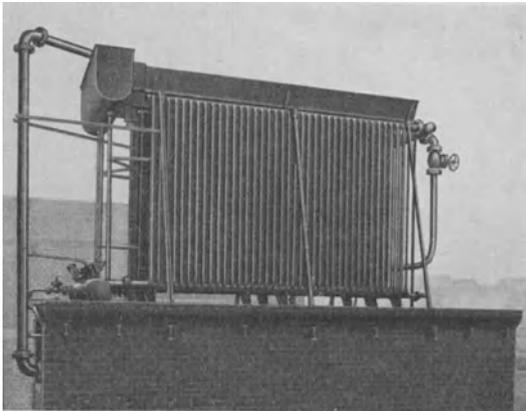


Abb. 25. Steilrohrkondensator (Linde).

geführt wird, kann die Flüssigkeit bis nahezu auf die Eintrittstemperatur des Kühlwassers abgekühlt und ein besonderer Nachkühler erspart werden.

Der Verbrauch an Kühlwasser richtet sich nach der zugelasenen Erwärmung. Je höher diese ist, um so geringer wird die Kühlwassermenge, um so größer jedoch der Kondensatordruck und mit ihm der Arbeitsbedarf.

Bei kaltem Kühlwasser von ungefähr 10° rechnet man häufig mit einer 10 grädigen Erwärmung, so daß unter Berücksichtigung des Wärmeäquivalents der Kompressorarbeit der Verbrauch etwa $1,3 \text{ m}^3/\text{h}$ für je 10000 im Verdampfer erzeugte stündliche Calorien beträgt. Das Wasser fließt dann mit 20° ab. Die Kondensationstemperatur stellt sich auf etwa 25° . Bei wärmerem Kühlwasser verwendet man größere Wassermengen zur Vermeidung hoher Kondensatordrucke.

Bei größeren Kälteanlagen steht häufig nicht genügend Kühlwasser zur Verfügung. Hier muß man zur Wasserersparnis auf die auch in Dampfkraftanlagen gebräuchlichen Rückkühlwerke zurückgreifen und das erwärmte Wasser in Kühltürmen oder durch feine Verspritzung mittels Streudüsen wieder rückkühlen. Allerdings ist der Platzbedarf solcher Rückkühlwerke, die meist auf Dächern an möglichst luftigen Stellen angeordnet werden, sehr groß. Daher kombiniert man oft ein solches Rückkühlwerk mit dem Kondensator, indem man ihn mit besonders großer Oberfläche ausführt und dem herabrieselnden Wasser Gelegenheit zur Verdunstung gibt. Hierfür eignet sich vor allem der Berieselungsverflüssiger mit liegenden Rohren (Abb. 26), der aus mehreren Schlangensystemen besteht. Jedes System ist als flache

Rohrwand ausgebildet, die gewöhnlich etwa drei getrennte, ineinandergewickelte Flachsclangen enthält, die oben und unten in ein gemeinsames Verteilungs- bzw. Sammelstück münden. Oberhalb dieser Schlangen befindet sich ein Wassersammelbecken, von dem aus durch Verteilrinnen die Berieselung der Flachsclangen erfolgt. Das abfließende Wasser wird in einer Auffangschale gesammelt und durch eine besondere Umlaufpumpe dem Verteilkasten wieder zugeführt. Zur Ergänzung des verdunsteten und verspritzten Wassers muß eine kleine Menge Frischwasser, das meist in einem besonderen Nachkühler schon ausgenutzt wurde, dem Umlaufwasser zugesetzt werden, wodurch sich gleichzeitig dessen Temperatur etwas verringert. Während des Herabrieselns nimmt die Wassermenge zwar die Kondensatorwärme auf, gibt sie jedoch sofort durch Verdunstung, Strahlung und Leitung an die umgebende Luft ab, so daß sie mit einer nur geringen Temperaturerhöhung unten ankommt.

Gewöhnlich rechnet man bei diesen Rieselkondensatoren infolge des langen Weges des Kondensats mit einer Wärmeübertragung von nur 1200—1400 kcal pro m² und h und bei dieser



Abb. 26. Berieselungsverflüssiger (Borsig).

Beanspruchung mit einer Zusatzwassermenge, die etwa ein Drittel derjenigen eines gleich großen Gegenstromapparates beträgt. Durch Vergrößerung der Kühlfläche kann man den Wasserverbrauch auf 7—10% des Bedarfs eines normalen Gegenstromkondensators herabdrücken. Da nur die durch die Verdunstung des Wassers bedingte Oberfläche maßgebend ist, hat die schlechte Wärmeübertragung zwischen Kältemittel und Wasser untergeordnete Bedeutung. Die Berieselungskondensatoren sind jedoch in hohem Maße von atmosphärischen Einflüssen abhängig und versagen bei hoher Luftfeuchtigkeit.

b) Hilfsapparate.

Flüssigkeitsnachkühler. Die Forderung der Unterkühlung ist bei den Gegenstromkondensatoren ohne weiteres erfüllt. Bei den Gleichstromapparaten muß dem Kondensator ein besonderer Flüssigkeitskühler nachgeschaltet werden. Er wird meist als Doppelrohrkühler ähnlich dem Doppelrohrkondensator (Abb. 21) ausgebildet. Zur Kühlung wird ein Teil des Kühlwassers abgezweigt, das später dem Kondensator zur weiteren Ausnutzung zugeleitet wird.

Entlüftung. Selbst nach gründlicher Entlüftung einer Kälteanlage während der Inbetriebsetzung läßt sich nicht vermeiden, daß während des Betriebes durch die nie vollkommen dichten Stopfbüchsen des Verdichters und der Ventile in der Rohrleitung, namentlich bei den mit

Unterdruck arbeitenden Anlagen, allmählich Luft in das Innere eindringt und sich ansammelt. Daneben entstehen durch die fortwährende Erhitzung und Abkühlung mancher Kälte- und Schmiermittel Spuren

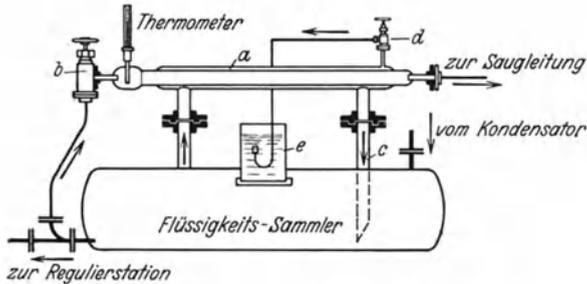


Abb. 27. Entlüftungsvorrichtung (Borsig).

von Zersetzungen in Form nicht kondensierbarer Gase (besonders bei NH_3). Abgesehen von der Verschlechterung des Wärmeüberganges in den Apparaten tritt durch den Partialdruck dieser Gase bzw. der Luft eine Drucksteigerung und damit erhöhter Arbeitsbedarf ein. Zur Verhinderung dieser störenden Gasansammlungen schaltet man an geeigneter Stelle, am besten oberhalb eines Flüssigkeitssammlers, einen ständig wirkenden Entlüfter (Abb. 27) ein.

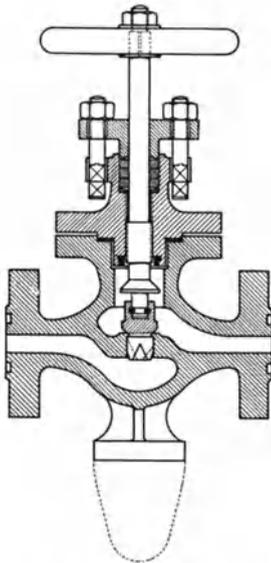


Abb. 28. Regelventil.

Über dem Sammler, in dem das Restgas besonders reich an nicht kondensierbaren Bestandteilen ist, wird ein kleiner Doppelrohrkühler *a* angeschlossen, in dessen Innenrohr eine geringe Menge des flüssigen Kältemittels, durch ein feines Einstellventil *b* entsprechend dosiert, verdampft. Die entstandenen Dämpfe werden der Hauptsaugleitung zugeführt und vom Kompressor entfernt. Die unter Kondensatordruck stehenden Fremdgase umspülen im Ringraum zwischen Außen- und Innenrohr das abgekühlte Innenrohr. Etwa kondensierbare Bestandteile werden verflüssigt und fallen durch Rohr *c* in den Sammler zurück, während die Restgase durch ein Reduzierventil *d* einer Wasservorlage *e* zugeführt werden. Etwaige geringe Spuren werden hier absorbiert, der Rest in die freie Luft abgelassen.

Regelventil. Als Regelventil wird ein fein einstellbares Drosselventil angewandt (Abb. 28), das von Hand oder automatisch (namentlich bei kleinen Anlagen) eingestellt wird. Da der Kältebedarf einer Anlage

während der täglichen Betriebszeit als auch während des ganzen Jahres gewöhnlich stark schwankt, die Maschine aber bei der gleichen Umdrehungszahl des Kompressors gleichmäßig Kälte erzeugt, muß die zu verdampfende Flüssigkeitsmenge stets dem Kältebedarf entsprechend dem Verdampfer durch das Regulierventil zugeführt werden. Damit die Anlage wirtschaftlich arbeitet, ist besonders darauf zu achten,

daß einerseits der Verdampfer hinreichend mit Kältemittel angefüllt bleibt, andererseits der Kompressor möglichst gesättigte Dämpfe aus dem Verdampfer bzw. Abscheider ansaugt. Daher ist eine genaue Beobachtung der Verdampfer- und Kondensatordrucke, ferner der Überhitzungs- und Unterkühlungstemperatur unbedingt erforderlich. Deswegen werden an geeigneten Stellen leicht ablesbare Thermo- und Manometer angebracht. Bei sachgemäß durchgebildeten Apparaten, namentlich des Abscheiders, regelt sich bei kleinen Schwankungen die Maschine selbst ein. Bei größeren muß das Regulierventil von dem Maschinisten entsprechend

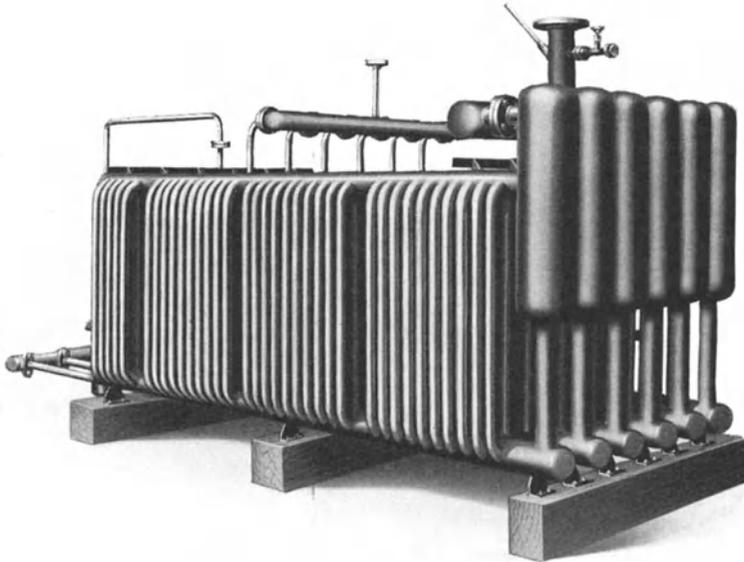


Abb. 29. Steilrohrverdampfer (Linde).

obigen Gesichtspunkten eingestellt werden. Vielfach erfolgt die Regulierung automatisch. Die Verstellung des Ventils geschieht durch einen Schwimmer, dessen Stand von der Flüssigkeitshöhe im Verdampfer oder Kondensator abhängig ist. Man kann sie auch durch den Druck bzw. Temperatur des im Verdampfer bzw. im Verdichter befindlichen Kältemittels beeinflussen. Hierbei kommen entsprechend ausgebildete Reduzierventile, mit Federn oder Membranen versehen, zur Anwendung. Es lassen sich aber durch diese automatische Regulierung alle in einer Kälteanlage auftretenden Änderungen in wirtschaftlicher Weise nicht beeinflussen.

c) Verdampfer.

Die Ausbildung des Verdampfers richtet sich nach dem Zweck der Anlage. Auch hier gelten für die Konstruktion allgemein die schon bei den Kondensatoren verfolgten Grundsätze:

Die bei der Verdampfung entstehenden Dampfblasen sind auf kürzestem Weg zu entfernen, da sie den Wärmeübergang in den Übertragungsflächen verschlechtern; ferner muß man größte Geschwindigkeit des Kälteträgers, z. B. der Luft oder Sole erreichen. Zur weiteren Verbesserung des Wärmeüberganges ist eine möglichst intensive Bepflanzung

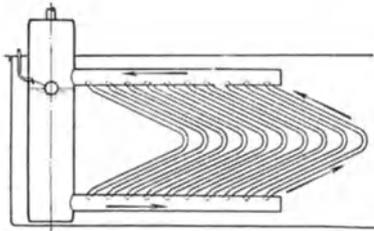


Abb. 30. Heringsgrätenverdampfer (York).

der Kühlfläche mit Flüssigkeit anzustreben. In der Regel dienen die Verdampfer dazu, Flüssigkeiten, Gase, Luft oder Dämpfe abzukühlen. Die alten Rohrschlangenverdampfer, die, ähnlich den früheren Tauchkondensatoren, in runden oder rechteckigen Behältern, zu Spiralen oder Bündeln gewunden untergebracht wurden, verschwinden wegen ihres schlechten, durch die langen Dampfwege bedingten Wärmeüberganges und großen

Platzbedarfs immer mehr. Bei einer mittleren Temperaturdifferenz von 5° zwischen Kältemittel und Kälteträger kann man bei ihnen nur mit einer Wärmeübertragung von etwa 1000—1200 kcal je m^2 und h Rohroberfläche rechnen, während sie bei neueren Hochleistungsapparaten auf 2000—3000 kcal gesteigert werden kann. Die Geschwindigkeit des Kälteträgers beträgt in

den alten Rohrschlangenverdampfern nur etwa 10—15 mm/s. Bei den neueren Apparaten wählt man sie bis zu 1 m/s und noch darüber. Einer zu starken Erhöhung werden durch die beim Durchströmen des Verdampfers entstehenden Druckverluste Grenzen gesetzt.

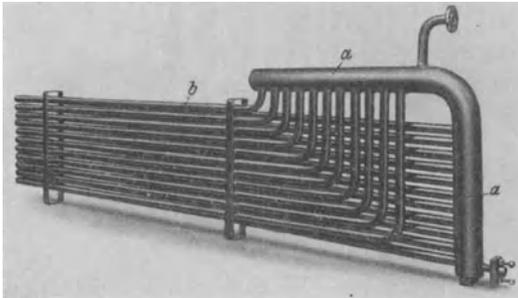


Abb. 31. Hochleistungsverdampfer (Freundlich).

Ein Hochleistungsverdampfer dieser

Bauart D.R.P. (Abb. 29) besteht aus einer Anzahl kurzer senkrechter Rohre, die oben und unten in ein Sammel- bzw. Verteilrohr radial eingeschweißt sind, so daß sie sich nach allen Richtungen leicht ausdehnen können. Das flüssige Kältemittel wird in das untere Verteilungsrohr eingeführt und verdampft in den senkrechten Rohren. Der entstandene Dampf wird im oberen Sammelrohr abgesaugt. In den engen Rohren reißen die aufwirbelnden Dampfblasen die Flüssigkeit teilweise mit nach oben, so daß ähnlich wie bei den Wasserrohrkesseln ein sehr starker Umlauf entsteht, der den Wärmeübergang erhöht. Vom Dampf mitgerissene Flüssigkeitsteilchen werden in einem mit dem Sammelrohr verbundenen Abscheider abgeschieden und in das Verteilungsrohr zurückgeführt. Stellenweise eingeschweißte senkrechte

Rohre größeren Durchmessers sorgen für gleich hohen Flüssigkeitsstand innerhalb des Systems. Spuren von Öl, die im Ölabscheider oder Kondensator nicht zurückgehalten wurden, werden vor Eintritt in den Verdampfer in einem am tiefsten Punkt angeordneten Abscheidetopf abgefangen.

Zur Vergrößerung der Oberfläche wird das Rohrbündel zwischen den beiden Trommeln häufig pfeilartig gebogen (Heringsgrätenverdampfer, Abb. 30). Eine andere Ausführungsart eines Hochleistungsverdampfers zeigt Abb. 31. Die Flüssigkeit wird in dem unteren Teil des weiten Verteil- und Sammelrohres *a* eingeführt, verdampft in den schräg nach oben führenden engen Rohren *b*, die in das Rohr *a* einmünden. Mitgerissene Flüssigkeit scheidet sich im oberen Teil des Sammlers ab.

Ähnlich den Mantelröhrenkondensatoren werden auch Verdampfer ausgeführt, jedoch meist in liegender Anordnung (Abb. 32). In runde Kopscheiben, die mit dem Mantel verschweißt sind, werden starkwandige Rohre eingewalzt oder geschweißt. Im Innern der Rohre fließt die abzukühlende Flüssigkeit, während in den Mantelraum an irgendeiner Stelle das flüssige Kältemittel eingespritzt wird. In einem als Dom ausgebildeten erweiterten Teil des Verdampfers werden die Dämpfe abgesaugt. Infolge des großen Querschnittes des Domes ist hinreichend Gelegenheit zur Abscheidung etwa mitgerissener Flüssigkeit gegeben, so daß sich ein besonderer Abscheider erübrigt. Im unteren Teil des Mantels befindet

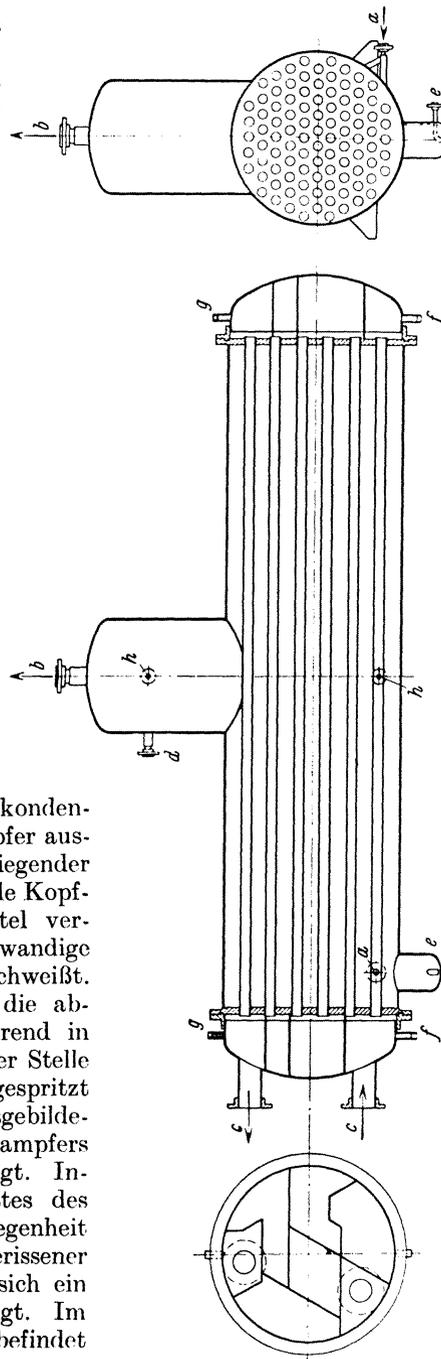


Abb. 32. Liegender Ammoniak-Mantelröhrenverdampfer (Börzig). *a* Einspritzleitung, *b* Saugeitung, *c* Sole-Zu- und -Ableitung, *d* Sicherheitsventil, *e* Ölabaß, *f* Entleerung, *g* Entlüftung, *h* Flüssigkeitsstand.

sich ein Ölsammler mit Abfluß. Dieser Verdampfer zeichnet sich durch besonders kurze Wege des verdampfenden Kältemittels aus. Die Geschwindigkeit des Kälte-trägers kann durch Ausbildung der Deckel mit mehrfachem Durchgang beliebig gesteigert werden. Als Nachteil dieser Konstruktion ist die Gefahr des Einfrierens der Sole in den engen Rohren hervorzuheben, wodurch diese leicht gesprengt werden können. Wenn der Kälte-träger vermittels einer Pumpe durch die engen Rohre gedrückt wird, kann z. B. bei plötzlichem Versagen der Pumpe und Weiterlaufen des Kompressors oder bei stark verdünnter Sole leicht ein Einfrieren in den Röhren eintreten. Man arbeitet daher zweckmäßig bei diesen Kühlern mit stark konzentrierten Lösungen, am besten Calciumchlorid- oder Magnesiumchloridlösung mit tiefem Gefrierpunkt und schaltet zur weiteren Sicherheit die Verdampfer in die Saugleitung der Pumpen ein, wobei gleichzeitig Vorkehrung getroffen ist, daß sich bei Stillstand der Pumpen der Inhalt in eine Sammelgrube entleeren kann.

d) Luftkühler.

Die Abkühlung von Gasen, namentlich von Luft, erfolgt, soweit sie nicht durch unmittelbar in den Räumen selbst angeordnete Kühlsysteme geschieht, häufig durch besonders ausgebildete Luftkühler. Bei direkter Raumkühlung sind die Kühlsysteme an den Wänden oder an der Decke des betreffenden Raumes angebracht. Sie bestehen aus glatten oder Rippenrohren, in deren Innern der Kälte-träger fließt, und zwar entweder das Kältemedium selbst oder auch abgekühlte Sole. Durch unmittelbare Berührung mit den kalten Flächen wird die Luft in den Räumen abgekühlt, wobei zur Erhöhung der Luftbewegung und des Wärmeüberganges meist ein besonderer Ventilator vorgesehen wird. Auf ein sorgfältiges Ableiten des sich bildenden Tauwassers ist zu achten. Da bei dieser einfachen Kühlungsart in größeren Räumen eine gleichmäßige Temperaturverteilung und eine intensive Umspülung des Kühlgutes mit gekühlter Luft nur schwer zu erzielen ist, verwendet man meist die geschlossenen Luftkühler, die an einem geeigneten Ort, vom Kühlraum abgetrennt, angebracht werden. Auch bei diesen Kühlern erfolgt die Kühlung entweder direkt durch das Kältemittel oder indirekt durch Sole oder Kühlwasser, die in einem besonderen Verdampfer abgekühlt werden. Gelangt die Luft oder das Gas nur mit den äußeren Flächen der durch Kältemittel oder -träger abgekühlten Systeme in Berührung, so bezeichnet man die Kühler als Trockenluftkühler, werden sie unmittelbar durch Wasser oder Sole abgekühlt, als Naßluftkühler. Diese Bezeichnung Trocken- oder Naßluftkühler gibt also nur die Art der Kälteübertragung an. In ihrer Wirkung sind beide Kühlerarten bei richtiger Ausbildung gleichwertig.

Im allgemeinen wird außer der Temperaturniedrigung der Luft oder Gase gleichzeitig eine Entfeuchtung bezweckt, d. h. der in ihnen enthaltene Wasserdampf soll kondensiert und als Reif oder Wasser ausgeschieden werden. Bei dem Trockenluftkühler setzt sich diese Feuchtigkeit auf den Außenflächen der Kühlsysteme ab, mit ihr gleichzeitig die

in der Luft enthaltenen Bakterien und andere Verunreinigungen. Da die Reifbildung die Wärmeübertragung nachteilig beeinflusst, ist bei dem Entwurf auf ein schnelles Abtauen der Kühlsysteme besonders zu achten. Bei den einfachen, den sog. Einkammerluftkühlern (Abb. 33) erfolgt das Abtauen durch Frischluft mittels eines Ventilators oder durch starkes Berieseln mit Wasser. Bei der letzteren Art wird nach Stillstand

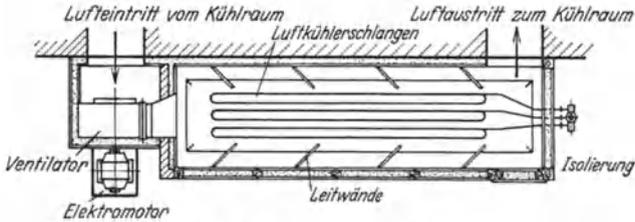


Abb. 33. Einkammerluftkühler.

der Anlage durch eine Pumpe eine große Menge warmes Wasser über die Kühlschlangen geschwemmt und dadurch der Reif oder das gebildete Eis aufgelöst. Bevor die Raumkühlung jedoch wieder angestellt wird, muß der Ventilator eine Zeitlang Luft zum Trocknen der Schlangen und des Luftkühlerraumes über die Systeme ins Freie blasen, damit

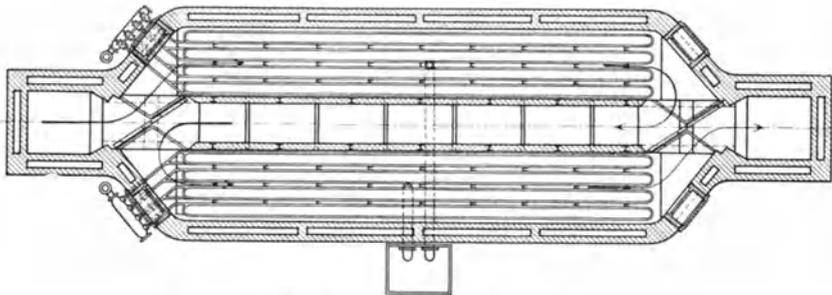


Abb. 34. Zweikammerluftkühler (Humboldt).

bei Beginn der Raumkühlung nicht zu viel Feuchtigkeit in die Kühlräume gelangt. Bei Anlagen mit nicht zu tiefer Abkühlung teilt man den Luftkühler in zwei durch eine Zwischenwand voneinander getrennte Systeme — Zweikammerkühler — (Abb. 34). Man läßt die warme Luft zuerst durch das erste Abteil streichen, bis sich in der zweiten Abteilung eine starke Reifablagerung gebildet hat. Dann steuert man durch Luftklappen den warm eintretenden Luftstrom auf die zweite Abteilung um und taut hier den Reif auf. Hier wird also während des Betriebes der Reif entfernt. Bei anderen Trockenluftkühlern schaltet man während einer kurzen Betriebsunterbrechung die Kälteleitungen so, daß die vom Verdichter kommenden warmen Dämpfe in die Schlangen des Luftkühlers geleitet werden und so von innen heraus den Reif

abtauen. In diesem Fall wirkt der Luftkühler als Verflüssiger. Die in ihm aufgespeicherte Kälte kann daher für die Kondensation des Kältemittels mit herangezogen werden.

Man rechnet bei diesen Luftkühlern mit einer Wärmeübertragung von etwa 20—25 kcal pro m² und h und 1^o Temperaturdifferenz bei einer Luftgeschwindigkeit bis zu 5 m (bei der stillen Kühlung, d. h. bei der natürlichen Luftbewegung, wie sie bei der direkten Kühlung der Räume auftritt, sinkt die Wärmeübertragung ungefähr auf die Hälfte). Diese direkten Kühler werden häufig wegen ihrer Billigkeit in der Anschaffung und im Betriebe bevorzugt, bergen jedoch die Gefahr in sich, daß bei etwaigen Undichtheiten das Kältemittel in die Luft und damit in das Kühlgut eintritt. Außerdem ist der Betrieb einer solchen Anlage sehr unregelmäßig. Er erfordert sorgfältige Überwachung,

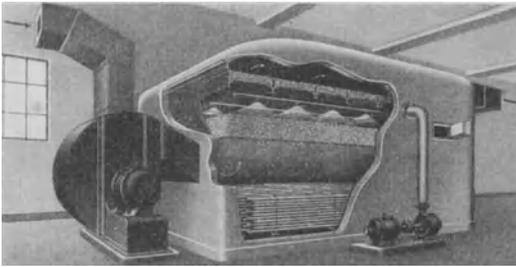


Abb. 35. Naßluftkühler mit Füllkörpern (Borsig).

da durch das Ansetzen des Reifes die Kühlwirkung des Luftkühlers nachläßt und durch das Abtauen der Betrieb unterbrochen wird.

Man sucht diesen Mangel dadurch zu beseitigen, daß man die Rohrschlangen dauernd vermittels einer Umlaufpumpe und eines Verteilungssystems oberhalb

der Kühlschlangen mit Sole berieselt, wodurch gleichzeitig die Kälteübertragung erhöht wird. Jedoch darf die Luftgeschwindigkeit hierbei nicht zu groß gewählt werden, da sonst Soleteilchen von der Luft in die Kühlräume mitgerissen werden.

Naßluftkühler werden in sehr verschiedener Bauart ausgeführt. Neuerdings bevorzugt man dafür Berieselungsapparate, deren Inneres mit Füllkörpern, z. B. Sattelfüllkörpern oder Raschigringen (s. Bd. III, S. 503), meist aus keramischen Material, angefüllt ist. Eine hierdurch geleitete Flüssigkeitsmenge ist gezwungen, über die einzelnen Körper zu fließen und eine sehr große Oberfläche einzunehmen. Man kann auf einer verhältnismäßig kleinen Grundfläche eine große Berührungsfläche unterbringen (Abb. 35).

Durch ein Verteilsystem rieselt über die untere Füllkörperschicht ein fein verteilter Regen kalter Sole, dem von unten her durch einen Ventilator im Gegenstrom die abzukühlende Luft entgegengeblasen wird. In den zahlreichen feinen Windungen der Füllkörperschicht begegnen sich Luft und Sole in engster Berührung, so daß die Luft beinahe bis auf die Soletemperatur abgekühlt wird. Die abgekühlte Luft durchströmt dann den Sprühraum und, da sie hier noch einige der fein verteilten Tropfen mitreißen kann, passiert sie eine zweite Schicht, die sog. Trockenschicht, in der etwa mechanisch mitgerissene Tropfen zurückgehalten werden, so daß die Luft trocken

gesättigt den Kühler verläßt. Pro m^3 Kühlschicht und 1° Temperaturdifferenz können etwa 5000 kcal pro h übertragen werden. Da die Füllkörper von der Sole nicht angegriffen werden, arbeiten diese Kühler sehr wirtschaftlich. Ein Nachteil besteht darin, daß bei der Abkühlung der in der Luft enthaltene Wasserdampf kondensiert wird und in die Sole übergeht. Diese wird im Laufe der Zeit verdünnt. Es muß daher je nach Bedarf die Sole entweder in Eindampfgefäßen wieder regeneriert werden oder man läßt ständig einen Teil der rücklaufenden Sole ein mit Salz gefülltes Gefäß durchfließen und hierbei soviel Salz neu aufnehmen, daß die ursprüngliche Konzentration beibehalten bleibt. Die überschießende Sole fließt dann durch einen Überlauf ab. Diese Luftkühler behalten dauernd ihre gleichbleibende Wirkung, man kann daher mit ihrer Hilfe die Feuchtigkeit und Temperatur in den Kühlräumen sehr leicht und genau einhalten.

II. Die Absorptions-Kältemaschine.

A. Theoretische Grundlagen.

Während zur Erzeugung von tiefen Temperaturen bei den Kompressions-Kältemaschinen Energie in Form von mechanischer Arbeit verbraucht wird, kann man auch die Energieform der Wärme selbst zur Kälteerzeugung benutzen, wie das bei der Absorptions-Kältemaschine (im folgenden abgekürzt mit A.K.M. bezeichnet) der Fall ist. Zur Hebung der Wärme vom niedrigeren auf das höhere Temperaturniveau ist hier ein Wärmebetrag notwendig, der gleichzeitig von einem höheren auf ein tieferes Niveau sinkt. Diese Heizenergie kann in Form von kondensierendem Dampf, insbesondere Abdampf auftreten, sie kann aber auch aus Abgasen (etwa von Industrieöfen oder Gasgeneratoren sowie Auspuffgasen von Verbrennungsmotoren) gewonnen werden, die sich bei der Wärmeabgabe abkühlen. Die A.K.M. ist also die gegebene Kältemaschine zur Auswertung von Abfallwärme, wie sie in Form von Abdampf und Abgasen, besonders in der chemischen Industrie, in großem Umfange und billig anfällt.

Die A.K.M. war die erste Kältemaschine, die in praktisch verwertbarer Form für Laboratoriumszwecke wie auch für die Industrie schon vor etwa 80 Jahren gebaut wurde (Leslie 1810, Vakuumabsorptionsmaschine; Carré 1857, Ammoniakabsorptionsmaschine). Sie wurde jedoch bald nach Erscheinen der Kompressions-Kältemaschine stark zurückgedrängt und kam nur noch für Sonderfälle (Ausnutzung von Abfallwärme) zur Anwendung, wenigstens auf dem europäischen Kontinent, während sie in Amerika immer eine große wirtschaftliche Rolle spielte. So sind dort noch in jüngster Zeit in manchen chemischen und in Fleischbetrieben größere Anlagen bis zu 3 000 000 kcal stündlicher Leistung gebaut worden. In neuerer Zeit findet jedoch die A.K.M. wieder steigende Beachtung, wohl in erster Linie veranlaßt durch ihre Bedeutung für die Anwendung als Kleinkältemaschine in Haus

und Gewerbe. Auch die wissenschaftliche Forschung hat in den vergangenen Jahren der Klärung der theoretischen Grundlagen der A.K.M. eine stärkere Aufmerksamkeit zugewandt. So wurden entsprechend dem Bedürfnis der chemisch-technischen Praxis vor allem die Kenntnisse der thermischen und physikalischen Daten der hauptsächlich in Frage kommenden Gemische erweitert und dadurch einwandfreie Unterlagen für Entwurf und Berechnung der A.K.M. geschaffen.

Als Kältemittel für die A.K.M. dient nicht ein einheitlicher Stoff, sondern ein binäres Gemisch, aus dem der Arbeitsstoff durch Erhitzung ausgetrieben wird. Ursprünglich verwandte man als Arbeitsstoff Wasserdampf und als absorbierenden Stoff konzentrierte Schwefelsäure. Heute kommt praktisch fast nur eine Ammoniak-Wasserlösung in Betracht. In den sog. „trockenen“ A.K.M. tritt an die Stelle des Wassers als absorbierender Stoff ein Salz, z. B. Calciumchlorid, das mehr als sein eigenes Gewicht an Ammoniak zu absorbieren imstande ist, wobei eine feste komplexe Verbindung $\text{CaCl}_2 \cdot 8 \text{NH}_3$ bzw. $\text{CaCl}_2 \cdot 4 \text{NH}_3$ entsteht [vgl. K. Linge: Über periodische Absorptions-Kältemaschinen. Beihefte zur Ztschr. ges. Kälteind., Reihe 2, Heft 1. Berlin 1929].

In neuerer Zeit sind für diese trockenen A.K.M., die im übrigen vorläufig nur für Kleinkälteanlagen (Kühlschränke) in Betracht kommen, Methylamin (CH_3NH_2) als Kälte-träger vorgeschlagen worden und als Absorbens die Halogensalze: Calciumchlorid (CaCl_2), Lithiumchlorid (LiCl) und Magnesiumchlorid (MgCl_2), mit denen das Methylamin komplexe Verbindungen eingeht [L. Vahl: Methylamin als Kältemittel in trockenen Absorptions-Kältemaschinen. Ztschr. ges. Kälteind. 38, 177 (1931) und 39, 7 u. 23 (1932)].

Bekanntlich zeichnen sich die binären Gemische thermodynamisch dadurch vor den einfachen Stoffen aus, daß bei ihnen die Zustandsänderungen (Kondensieren, Verdampfen, Entgasen, Absorbieren) sich in Temperaturbereichen abspielen und nicht wie bei jenen in Temperaturpunkten (s. hierzu S. 381 und 382). Dadurch verändert sich auch entsprechend der Gehalt des leichter siedenden Stoffes in dem Gemisch. Aus Tabelle 4 ersieht man z. B. den Ammoniakgehalt in Gewichtsprozent des Ammoniak-Wassergemisches in Abhängigkeit von Druck und Temperatur. Wird z. B. bei einem Druck von 8 ata die Lösung von 80° auf 120° erwärmt, so verringert sich der Ammoniakgehalt von 36% auf 17,8%. Das Ammoniak wird also teilweise ausgetrieben. Entsprechend kann eine Ammoniaklösung von beispielsweise

Tabelle 4. Ammoniakgehalt in Gewichtsprozenten der Lösung.
(Nach Hilde Mollier.)

	20°	30°	40°	60°	80°	100°	120°	140°
1,0 ata	33,95	28,55	23,30	13,65	5,75	—	—	—
2,0 „	44,82	38,71	33,20	23,00	13,72	6,00	—	—
4,0 „	—	51,07	44,64	33,87	24,07	15,02	7,20	0,80
6,0 „	—	—	—	40,97	30,86	21,50	13,03	5,67
8,0 „	—	—	—	46,74	36,00	26,58	17,80	9,98
10,0 „	—	—	—	51,80	40,67	30,73	21,60	13,45

33,2% unter einem Druck von 2 ata sich bei der Abkühlung von 40° auf 20° bis auf 44,82% mit Ammoniakgas anreichern. Aus der Tabelle 4 geht hervor, daß die Menge des in Wasser löslichen NH_3 -Gases mit wachsendem Druck und fallender Temperatur zunimmt. Umgekehrt ist also der Siedepunkt der Lösung um so niedriger, je mehr die Lösung mit Gas angereichert ist. Eine stark angereicherte Lösung beginnt daher schon bei verhältnismäßig niedrigen Heiztemperaturen zu entgasen.

Bei der Bindung des NH_3 -Gases an die Lösung wie auch umgekehrt bei der Austreibung des Ammoniaks aus dem Gemisch tritt eine Wärmetönung, die sog. Lösungswärme, auf. Es ist also bei der Austreibung eines kg Ammoniak außer der Verdampfungswärme des NH_3 noch zusätzlich die Lösungswärme zuzuführen und entsprechend ist auch umgekehrt beim Absorptionsvorgang neben der Kondensationswärme diese zusätzliche Wärmemenge abzuführen. Tabelle 5 gibt einige Werte dieser Lösungswärme, einmal bezogen auf 1 kg flüssiges Ammoniak bei 13°, dann bezogen auf 1 kg NH_3 -Gas von 15° und 1 ata. Wie ersichtlich, sinkt die Lösungswärme mit zunehmender Ammoniakkonzentration.

Tabelle 5. Lösungswärme für 1 kg NH_3 . (Nach Hilde Mollier.)

Ammoniakgehalt in Gewichtsprozenten der Lösung	0	10	20	30	40	50	60
Lösungswärme von 1 kg flüssigen NH_3 bei 13° in kcal	193	171	144	113	79	39	0
Lösungswärme von 1 kg gasförmigen NH_3 bei 15° und 1 ata in kcal	493	471	444	413	379	339	300

Die von der Oberfläche einer siedenden Lösung abziehenden Dämpfe enthalten bekanntlich neben dem leichter siedenden Bestandteil auch noch geringe Mengen der schwer siedenden Gemischkomponente. Bei der Ammoniakabsorptionsmaschine tritt auf Grund dieser physikalischen Erscheinung in den vom Austreiber abziehenden Dämpfen noch Wasserdampf auf. Erfahrungsgemäß setzen schon geringe Beimengungen von Wasser in Ammoniak die Kälteleistung im Verdampfer nicht unbeträchtlich herab. Es ist daher auf möglichste Entfernung des Wassers größter Wert zu legen. Die Befreiung des Ammoniakdampfes vom Wasser erfolgt durch Rektifikation der Dämpfe in einem besonderen Rektifikator, in welchem das mitgeführte Wasser durch teilweise Kondensation abgeschieden wird.

Ähnlich wie bei der Kompressionsmaschine hat man auch bei der A.K.M. eine Kennzahl aufgestellt, die den Beurteilungsmaßstab für ihre Leistungsfähigkeit darstellt. Bezeichnet man wieder die im Verdampfer aufgenommene Wärme mit Q_0 , sowie den aufzuwendenden Wärmebetrag mit Q_w , so erhält man das Wärmeverhältnis

$$\zeta = \frac{Q_0}{Q_w} . \quad (3)$$

Dieses Wärmeverhältnis gibt also diejenige Kälteleistung in kcal an, die mit einer Calorie Heizleistung erzeugt werden kann.

Es läßt sich freilich dieses Wärmeverhältnis ζ nicht unmittelbar mit der Leistungsziffer ε der Kompressionsmaschine vergleichen, da in diesen Zahlenwerten nur die Quantitäten, nicht aber die Qualitäten der in beiden Fällen zur Verfügung stehenden Antriebsenergien enthalten sind, denn die für den Betrieb der A.K.M. im allgemeinen verwendeten Abwärmeenergien (Abdampf und Abgase) haben natürlich eine, thermodynamisch betrachtet, ganz andere (und zwar eine geringerwertige) Qualität als die zum Antrieb der Kompressoren dienende Energie. Auch wenn als Heizquelle eine hochwertige Energieform (z. B. Frischdampf oder auch heiße Abgase von hoher Temperatur) zur Verfügung steht, lassen sich doch Leistungsziffer und Wärmeverhältnis nicht miteinander vergleichen. In den meisten Fällen mußte die zum Antrieb des Kältekompressors dienende Energie erst unter thermodynamisch notwendigen Verlusten durch Aufwand von Heizwärme (z. B. im Dampfkessel) und Umformung (z. B. in elektrische Energie) erzeugt werden. Diese Verluste treten in dem Zahlenwert der Leistungsziffer nicht in Erscheinung. Man kann daher sagen, die A.K.M. enthält in ihrem Lösungsprozeß die Antriebsdampfmaschine in sich, somit auch die ganzen damit verbundenen Umwandlungsverluste.

Neben den A.K.M. sind noch ferner die sog. Adsorptionsmaschinen kurz zu erwähnen, deren Wirkungsweise darauf beruht, daß hochporöse feste Körper wie aktive Kohle, Silicagel (s. Bd. III, S. 533 f.), Bimsstein usw. an ihrer Oberfläche bedeutende Mengen von Gasen und Dämpfen festhalten können. Diese Erscheinung, die man als Adsorption bezeichnet, beruht auf kapillarchemischen Vorgängen. Mit steigender Temperatur nimmt die adsorbierte Gasmenge ab, so daß auch hier die als Kälte Träger in Betracht kommenden Gase durch Erhitzung ausgetrieben werden können. Für die Praxis geeignete Stoffpaare sind:

Wasserdampf oder trockenes Ammoniak als Arbeitsstoff und getrocknete aktive Kohle oder Schwefeldioxyd und Silicagel.

Auch diese Adsorptions-Kältemaschinen kommen nur für intermittierend arbeitende Kleinkältemaschinen in Betracht. Sie spielen keine große Rolle.

B. Die Wirkungsweise der Absorptions-Kältemaschinen.

1. Die gewöhnliche, einstufige Absorptionsmaschine.

Da als Arbeitsstoff für die Absorptions-Kältemaschinen in den meisten Fällen praktisch nur ein Gemisch von Ammoniak und Wasser in Frage kommt, sei der folgenden Beschreibung eine Ammoniakabsorptionsmaschine zugrunde gelegt.

Bei der A.K.M. treten an die Stelle des Kompressors zwei neue Apparate, die gewissermaßen seine Funktion übernehmen, nämlich der Kocher oder Austreiber und der Absorber. Der Absorber ersetzt etwa die Saugseite des Kompressors — hier werden die vom Verdampfer kommenden Ammoniakdämpfe von einer schwachen Ammoniaklösung

aufgenommen (absorbiert). Der Austreiber ersetzt die Druckseite — hier werden die in der Flüssigkeit (reiche Ammoniaklösung) absorbierten Dämpfe durch zugeführte Wärme bei hohem Druck und hoher Temperatur ausgedehnt.

In Abb. 36 ist eine solche einfache A.K.M. schematisch wiedergegeben. In dem Kocher *a*, der durch Abgase oder Dampf geheizt ist, wird das in der reichen Lösung enthaltene Ammoniak ausgetrieben, darauf in einem sog. Rektifikator *b* von mitgeführten Flüssigkeitsteilchen befreit und getrocknet. Von hier strömen die Ammoniakdämpfe dem Kondensator *c* zu, wo sie verflüssigt werden. Das flüssige Ammoniak tritt durch das Regelventil *d* in den Verdampfer *e*, wo es infolge der Druckverminderung zu verdampfen beginnt und die dazu erforderliche

Verdampfungswärme seiner Umgebung, z. B. Salzsole, entzieht, die dadurch entsprechend abgekühlt wird. Die im Kocher entgaste „arme“ Lösung tritt durch ein

zweites Regelventil *h* in den Absorber *g* über, der unter gleichem Druck steht wie der Verdampfer. Die Absaugung der Ammoniakdämpfe aus dem Verdampfer erfolgt dadurch, daß die arme Lösung unter dem niedrigen Druck die Ammoniakdämpfe begierig aufsaugt, wobei die entstehende Absorptionswärme durch Kühlwasser abgeführt wird. Die im Absorber angereicherte Lösung wird durch eine Lösungspumpe angesaugt und dem Kocher wieder zugeführt, womit der Lösungskreislauf geschlossen ist.

Die Heizwärme wird dem Kocher mittels einer Heizschlange *z* zugeleitet. Die im Kondensator frei werdende Kondensationswärme wird ebenso wie die Absorptionswärme des Absorbers durch Kühlwasser abgeführt. — Der Arbeitsverbrauch der Lösungspumpe ist im allgemeinen sehr gering, so daß das Wärmeäquivalent der Pumpenleistung gegenüber den im Absorptionsmaschinenprozeß umgesetzten Wärmemengen vernachlässigt werden kann.

Die Heizwärme wird dem Kocher mittels einer Heizschlange *z* zugeleitet. Die im Kondensator frei werdende Kondensationswärme wird ebenso wie die Absorptionswärme des Absorbers durch Kühlwasser abgeführt. — Der Arbeitsverbrauch der Lösungspumpe ist im allgemeinen sehr gering, so daß das Wärmeäquivalent der Pumpenleistung gegenüber den im Absorptionsmaschinenprozeß umgesetzten Wärmemengen vernachlässigt werden kann.

In einem zwischen Kocher und Absorber eingeschalteten Temperaturwechsler *f* tauschen die arme und die reiche Lösung ihre Wärme aus, so daß die reiche Lösung schon vorgewärmt in den Kocher *a* eintritt und entsprechend die arme Lösung etwas abgekühlt in den Absorber.

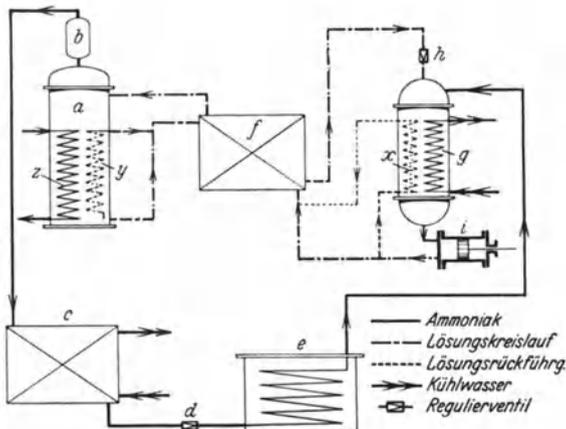


Abb. 36. Schema einer Absorptionskältemaschine. *a* Kocher, *b* Rektifikator, *c* Kondensator, *d* Regelventil, *e* Verdampfer, *f* Temperaturwechsler, *g* Absorber, *h* Regelventil im Lösungskreislauf, *i* Lösungspumpe, *x* Rückführung im Absorber, *y* Rückführung im Kocher, *z* Heizschlange.

Durch diesen Wärmeaustausch wird sowohl an Heizwärme im Kocher wie an Kühlwasser im Absorber gespart.

Neben der eben beschriebenen kontinuierlich arbeitenden Absorptionsmaschine unterscheidet man noch die sog. periodische A.K.M.

Bei sehr kleinen Maschinen, wie sie für Kühlschränke und Laboratoriumszwecke benötigt werden, verzichtet man auf die sonst erforderliche Lösungspumpe und gestaltet den Betrieb intermittierend. Während einer Heizperiode wird im Kocher Ammoniak ausgetrieben und im Kondensator verflüssigt, sodann wird die Apparatur auf Kühlung umgeschaltet. Jetzt dient der vorher als Kocher benutzte Apparat als Absorber, der, kräftig durch Wasser gekühlt, die vom Verdampfer kommenden Dämpfe absorbiert. Es soll jedoch auf diese nur für Kleinstanlagen in Betracht kommenden Maschinen nicht näher eingegangen werden.

Die in Abb. 36 beschriebene Absorptionsanlage stellt die allgemein übliche einfache und einstufige Absorptionsmaschine dar. E. Altenkirch hat schon 1913 auf Grund theoretischer Überlegungen nachgewiesen, daß die Leistungsfähigkeit dieser Maschinen durch innere Verluste, vor allem infolge unvollkommener Wärmeaustauschvorgänge sehr beeinträchtigt wird [E. Altenkirch: Reversible Absorptionsmaschinen. Ztschr. ges. Kälteind. 20, 1, 114 u. 150 (1913); 21, 7 u. 21 (1914)]. Beträgt doch das Wärmeverhältnis von A.K.M., die mit Frischdampf betrieben werden, bestenfalls 0,5—0,6, bei Abdampfmaschinen sogar nur 0,3—0,4, d. h. also, mit 100 kcal Heizdampfwärme lassen sich bestenfalls 60 kcal Kälte erzeugen. Die Leistungsfähigkeit der A.K.M. wird nun nach Altenkirch wesentlich verbessert, einmal durch das Prinzip der Reversibilität, wie es in der Anwendung der sog. Lösungsrückführung in Erscheinung tritt, sodann aber vor allem durch das Prinzip der Mehrstufigkeit, speziell der Zweistufigkeit.

Durch die Benutzung beider Prinzipien kann das Wärmeverhältnis, d. h. also die spezifische Kälteleistung einer A.K.M. bis auf das Doppelte erhöht und damit eine wesentliche Ersparnis an Heizwärme erzielt werden.

2. Die reversible Absorptionsmaschine.

Durch Verbesserung und Erweiterung des inneren Wärmeaustausches im Lösungsprozeß der Maschine kann die von außen zuzuführende Heizwärme verringert und die Leistungsfähigkeit der Anlage gesteigert werden. So führt z. B. Altenkirch die den Absorber verlassende angereicherte Lösung in einer geschlossenen Rohrschlange durch den Absorber hindurch (vgl. gestrichelte Rohrschlange x in Abb. 36) und läßt diese Lösung einen Teil der Absorptionswärme aufnehmen. Dadurch tritt eine Verminderung der nach außen abzuführenden Wärme und damit eine Ersparnis an Kühlwasser ein. Die hierdurch ersparte Wärme kommt dem Lösungsprozeß selbst zugute. Die reiche Lösung nimmt Wärme auf und gelangt auf diese Weise stärker vorgewärmt in den Kocher als bei der vorherigen Arbeitsweise. Es wird daher auch im Kocher an Austreibungswärme gespart, der Dampfverbrauch der Absorptionsmaschine vermindert sich dementsprechend.

In ähnlicher Weise wird die im Kocher entgaste arme Lösung im Gegenstromwärmeaustausch durch den Kocher hindurchgeführt, um schon dort einen Teil ihrer Wärme abzugeben, und tritt dann erst in den Temperaturwechsler über (vgl. gestrichelte Rohrschlange *y*). Durch diese sog. Lösungsrückführung im Absorber und Austreiber sowie ähnliche Maßnahmen, vor allem im Rektifikator, werden die Temperaturdifferenzen im Innern der A.K.M. verringert und der Aufwand an Heizwärme verkleinert. Die Vorgänge in der A.K.M. werden dadurch angenähert zu „umkehrbaren“ (reversiblen), d. h. zu den theoretisch zu erstrebenden gemacht. Die durch diese Anordnungen erzielten Ersparnisse an Heizenergie betragen je nach den besonderen Betriebsverhältnissen 5—15%. Dazu kommt noch eine Ersparnis an Kühlwasser im Absorber.

3. Die mehrstufige Absorptions-Kältemaschine.

Während bei der oben beschriebenen einfachen Absorptions-Kältemaschine die im Kocher *a* ausgetriebenen und im Kondensator *c* verflüssigten Ammoniakdämpfe nach ihrer Wiederverdampfung im Verdampfer *e* dem Absorber *g* zugeführt wurden, werden sie bei der mehrstufigen Absorptionsmaschine zunächst in einen besonderen Apparat *k*, der nach dem Vorschlag von Altenkirch mit Resorber bezeichnet wird, geleitet (vgl. Abb. 37). In dem Resorber werden die Dämpfe von einem einem zweiten Lösungskreislauf angehörenden verhältnismäßig armen Lösung absorbiert. Verdampfer und Resorber besitzen dabei den gleichen Druck, genau so wie es bei der einfachen Absorptionsmaschine zwischen Verdampfer und Absorber der Fall ist. Die im Resorber angereicherte, stark konzentrierte Lösung fließt durch einen zweiten Temperaturwechsler *l*, wird dort, wie noch näher beschrieben wird, vorgekühlt und gelangt darauf zu einem Regelventil *m*, in dem ein Druckabfall auf den Absorberdruck erfolgt. Bei dieser Entspannung beginnt die reiche Lösung in gleicher Weise wie das flüssige Ammoniak hinter dem Regulierventil *d* zu verdampfen und entzieht die zur Verdampfung nötige Wärme seiner Umgebung. Diese Verdampfung, die man zweckmäßiger mit Entgasung bezeichnet, erfolgt in einem Entgaser *n*, der von der Lösung durchströmt wird. Eine solche Entgasung eines Zweistoffgemisches geschieht, wie schon oben erwähnt, nicht wie die Verdampfung eines „Einstoffes“ bei konstanter, sondern bei steigender Temperatur,

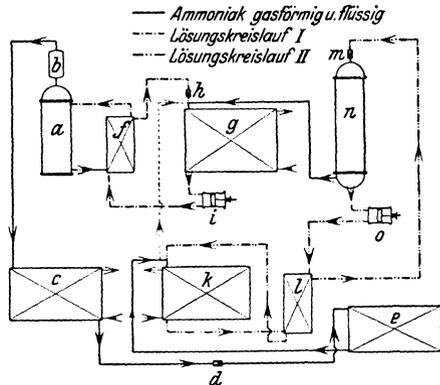


Abb. 37. Schema einer zweistufigen Absorptionskältemaschine. *a* Kocher, *b* Rektifikator, *c* Kondensator, *d* Regelventil, *e* Verdampfer, *f* Temperaturwechsler im Lösungskreislauf I, *g* Absorber, *h* Regelventil, *i* Resorber, *j* Temperaturwechsler im Lösungskreislauf II, *k* Resorber, *l* Temperaturwechsler im Lösungskreislauf II, *m* Regelventil, *n* Entgaser, *o* Lösungspumpe im Lösungskreislauf II.

wie das auch bei der Entgasung der Lösung im Austreiber der Fall ist. Die arme entgaste Lösung wird von einer zweiten Lösungspumpe o abgesaugt und in den Resorber gegen dessen höheren Druck wieder hineingedrückt. Diese arme, immer noch ziemlich kalte Lösung gibt ihre Kälte im Temperaturwechsler l an die reiche, vom Resorber kommende Lösung ab, wodurch diese gleichzeitig entsprechend vorgekühlt wird. Die im Entgaser entstandenen ausgetriebenen Dämpfe strömen zum Absorber g , der unter dem gleichen Druck steht wie der Entgaser. Sie werden dort von der vom Kocher kommenden armen Lösung absorbiert und darauf in der angereicherten Lösung zum Kocher geleitet, womit der gesamte Kreislauf geschlossen ist.

Man hat bei dieser zweistufigen Absorptions-Kältemaschine zwei in sich geschlossene Lösungskreisläufe mit je einer Lösungspumpe sowie einen Ammoniakdampfumlauf, wobei das Ammoniak zeitweilig mittels Lösung transportiert wird (vom Resorber zum Entgaser und vom Absorber zum Kocher). Durch diese Anordnung wird erreicht, daß die gleiche umlaufende Ammoniakdampfmenge zweimal verflüssigt wird, und zwar das erstmal im Kondensator und das zweitemal im Resorber, ferner zweimal zur Kälteleistung herangezogen wird, nämlich je im Verdampfer und Entgaser, während nur einmal eine äußere Heizwärme, und zwar ungefähr die gleiche wie bei der einstufigen Maschine, dem Austreiber zuzuführen ist. Dadurch wird die Kälteleistung, bezogen auf den gleichen Heizwärmeaufwand, etwa verdoppelt und entsprechend auch das Wärmeverhältnis verbessert. Allerdings wird durch Einfügen der zweiten Lösungspumpe im Resorberkreislauf noch zusätzliche Energie verbraucht, deren Wert aber im Verhältnis zu den sonst umgesetzten Energiemengen sehr gering ist.

Das hinter dem Verdampfer eingeschaltete Aggregat, das aus dem Resorber und Entgaser sowie aus der zweiten Lösungspumpe und dem zweiten Temperaturwechsler besteht, wird nach Altenkirch mit Resorptionsmaschine bezeichnet. Der Lösungsprozeß verläuft bei der Resorptionsmaschine gerade umgekehrt wie bei dem aus Austreiber und Absorber sowie Lösungspumpe und Temperaturwechsler bestehenden System, indem die Entgasung oder Austreibung dort im Gebiete niederen Druckes und niederer Temperatur stattfindet, während der Absorptionsprozeß im Resorber bei höherem Druck vor sich geht.

Grundsätzlich ist es nun möglich, die den Entgaser verlassenden Dämpfe in eine zweite dahintergeschaltete Resorptionsmaschine einzuführen, wobei sie in einem zweiten Resorber absorbiert werden können, von dort wieder weiter in eine dritte Resorptionsmaschine und so fort. Man muß nur die Temperatur- und Druckunterschiede der einzelnen Stufen genügend klein wählen. Zuletzt werden die den letzten Entgaser verlassenden Dämpfe dem Absorber zugeführt, der natürlich denselben Druck besitzen muß wie dieser Entgaser, und dort absorbiert. Damit ist der Kreisprozeß des umlaufenden Ammoniakgases geschlossen.

Im allgemeinen wird man sich freilich auf eine zweistufige Absorptions-Kältemaschinenanlage beschränken, d. h. also eine Absorptionsanlage, in der hinter die erste, aus Kondensator und Verdampfer bestehende

Kältstufe als zweite Stufe eine Resorptionsmaschine in der oben beschriebenen Art nachgeschaltet ist.

Durch diese zwei- oder mehrstufigen Absorptions-Kältemaschinen läßt sich das Wärmeverhältnis auf 1, ja bis beinahe etwa 1,3 steigern, d. h. man kann also mit 100 kcal Heizdampfwärme 100—130 kcal Kälte erzeugen.

C. Ausführung der Apparate.

Die in Abschnitt I B, S. 363 beschriebenen Bauarten von Kondensatoren können ohne weiteres auch für A.K.M. übernommen werden. Da jedoch hier immer mit einem, wenn auch geringen Wassergehalt des Ammoniaks zu rechnen ist, muß für eine Entwässerung des Verflüssigerraumes in die Flüssigkeitsleitung gesorgt werden. Auch die

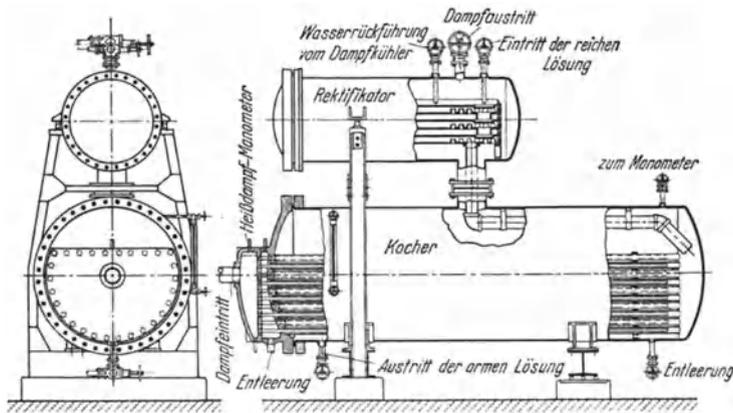


Abb. 38. Kocher und Rektifikator (York).

S. 369 angeführten Verdampfer lassen sich im allgemeinen für die A.K.M. verwenden. Jedoch muß auch hier die Möglichkeit vorgesehen werden, daß das sich an der tiefsten Stelle des Verdampfers ansammelnde Wasser abgeführt werden kann, etwa dadurch, daß der Verdampfer mit Hilfe der Lösungspumpe leergepumpt und sein Inhalt auf die Hochdruckseite befördert wird.

Die Ausführung der Kocher richtet sich vor allem nach dem zur Verfügung stehenden Heizmittel. Abb. 38 zeigt einen mit Dampf beheizten Kocherapparat amerikanischer Konstruktion. Der Heizdampf tritt links ein, strömt durch die dünnen inneren Rohre des im Kessel liegenden Rohrbündels nach rechts, biegt dort am Ende um und gelangt durch die äußeren weiteren Rohre nach links zurück zur Entleerungskammer, aus der er als Kondensat abfließt. Die im Kessel ausgetriebenen Ammoniakdämpfe müssen noch in dem aufgesetzten Rektifikator von den mitgerissenen Wasserteilchen befreit werden. Dieses geschieht dadurch, daß die reiche Lösung oben in den Rektifikator eintritt, über ein System von Tellern herunterrieselt und dadurch in innige Berührung

mit den aufsteigenden Dämpfen gelangt, wodurch das in den Dämpfen enthaltene Wasser ausgewaschen wird. Die reiche Lösung fließt darauf durch das in der Abbildung sichtbare Rohr in den hinteren Teil des Kochers. Die getrockneten Dämpfe gelangen bei dieser von der Maschinenfabrik York (USA.) gebauten Ausführung hinter dem Rektifikator noch zu einem Dampfkühler, einer Art Vorkondensator, dessen Kondensat als verhältnismäßig wasserreich wieder dem Rektifikator zugeführt wird und sich dort mit der zufließenden reichen Lösung vermischt (vgl. auch Abb. 42).

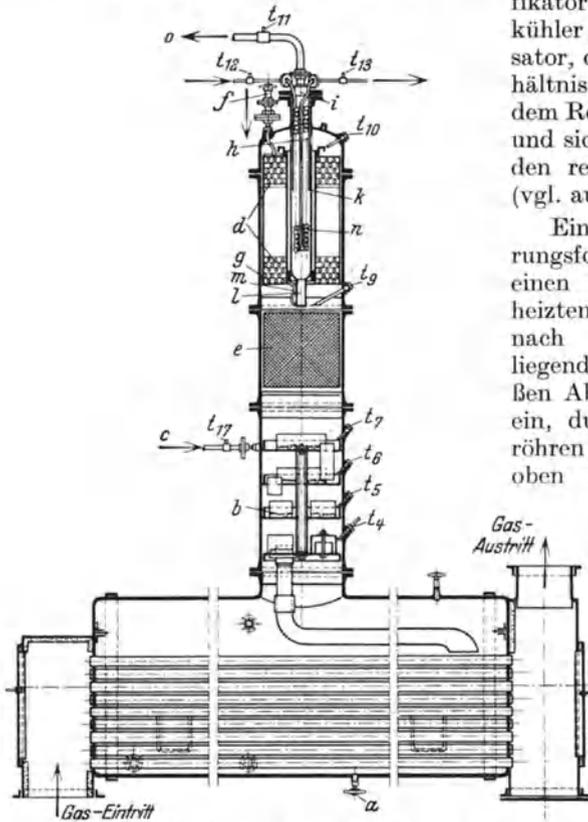


Abb. 39. Gasbeheizter Austreiber mit Rektifikator, *a* Austritt der armen Lösung, *b* Bodenkolonne, *c* Eintritt der reichen Lösung, *d* Kühlschlange, *e* Schicht Füllkörperschicht, *f* Eintritt der rektifizierenden Lösung, *g* Austritt derselben, *h* Eintrittsschlitz für die Dämpfe, *i* Abscheider, *k* Leitbleche, *l* Sammelgefäß für ausgeschiedene Flüssigkeit, *m* Austritt derselben, *n* wassergekühlte Rohrschlange, *o* Austritt der NH_3 -Dämpfe, t_4 – t_{17} Thermometerstutzen.

die im Kessel ausgetriebenen Dämpfe sehr wasserreich waren, so daß zur Rektifikation dieser Dämpfe besonders sorgfältige Maßnahmen ergriffen werden mußten. Die Rektifikation erfolgt in drei Stufen. Zunächst werden in einer in üblicher Bauart ausgeführten Bodenkolonne *b* die Dämpfe durch die bei *c* eintretende reiche Lösung vorrektifiziert. Die zweite Stufe besteht aus einer Kühlschlange *d* und einer Füllkörperschicht *e*; sie entspricht in ihrer Wirkungsweise

einer Art Vorkondensator, dessen Kondensat als verhältnismäßig wasserreich wieder dem Rektifikator zugeführt wird und sich dort mit der zufließenden reichen Lösung vermischt (vgl. auch Abb. 42).

Eine ganz andere Ausführungsform zeigt Abb. 39, die einen durch heiße Abgase beheizten Austreiber darstellt, der nach Art der Abhitzekeessel liegend angeordnet ist. Die heißen Abgase treten links unten ein, durchstreichen die Rauchröhren des Kessels und treten oben rechts aus. Sie geben dabei den größten Teil ihrer Wärme ab, wodurch die im Kessel befindliche Lösung erhitzt wird. Die arme entgaste Lösung verläßt den Austreiber unten bei *a*.

Über dem Heizkessel befindet sich ein Rektifikator, in dem die ausgetriebenen Dämpfe von Wasser möglichst vollkommen befreit werden. Der hier abgebildete Austreiber gehört zu einer zweistufigen Absorptionsanlage, bei der

den aus der Spiritusindustrie bekannten Verstärkungssäulen. Die Kühlschlange d übernimmt die Funktion des Dephlegmators oder Rücklaufkondensators, während die Füllkörperkolonne die eigentliche Verstärkungssäule darstellt. Die Kühlschlange d wird von einem Teil der reichen Lösung durchflossen, der oben im Rektifikator bei f eintritt, beim Durchströmen Wärme aufnimmt und am Ende der Kühlschlange bei g offen austritt. An der Kühlschlange findet eine teilweise Kondensation der vorbeistreichenden Dämpfe statt. Das Kondensat, der sog. Rücklauf, fließt gemeinsam mit der aus der Kühlschlange ablaufenden Lösung ab und rektifiziert in der darunterliegenden Füllkörperschicht die von der Bodenkolonne aufsteigenden Dämpfe. Zuletzt werden die aus der Kühlschlange d austretenden Dämpfe noch durch die Schlitzle h in den Abscheider i geführt, in dem sie durch Leitbleche k umgelenkt und durch die damit verbundene Geschwindigkeitsänderung von mitgerissenen Flüssigkeitsteilchen befreit werden. Mittels der wasserbesickten Rohrschlange n kann eine zusätzliche Kühlung und eine damit verbundene weitere Rektifikation der Dämpfe im Abscheider erfolgen. Bei o verlassen die Dämpfe den Rektifikator und strömen zum Kondensator.

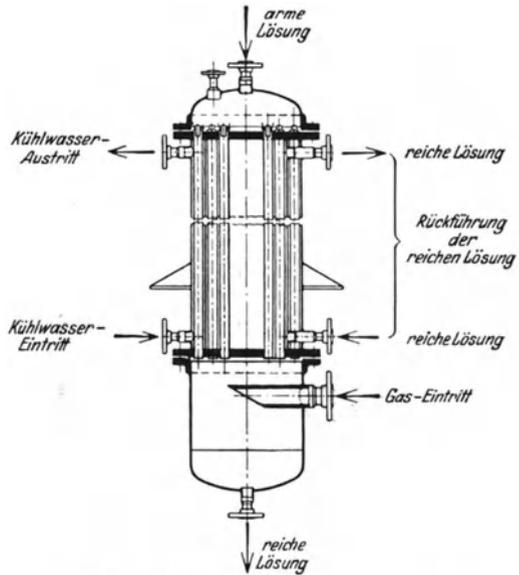


Abb. 40. Absorber mit Lösungsrückführung (Borsig).

Wie aus den beiden Abbildungen zu ersehen ist, lehnt sich die Konstruktion des Kochers an die für kleinere Wasserkessel gebräuchlichen Ausführungsformen an. Eine Besonderheit bildet lediglich der aufgebaute Rektifikator, der die Aufgabe hat, die ausgetriebenen Dämpfe von mitgeführten Wasserteilchen zu befreien. Diese Trocknung der NH_3 -Dämpfe ist erforderlich, weil mitgerissene Wasserteilchen die Kälteleistung im Verdampfer sehr stark beeinträchtigen. So ergibt z. B. schon ein Wassergehalt von 1% bei einer Verdampfungstemperatur von -10° einen Verlust an Kälteleistung von etwa 4—6%.

Für den Absorber verwendet man in neuerer Zeit vorwiegend Doppelrohrapparate, wie sie auch sonst in der Kältetechnik gebräuchlich sind. Der Dampf und die arme Lösung treten gemeinsam unten in den Ringraum des Doppelrohrsystems ein, wobei die arme Lösung bei ihrer Entspannung das Ammoniakgas injektorartig mitreißt. Sie vermischen sich hierbei innig, wobei das Ammoniak absorbiert wird,

während die reiche Lösung oben den Absorber verläßt. Durch das innere Rohr fließt das zur Abführung der Absorptionswärme dienende Kühlwasser (vgl. Abb. 42, Absorber e).

Eine andere Absorberkonstruktion, bei der die im vorhergehenden Abschnitt beschriebene Lösungsrückführung der reversiblen Absorptionsmaschine verwirklicht wurde, zeigt Abb. 40. Hier tritt die arme Lösung oben ein und rieselt filmartig an den inneren Rohrwänden herunter. Das Ammoniakgas tritt unten durch das große Rohr ein und strömt der armen Lösung entgegen, wobei es absorbiert wird. Die angereicherte

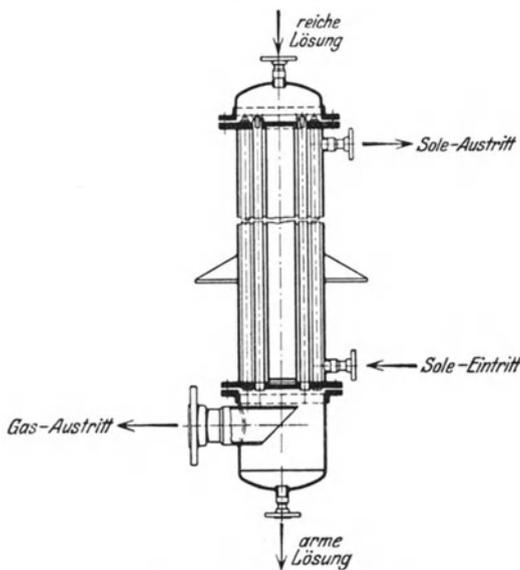


Abb. 41. Entgaser (Borsig).

Lösung sammelt sich im unteren Behälter und wird durch die Lösungspumpe abgesaugt.

Wie aus der Abbildung hervorgeht, ist der Absorber mit einem doppelten Mantel versehen. Im Ringraum zwischen Außen- und Innenmantel umspült Kühlwasser, von unten nach oben fließend, die Rohre und führt die Absorptionswärme ab. Im Innenraum dagegen fließt die von der Lösungspumpe kommende reiche Lösung. Hier ist also die von Altenkirch angelegte Rückführung der reichen Lösung durch den Absorber angewandt.

Der Temperaturwechsler wird heute fast überall als Doppelrohr-Gegenstrom-

apparat ausgeführt, wobei die heiße arme Lösung durch das innere Rohr geleitet wird. Nur bei sehr knapper Grundfläche führt man manchmal den Temperaturwechsler auch als stehenden zylindrischen Tauchapparat aus. Die arme Lösung wird durch konzentrisch gewundene Rohrschlangen geleitet, die von der reichen Lösung im Kreuzstrom umspült werden. Sehr oft wird auch die arme Lösung vor Eintritt in den Absorber noch in einen besonderen Nachkühler geleitet, in dem sie durch kaltes Kühlwasser möglichst tief abgekühlt wird. Auch hier ist Doppelrohrausführung das übliche.

Bei knappem Kühlwasser werden die kühlwasserbeschickten Apparate als Berieselungsapparate ausgeführt, die in ihrem äußeren Aufbau ganz dem im Abschnitt I B, S. 367 geschilderten Berieselungskondensator ähneln (vgl. Abb. 26).

Die bei der zweistufigen Anlage neu hinzukommenden Apparate Resorber und Entgaser können grundsätzlich ähnlich ausgeführt werden wie die eben beschriebenen Apparate. Vor allem der Resorber unter-

scheidet sich in seinem Aufbau in keiner Weise von dem Absorber. Abb. 41 zeigt einen als Rieselapparat ausgeführten Entgaser. Die reiche Lösung wird oben zugeführt und rieselt, durch oben auf die Rohre aufgesetzte Verteilungsstücke gelenkt, in einem dünnen Film an der Innenwand der Rohre herunter, während die Sole außen herum von unten nach oben geführt wird. Die entgaste arme Lösung sammelt sich im unteren Behälter und fließt der Pumpe zu. Das gebildete NH_3 -Gas verläßt seitwärts durch einen Stutzen den Entgaser.

Verbrauchszahlen für die A.K.M. In Tabelle 6 sind einige für die Beurteilung der A.K.M. wichtige praktische Zahlenwerte eingetragen, nämlich die Verbrauchszahlen für Dampf und Wasser sowie der Kraftbedarf. Diese Werte, die zum größten Teil aus den in der Literatur zerstreuten Angaben zusammengestellt sind, bedeuten nur Durchschnittszahlen und sollen einen ungefähren praktischen Anhalt geben, sie machen auf Genauigkeit keinen Anspruch. Bei den Verbrauchszahlen für Wasser ist noch zu bemerken, daß der Wasserbedarf bei Anwendung von Berieselungsapparaten entsprechend geringer wird.

Bei wärmerem Kühlwasser kann man schätzungsweise für je 1° wärmere Temperatur mit einem Mehrbedarf von etwa 4% für Dampf, Wasser und Kraft rechnen.

Tabelle 6. Verbrauchszahlen für Absorptions-Kältemaschinen, bezogen auf eine stündliche nutzbare Kälteleistung von $Q_0 = 100000$ kcal.

Betriebsart	Heizdampf		Kühlwasser		Kraftbedarf PS _e
	Druck ata	Menge kg/h	Temperatur ° C	Menge m ³ /h	
Abdampf-Kältemaschinen (Firma C. Senssenbrenner, Düsseldorf) Verdampfungstemperatur — 10°	1,0	450—600	+ 10	18—20	3
Frischdampf-Kältemaschinen (Halle-sche Maschinenfabrik, Halle) Soletemperatur etwa — 10°	3—3,5	350—450	+ 10	25—30	4—5
Amerikanische Absorptions-Kältemaschinen, Soletemperatur — 10°					
a) Abdampf	1,35	450	+ 15	—	—
b) Zwischendruckdampf	1,70	470	+ 25	—	—
Reversible Absorptions-Kältemaschinen mit Lösungsrückführung (A. Borsig, Berlin) Verdampfungstemperatur — 10°					
a) Abdampf	1,0	300—350	10—15	18—20	2
b) Zwischendruckdampf	1,5	250—300	+ 25	30	5

D. Beschreibung von ausgeführten Anlagen.

Das Gesamtschema einer ausgeführten Absorptionsmaschine ist aus Abb. 42 zu ersehen, die eine Anlage amerikanischer Bauart (York) zeigt [aus R. Plank: Amerikanische Kältetechnik. Berlin 1929]. Besonders bemerkenswert ist dabei, daß fast alle Wärmeaustauschapparate

als Doppelrohrapparate ausgeführt sind. Man erkennt den Kocher *f* mit aufgebautem Rektifikator *h*, wie er schon in Abb. 38 gezeigt wurde. Hinter dem Rektifikator ist noch ein als Doppelrohrapparat ausgebildeter Dampfkühler *a* geschaltet, in dem der Rest des mitgerissenen Wassers bis auf geringe Spuren dadurch entfernt wird, daß das Dampfgemisch bis auf etwa 10^0 über Kondensationstemperatur des reinen Ammoniaks durch das vom Kondensator abfließende Kühlwasser abgekühlt wird. Die den Temperaturwechsler *c* verlassende arme Lösung wird vor Eintritt in den Absorber *e* noch in einem vorgeschalteten Lösungskühler *d* abgekühlt. Ferner sei noch aufmerksam gemacht auf die Sammel- und

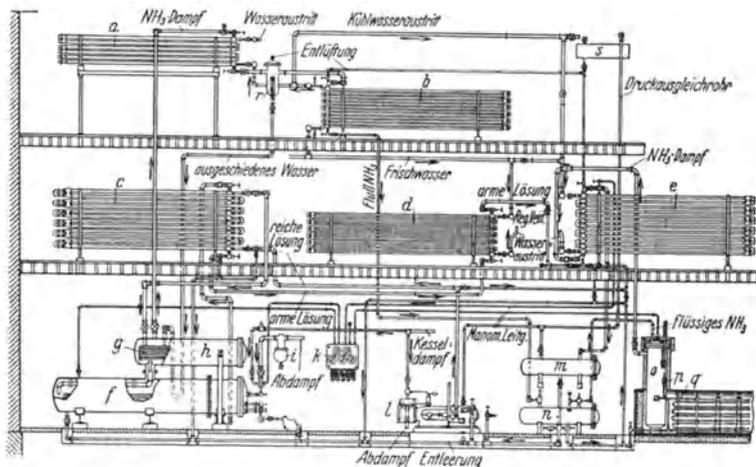


Abb. 42. Absorptionskältemaschine mit Doppelrohrapparaten (York).
a Dampfkühler, *b* Kondensator, *c* Temperaturwechsler, *d* Kühler für die arme Lösung, *e* Absorber, *f* Kocher, *g* Teller, *h* Rektifikator, *i* Ölabscheider, *k* Manometerstation, *l* Lösungspumpe, *m* Sammler für reiche Lösung, *n* NH_3 -Sammler, *o* Nachkühler und Dampftrockner, *p* Drosselventil, *q* Gefrierbehälter, *r* Wasserabscheider, *s* Entlüfter.

Ausgleichgefäße für reiche Lösung und flüssiges Ammoniak *m* bzw. *n*, die ein elastisches Arbeiten der Anlage bewirken sollen.

Die Möglichkeit, billig anfallende Abwärme wirtschaftlich zur Kälteerzeugung auszunutzen, weist der A.K.M. einen hervorragenden Platz gerade in den großen chemischen Betrieben zu, wo solche Abfallenergie in Form von Abdampf oder Abgasen häufig in großer Menge zur Verfügung steht und gleichzeitig Bedarf an künstlicher Kälte vorliegt. Besonders auf diesem Gebiete kommt der Absorptionsmaschine im Rahmen der Bestrebungen, die auf günstigste und zweckmäßigste Kupplung von Kraft- und Wärme- bzw. Kältewirtschaft (s. S. 15) gerichtet sind, eine besondere Bedeutung zu.

Als ein Beispiel aus den verschiedenen in der chemischen Industrie gegebenen Anwendungsmöglichkeiten sei die Verwendung der A.K.M. bei der Aufbereitung von Gasen mittels Tiefkühlung herausgegriffen, da sie in Zukunft eine große Bedeutung erlangen wird. Bekanntlich wird das aus den Koksöfen kommende Rohgas erst einem

gründlichen Reinigungs- und Veredelungsprozeß unterworfen, ehe es als Leuchtgas seinem Verwendungszweck zugeführt werden kann. In neuerer Zeit werden infolge der gesteigerten Verwendung des Leuchtgases in Haushalt und Gewerbe in zum Teil empfindlichen Apparaten, ferner auch seit der Einführung der Ferngasversorgung großer Wirtschaftsgebiete mit ihrem weit verzweigten Rohrnetz an die Reinheit des Leuchtgases erhöhte Ansprüche gestellt, welche die bisher üblichen Reinigungsverfahren nicht erfüllen können. Insbesondere sind es die bei niederen Temperaturen kondensierenden Bestandteile des Gases wie Teer, Ammoniak, Wasser und vor allem das Naphthalin, die zu Verstopfungen, Verkrustungen und Beschädigungen sowie zur Korrosion der Rohrleitungen und Armaturen Anlaß geben und deshalb entfernt werden müssen.

Als ein sehr wirksames Verfahren zur restlosen Reinigung des Gases von allen kondensations- und korrosionsfähigen Stoffen hat sich in den letzten Jahren die Tiefkühlung des Leuchtgases herausgestellt. Hierbei wird das Leuchtgas mittels künstlicher Kälte abgekühlt, wobei die genannten Bestandteile bis auf geringe unschädliche Spuren auskondensieren, so daß sie entfernt werden. Nach dem Verfahren von Lenze (D.R.P. 498 888) werden Naphthalin, ferner Ammoniak, Teer und Wasser, soweit sie nicht durch die davorgeschaltete Wasserkühlung üblicher Bauart ausgeschieden wurden, durch schwach konzentriertes Ammoniakwasser bei einer Temperatur von etwa 0 bis -5° ausgewaschen. In einem als Regenkühler ausgebildeten Waschturm fällt das im Verdampfer der A.K.M. auf etwa -5° abgekühlte Ammoniakwasser in fein verteiltem Regen dem von unten aufsteigenden Gas entgegen. Dieses Gaskühlverfahren vereinigt in sich grundsätzlich drei Arbeitsgänge:

- die Gewinnung von Ammoniak und Teer,
- die Naphthalinentfernung und
- die Trocknung des Gases.

Ein anderes von H. Kemmer (D.R.P.a) ausgebildetes Verfahren geht mit der Tiefkühlung noch weiter, und zwar auf -15 bis -20° . Hierbei erfolgt die Gaskühlung in zwei Stufen:

In der ersten Stufe wird das Gas auf etwa -5° mittels Ammoniakwasser gekühlt, wobei, wie bei Lenze, Teer, Naphthalin, Ammoniak und Wasser ausgeschieden werden.

In der zweiten Stufe, die bei etwa -15 bis -20° arbeitet, soll darüber hinaus das Gas vollständig von Naphthalin, ferner von Benzol und auch dem größten Teil der organischen Schwefelverbindungen befreit werden. Hier wird in einem kontinuierlichen Prozeß durch stufenweise Abkühlung das Gas getrocknet und von fast sämtlichen Verunreinigungen befreit, so daß dadurch der ganze Aufbau der Gasreinigung sich grundsätzlich ändern dürfte [vgl. die Aufsätze in G. W. F. 74, 1169 (1931); ferner 75, 164 u. 269 (1932); Ztschr. Ver. Dtsch. Ing. 76, 593 (1932)].

Eine solche, nach dem Verfahren von Kemmer arbeitende Absorptionsanlage zur Gastiefkühlung zeigt Abb. 43 [vgl. Gompertz und Niebergall: Ztschr. ges. Kälteind. 39, 69 (1932)]. Die linke Hälfte der

Abbildung stellt eine zweistufige Absorptionsanlage dar, wie sie schon oben an Hand der Abb. 37 beschrieben wurde. Da hier dieselben Bezeichnungen wie in Abb. 37 gewählt wurden, ist die Wirkungsweise der Kälteanlage ohne weiteres verständlich. Der Austreiber α wird in diesem Fall durch die von der Regeneration der Kokserzeugungsöfen mit 300° bis 400° abziehenden Rauchgase beheizt. Er ist an Hand der Abb. 39

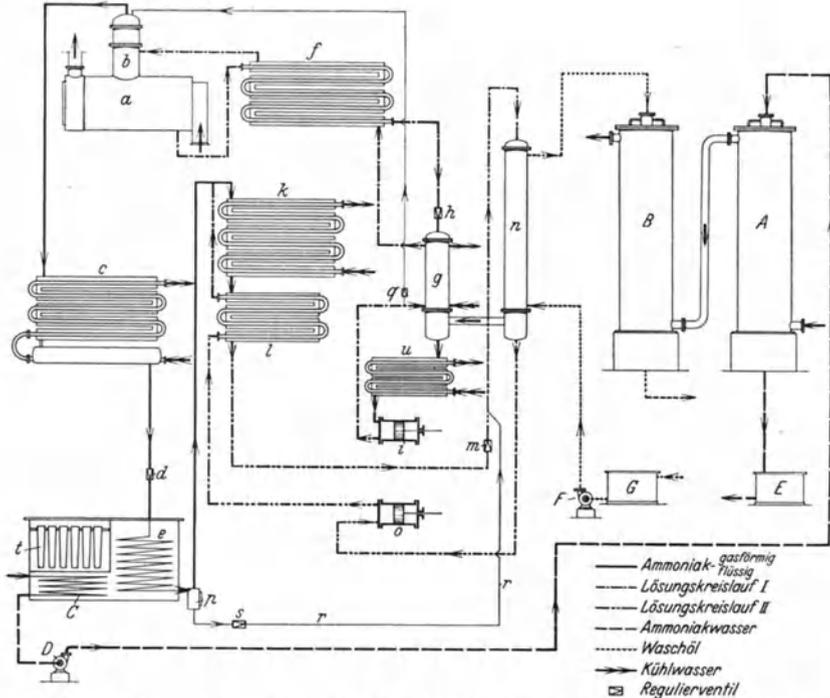


Abb. 43. Schema einer Leuchtgas-Tiefkühlanlage mit zweistufiger Absorptions-Kältemaschine. a Kocher, b Rektifikator, c Kondensator, d Regelventil, e Verdampfer, f Temperaturwechsler im Lösungskreislauf I, g Absorber, h Regelventil, i Lösungspumpe im Lösungskreislauf I, k Resorber, l Temperaturwechsler im Lösungskreislauf II, m Regelventil, n Entgaser, o Lösungspumpe im Lösungskreislauf II, p Abscheidegefäß, q Regelventil, r Lösungsleitung, s Ventil, t Eisgenerator, u Lösungsnachkühler, A Kühlturm I, B Kühlturm II, C Kühlschlange für Ammoniakwasser, D Ammoniakwasserpumpe, E Sammelgefäß, F Waschpumpe, G Vorratsbehälter.

schon beschrieben worden. Der Verdampfer e der ersten Kältestufe ist in einem Eisgenerator t eingebaut. Dieser Eisgenerator wird eingeschaltet, damit die großen überschüssigen Kältemengen zur Erzeugung eines wohlfeilen gewerblichen Produktes, des Eises, nutzbar gemacht werden können und die Rentabilität des gesamten Verfahrens günstig gestalten. Hinter dem Verdampfer ist ein Abscheidegefäß p angeordnet, in dem nicht verdampftes Ammoniak oder Spuren von Wasser sich absetzen können. Die abgeschiedene Flüssigkeit kann durch die Leitung r und das Ventil s in den Entgaser geleitet werden. Der hinter dem Absorber g geschaltete Lösungsnachkühler u unterkühlt die reiche Lösung

um einige Grad. Diese Lösungsunterkühlung ist erforderlich, um eine teilweise Entgasung der Lösung in der Pumpe zu vermeiden, die sonst bei der durch das Ansaugen bewirkten Druckerniedrigung eintreten würde.

Auf der rechten Seite der Abbildung sind die beiden Kühlstufen des Leuchtgases zu sehen. Das vom Wasserkühler und vom Teerabscheider kommende Leuchtgas tritt in den Kühlturm der ersten Stufe *A*, wo es durch schwach konzentriertes Ammoniakwasser berieselt wird. Das Ammoniakwasser kommt von der Ammoniakfabrik und tritt in die Kühlschlange *C* ein. Diese Kühlschlange befindet sich in demselben Behälter wie der Eisgenerator *t* und wird von der durch die Verdampferschlange *e* abgekühlten Sole umspült. Das gekühlte Ammoniakwasser wird dann durch die Pumpe *D* oben auf den Kühlturm *A* befördert und fällt dort in fein verteiltem Regen dem aufsteigenden Gas entgegen. Das angereicherte Ammoniakwasser fließt einem Sammelgefäß *E* zu, von wo es nach der Ammoniakfabrik weitergeleitet wird.

Das von Ammoniak vollständig, von Naphthalin größtenteils befreite Gas tritt dann in die zweite Kühlstufe *B* über, wo es mittels tief gekühlter Öle durch Berieselung gewaschen wird. Das hierzu erforderliche Waschöl wird von einer Pumpe *F* einem Vorratsbehälter *G* entnommen, durch den Entgaser *n* hindurchgedrückt und hierbei auf etwa -10 bis -20° abgekühlt. Das tief gekühlte Waschöl fließt darauf dem Kühlturm *B* zu. Das unten abfließende, angereicherte Waschöl gelangt in die Benzolanlage, wo das Benzol und Naphthalin aus dem Öl abgetrieben werden. Das gereinigte Öl wird darauf wieder dem Behälter *G* zugeführt, um von dort den Kreislauf von neuem zu beginnen.

Die Abb. 44 zeigt den zu dieser Anlage gehörenden Austreiber. Man sieht den liegenden Kessel und darauf den Rektifikationsturm. Vor dem Kessel steht ein als Doppelrohrapparat ausgebildeter Temperaturrechler. Deutlich ist auch die Abzugsleitung der den Austreiber verlassenden Heizgase zu sehen, die in die dahinterstehende Esse einmündet.

Statt der direkten Heizung durch die heißen Abgase kann auch eine indirekte Anordnung gewählt werden.

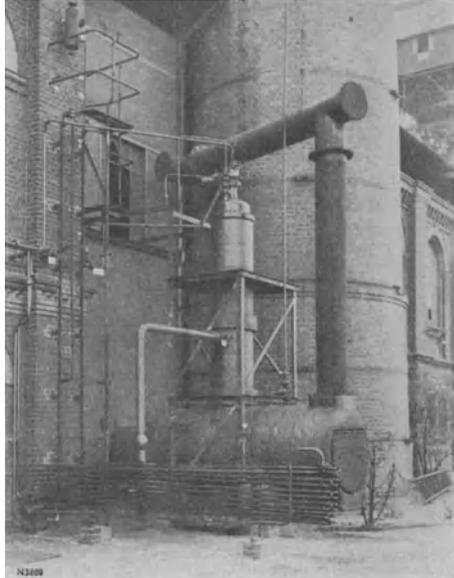


Abb. 44. Ansicht eines gasbeheizten Austreibers (Borsig).

Abb. 45 zeigt eine andere Konstruktion des Austreibers, bei welchem die Motorabgase der zum Antrieb der Ferngaskompressoren dienenden Verbrennungsmotoren zur Beheizung herangezogen werden. Hier werden aus Gründen der Betriebssicherheit die Austreiber der Absorptionskälteanlage nicht unmittelbar durch die Motorgase, sondern mit Dampf, der in einem Abhitzeessel erzeugt wird, beheizt. Im Vordergrund der

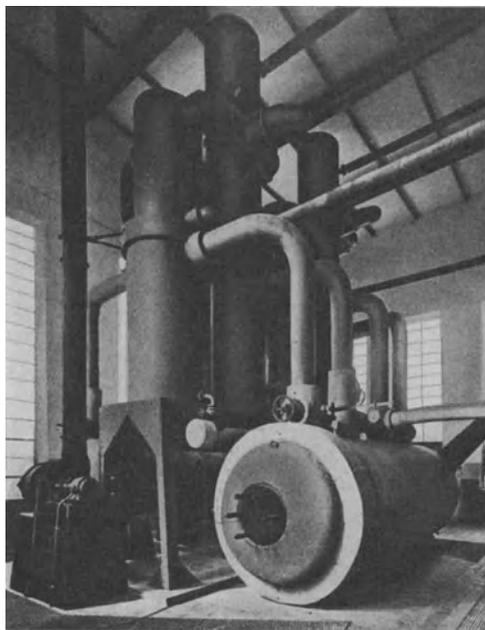


Abb. 45. Austreiber (Senssenbrenner).

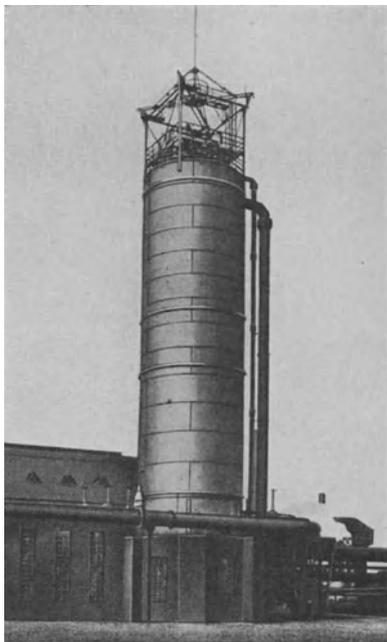


Abb. 46. Tiefkühler (Bamag).

Abbildung ist der liegende Abhitzeessel zu erkennen, dahinter befinden sich die stehend gebauten Austreiber.

Abb. 46 zeigt den Tiefkühler einer nach dem Verfahren von Lenze arbeitenden Gaskühlanlage. An der rechten Seite des über 20 m hohen Turmes sieht man deutlich die Leitungen für Leuchtgas und Ammoniakwasser.

III. Hauptanwendungsgebiete der künstlichen Kälte.

Durch die künstliche Kühlung beabsichtigt man die physikalischen, chemischen und biologischen Eigenschaften eines Körpers nach einer bestimmten Richtung hin zu beeinflussen. Hierzu werden die mannigfachsten Verfahren und Einrichtungen angewandt, von denen hier einige

wichtige, besonders in der chemischen Großindustrie gebräuchliche beschrieben werden sollen.

A. Kühlung fester Stoffe.

Am weitesten verbreitet, namentlich in der Nahrungsmittelindustrie, ist die Kühlung fester Körper wie Fleisch, Früchte, Gemüse usw. Die Kälteübertragung erfolgt gewöhnlich indirekt, meist durch Luft als Kälte Träger, die in abgetrennten Kühlern oder durch Systeme, die in den Räumen angebracht sind, abgekühlt wird. Nur selten geht man zur unmittelbaren Kühlung der Körper durch das Kältemittel oder den Kälte Träger selbst über. So schlägt z. B. Kuprianoff [Ztschr. ges. Kälteind. 39, 213 (1932), sowie Ztschr. Ver. Dtsch. Ing. 76, 583 (1932)] vor, Fleisch in verdampfender CO_2 zu gefrieren, jedoch liegen über dieses Verfahren praktische Ergebnisse noch nicht vor. Hingegen hat das Frieren von Fischen nach dem Ottesen-Verfahren, bei dem Fische unmittelbar in tief gekühlte und gesättigte Natriumchloridlösung eingetaucht und gefroren werden, größere Verbreitung gefunden. Da die gekühlte Luft schwerer als die warme Raumluft ist, wird sie in den oberen Teil des Raumes eingeführt, fällt durch ihre eigene Schwere nach unten, während die erwärmte Luft nach oben fließt. Es wird eine natürliche, wenn auch schwache Luftbewegung erzeugt. Zu ihrer Verstärkung werden meist Ventilatoren vorgesehen, die außer der lebhaften Luftumwälzung eine gleichmäßige Verteilung im Raum und eine intensive Umspülung des Kühlgutes bezwecken. Neben der Temperaturerniedrigung ist die Erhaltung eines bestimmten Feuchtigkeitsgrades für die Aufbewahrung des Kühlgutes sehr wichtig. Je trockener die Oberfläche eines Körpers gehalten wird, um so geringer ist die Möglichkeit für die auf ihr befindlichen schädlichen Bakterien oder Pilze, sich zu entwickeln und Schaden anzurichten. Durch Versuche hat man für eine Reihe von Nahrungsmitteln die Optima der Temperaturen und des Feuchtigkeitsgehaltes bestimmt: so z. B. für Frischfleisch eine Aufbewahrungstemperatur von $+2$ bis $+4^\circ$ bei einem relativen Feuchtigkeitsgehalt der Raumluft von 75—80%, für Eier 0 bis $+1/2^\circ$ bei 80—85% Feuchtigkeit, Obst etwa $0-2^\circ$ bei 85% usw.

Bei der Berechnung der erforderlichen Luftmenge ist zu berücksichtigen, daß mit der Temperatursenkung der Luft gleichzeitig auch der in ihr enthaltene Wasserdampf zum größten Teil niedergeschlagen wird und die hierbei entstehende Verflüssigungswärme abzuführen ist. Über den Wasserdampfgehalt der Luft gibt Tabelle 1 (S. 634) Aufschluß.

Bei dem Ausscheiden des Wassers, das unterhalb des Taupunktes durch das Niederschlagen des in der Luft befindlichen Dampfes erfolgt, werden sehr erhebliche Wärmemengen frei, etwa 600 kcal pro kg Wasser, die, wie schon erwähnt, bei der Berechnung des Kältebedarfes berücksichtigt werden müssen. Soll z. B. 1 m^3 Luft von 4° und 90% relativer Feuchtigkeit auf -3° abgekühlt werden, so setzt sich der Kältebedarf zunächst aus der Wärmemenge zusammen, die der trockenen Luft bei ihrer Abkühlung von $+4^\circ$ auf -3° entzogen

werden muß (spezifische Wärme der Luft mit 0,31 kcal pro m³ angenommen), ferner der Kondensationswärme des niedergeschlagenen Wasserdampfes, die ungefähr 0,6 kcal pro g beträgt, und schließlich der Erstarrungswärme des Wassers, die 0,08 kcal pro g ist (bei der tiefen Temperatur wird der Wasserdampf als Reif ausgeschieden). Aus der Tabelle ergibt sich bei +4° und 90% Feuchtigkeit ein absoluter Wasserdampfgehalt von 5,73 g pro m³. Da bei -3° die Luft maximal 3,82 g pro m³ enthält, muß der überschießende Teil = 1,91 g ausgeschieden werden. Demnach stellt sich der Kältebedarf pro m³ wie folgt:

für die Abkühlung	1×7	$\times 0,31 = 2,17$	kcal
für Kondensation und Erstarrung . . .	$1 \times 0,68$	$\times 1,91 = 1,30$	kcal
		<u>3,47</u>	<u>kcal.</u>

Erwärmt man die Luft durch eine Heizschlange wieder auf +4°, so beträgt ihre relative Feuchtigkeit, da die absolute gleich bleibt, nur noch 60%. Man kann also durch entsprechende Abkühlung und spätere Wiedererwärmung der Luft jeden gewünschten relativen Feuchtigkeitsgehalt bei einer bestimmten Raumtemperatur erzielen, was für die Konservierung vieler Güter sehr wichtig ist.

Bei manchen Kühlgütern, z. B. Obst, bezweckt man durch die Kaltlagerung die Reife zu verzögern, die Haltbarkeit zu verlängern und den Geschmack zu verbessern. Hierbei ist wichtig, daß das sich während der Lagerung entwickelnde Kohlendioxyd möglichst schnell abgeführt wird, weil sonst leicht trotz tiefer Temperatur das Kühlgut, z. B. Äpfel, von innen faulen kann. Durch starken Luftwechsel, der stündlich bis zum 60fachen des Inhaltes der Kühlräume ansteigen kann, wird für eine lebhaftere Luftbewegung gesorgt und das sich bildende Kohlendioxyd sofort abgeführt. Häufig ist es auch wichtig, durch Senkung der Temperatur die leicht flüchtigen Bestandteile eines festen Körpers, namentlich die aromatischen Öle bei Obst, Butter, Tabak, Blumen, am Entweichen zu verhindern.

Bei vielen Fabrikationsprozessen wird durch Abkühlung die Herstellung der Waren erleichtert oder verbessert. So wird z. B. in Gummifabriken das Erzeugnis in Formen eingefüllt und in -20° tief gekühlter Sole zum Erstarren gebracht, hierauf in Räumen, die auf +5° gehalten werden, in feine Blätter zerschnitten und weiter verarbeitet. Da Gummi bei einer Temperatur von +25° weich und schmierig wird, wird seine Verarbeitung in der warmen Jahreszeit durch Zusatz von gekühltem Wasser sehr erleichtert.

Bewahrt man bei der Lederfabrikation Häute bei einer Temperatur von +2 bis +4° C auf, so lassen sie sich einige Zeit ungesalzen lagern, wodurch bei der späteren Verarbeitung die Wässerung und Weichung vermindert und an Arbeitszeit gespart wird.

Da die chemische Wirksamkeit eines Körpers mit Senkung der Temperatur im allgemeinen abnimmt, werden Räume, in denen Stoffe lagern, die sich bei hohen Temperaturen leicht zersetzen können, künstlich gekühlt, so z. B. Munitionsräume auf Schiffen, die in tropischen Gewässern fahren. Manche rauchschwache Pulverarten zersetzen sich

bei gesteigerten Temperaturen, verlieren dadurch an Sprengkraft, verändern ihre ballistische Wirkung und neigen zur Selbstentzündung.

Auch in biologischer Hinsicht wirkt die Kälte häufig fördernd auf die Herstellung eines Erzeugnisses ein. So wird z. B. die verpuppte Seidenraupe bei 5° am Auskriechen aus dem Kokon und seiner Zerstörung verhindert. Die Spindeln können so während des ganzen Jahres gleichmäßig mit frischen Kokons versorgt werden. Zur Abtötung der Puppen wurden bisher die Kokons erhitzt. Neuerdings schlägt man vor, sie bei —10 bis —18° eine gewisse Zeit lang zu belassen. Sie werden dadurch getötet, die Güte des Fadens erhöht und seine Verarbeitung erleichtert.

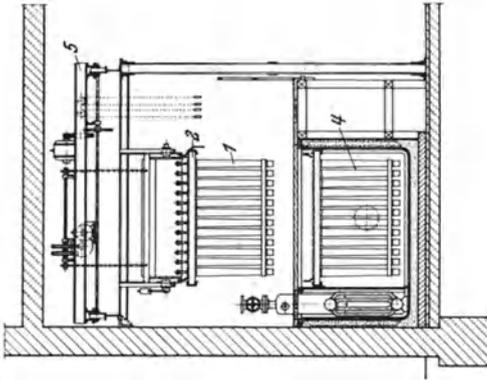
Die Abkühlung des Kühlgutes und die Herstellung der zulässigen Feuchtigkeit wird in obigen Beispielen gewöhnlich durch Luft als Kälte-träger bewirkt, die ihrerseits entweder in getrennten Luftkühlern oder durch Kühlsysteme, die sich in den Räumen selbst befinden, abgekühlt wird. Wird kein besonderer Wert auf niedrigen Feuchtigkeitsgehalt gelegt, so genügt die Abkühlung der Luft durch Kühlsysteme im Raum.

B. Abkühlung von Flüssigkeiten.

Ausgedehnte Verwendung findet die Kälte bei der Abkühlung von Flüssigkeiten und der Kühlung erstarrender Massen. Hier müssen die Apparate der Verdampfungsseite dem jeweiligen Zweck angepaßt werden. Ein interessantes Beispiel für eine solche Ausbildung bietet die Eis-erzeugung mit ihren Nebenapparaten, die in Abb. 47 wiedergegeben ist.

Die Herstellung des Eises erfolgt heute fast allgemein in rechteckigen oder quadratischen Zellen (1), die in Rahmen (2) zusammengefaßt in die tief gekühlte Sole des Behälters (4) eingesetzt werden. Ein kräftig wirkendes Rührwerk (3) treibt die kalte Sole aus dem Verdampferabteil durch die einzelnen Zellenreihen hindurch, wobei das in den Zellen befindliche Wasser abgekühlt und schließlich zu Eis gefroren wird. Nach völligem Durchfrieren wird eine Zellenreihe mit ihrem Rahmen, an dessen Enden Haken angeordnet sind, durch einen von Hand oder elektrisch betätigten Laufkran (5), der auf einer Kranbahn oberhalb des Behälters hin- und hergefahren werden kann, herausgehoben und in das Auftau-gefäß (6) eingesetzt. In dieses Gefäß wird warmes Wasser geleitet, so daß die Eisblöcke von den Zellenwandungen abgelöst werden. Die auf-getaute Zellenreihe wird vom Kran hochgehoben, auf ein kippbares Gestell (7) gesetzt und langsam auf eine hölzerne Rutsche (8) umgekippt, auf der die Blöcke hinausgleiten, während das in den Zellen entstandene Tauwasser nach unten abfließen kann. Von der Eisrutsche werden die fertigen Blöcke direkt auf Transportwagen verladen oder durch schräge Rinnen in ein Eislager geschafft und dort bis zum Verkauf gestapelt. Die leere Zellenreihe wird vom Laufkran an das vordere Ende des Behälters zurückgefahren, wo sich ein mit Frischwasser gefülltes Gefäß (9) befindet. Durch Drehen des beweglich gelagerten Füllgefäßes werden die Auslaufschnäbel nach unten gesenkt, die Zellen gleichzeitig und gleichmäßig gefüllt und hierauf zum weiteren Durchfrieren von neuem

in den Eiserzeuger eingesetzt, nachdem vorher durch einen mechanisch oder von Hand betätigten Vorschub alle Zellenrahmen um eine



Rahmenbreite nach vorn geschoben und Platz für die frisch gefüllte Zellenreihe geschaffen wurde. Das Gefäß ist allseitig stark isoliert und oben durch einen festen behagbaren Bohlenbelag verschlossen. Gewöhnlich werden 12 $\frac{1}{2}$ oder 25 kg schwere Eisblöcke hergestellt, in außereuropäischen Ländern auch Blöcke bis zu 150 kg Gewicht. Die Gefrierdauer hängt von der Form und

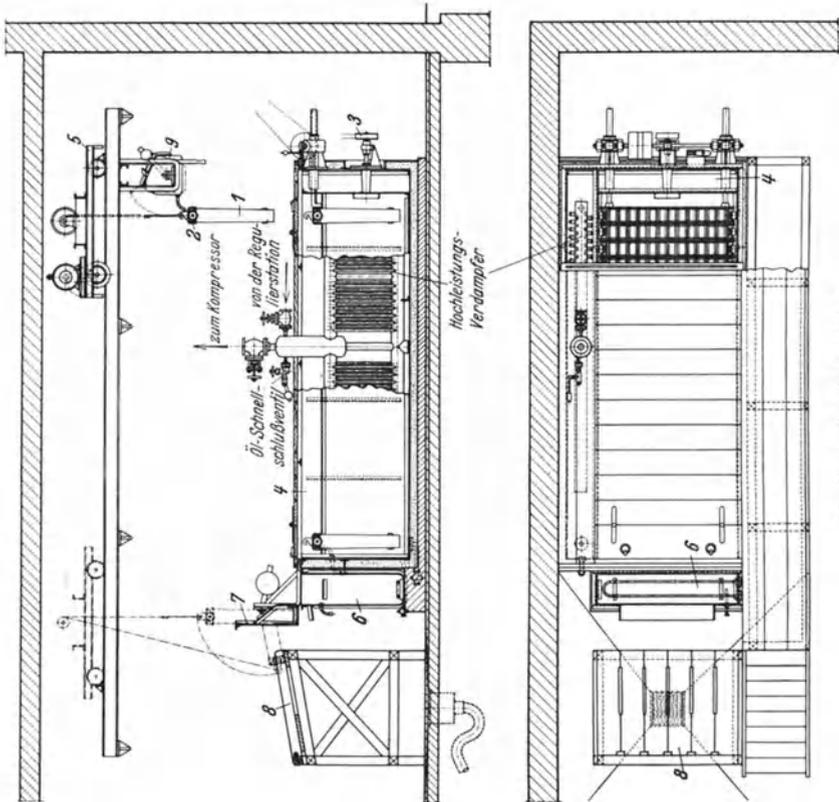


Abb. 47. Zelleneiserzeuger.

Größe der Eisblöcke, jedoch auch von der Art des erzeugten Eises ab. Rechteckige 12 $\frac{1}{2}$ kg schwere Blöcke benötigen zum Durchfrieren etwa

8—9 h bei einer Soletemperatur von -6 bis -7° , quadratische 25 kg Blöcke etwa 14—16 h. Diese Gefrierdauer gilt für Matteis, d. h. lufthaltiges Eis. Will man klares durchsichtiges Eis herstellen, so erhöht sie sich, außerdem muß das Gefrierwasser vorbehandelt werden.

Die im Gefrierwasser befindliche Luft setzt sich beim Gefrieren an der Grenzfläche zwischen Wasser und schon entstandenem Eis in Form kleiner Bläschen ab und wird mit zunehmender Eisbildung im Eisblock eingeschlossen. Hierdurch entsteht die Trübung des Eises, die man nur bei außerordentlich langsamem Gefrieren verhindern kann, wie es z. B. in der Natur während des Winters beim allmählichen Einfrieren klarer Gewässer vorkommt, weil hier die Luftbläschen Zeit haben, sich von selbst auszuschneiden. Bei der Herstellung des künstlichen Eises, bei dem die Gefrierdauer aus wirtschaftlichen Gründen abgekürzt werden muß, sind daher die angesetzten Luftbläschen durch Schütteln des Wassers zu entfernen. Früher geschah dies durch pendelartig bewegte Flossen, die in die einzelnen Zellen eingehängt und während des größten Teiles der Gefrierdauer mechanisch hin und her bewegt wurden. Dieses Verfahren ist heute verlassen, da die Flossen leicht einfrieren und abbrechen. Außerdem bleibt der innere Kern des Gefrierwassers trüb. Die Flossen werden heute durch das Lufteinblaseverfahren ersetzt, bei dem verdichtete, in einem Vorkühler gekühlte Luft durch Düsen, die sich in dem unteren Teil der Zellen befinden, in das Gefrierwasser eingeblasen wird, so daß das Wasser hierdurch in Wallung versetzt wird und die Luftbläschen am Festsetzen verhindert werden. Das so erzeugte Eis wird durchsichtig bis auf einen geringen matten Kern. Die Gefrierdauer solcher Blöcke von etwa 25 kg beträgt ungefähr 14—16 h. Für die Erzielung eines einwandfreien Eises ist jedoch Voraussetzung, daß die natürlichen Verunreinigungen des Wassers, namentlich der Gehalt an gelösten anorganischen Stoffen, wie Calcium- oder Magnesiumbicarbonat, Ferrobicarbonat usw. ein bestimmtes Maß nicht überschreiten, da sonst trotz sorgsamer Vorbehandlung die Trübung des Eises bestehen bleibt [vgl. hierzu R. Plank: „Amerikanische Kältetechnik“, S. 76].

Wünscht man vollkommen durchsichtiges Eis, sog. Krystalleis, so muß man die Luft sowohl als auch die im Wasser enthaltenen Salze zuvor vollkommen durch Aufkochen und Entlüften des Rohwassers in besonderen Destillierapparaten entfernen und möglichst langsam bei einer hohen Soletemperatur von etwa -3 bis -4° in etwa 22—24 h die 25 kg schweren Blöcke durchfrieren. Da diese Herstellung jedoch teuer ist, begnügt man sich heute mit Klareis, wenn hygienisch einwandfreies Wasser zur Verfügung steht.

Theoretisch sind zur Erzeugung eines kg Eises aus Wasser von 0° rund 80 kcal aufzuwenden. Da jedoch für die Auftauverluste im Auftaugefäß, für die Ausstrahlung im Eisergeuger und für die Abkühlung des Gefrierwassers von seiner Anfangstemperatur ab ein weiterer Kältebedarf zuzuschlagen ist, rechnet man bei kleineren Anlagen, bei denen die Verluste verhältnismäßig größer sind, mit einem Aufwand von etwa 150—160 kcal pro kg Eis, bei mittleren und größeren Anlagen etwa mit 120—135, in wärmeren Gegenden sind die Zuschläge zu erhöhen.

Neuerdings hat die Herstellung fester Kohlensäure, auch Trockeneis genannt, für Tiefkühlung größere Bedeutung, namentlich in Amerika, erlangt. Da feste Kohlensäure bei ihrer Erwärmung sofort verdampft (sublimiert), kommt das lästige Schmelzwasser, das bei der Kühlung durch Wassereis zurückbleibt, die Metallteile der Aufbewahrungsgefäße angreift und unerwünscht hohe Feuchtigkeit im Kühlraum verursacht, in Fortfall. Besonders ist ihre Verwendung bei der Erzeugung tiefer Temperaturen am Platze, wie sie u. a. bei der Herstellung, dem Versand und der Aufbewahrung von Speiseeis gefordert werden. Die früher üblichen schweren Transportkästen, die wegen der tiefen benötigten Temperaturen ein Roheis-Salzgemisch enthielten, fallen fort. Heute wird das Speiseeis in leichten Pappkästen unter Beifügung eines kleinen Würfels Trockeneis verpackt und auf dem Post- oder Bahnwege versandt. Weitere aussichtsreiche Versuche gehen dahin, die schweren teuren Stahlflaschen, in welche die flüssige Kohlensäure eingefüllt und verschickt wird, fortzulassen, statt ihrer die feste Kohlensäure in geeigneten, gegen Einstrahlung geschützten, leichten Gefäßen zu versenden und sie z. B. unmittelbar zur Kühlung und Imprägnierung des Bieres mit Kohlensäure zu verwenden.

Bei atmosphärischem Druck wird Kohlensäure bei $-78,9^{\circ}$ fest und geht bei Wärmezufuhr aus dem festen direkt in den gasförmigen Zustand über (Sublimation). Bei der technischen Herstellung im Großbetrieb sieht man aus wirtschaftlichen Gründen von der Herstellung solch tiefer Temperaturen ab und treibt die Abkühlung nur bis zur Temperatur des Tripelpunktes, d. h. des Punktes, in dem sich die drei Aggregatzustände fest, flüssig und gasförmig in thermodynamischem Gleichgewicht befinden (s. Bd. I, S. 188). Der Druck im Tripelpunkt beträgt 5,3 ata, die zugehörige Temperatur $-56,8^{\circ}$. Die Sublimationswärme = Verdampfungswärme + Schmelzwärme ist pro kg CO_2 ungefähr 130 kcal, während sie bei $-78,9^{\circ}$ auf 137 kcal ansteigt bei einem spezifischen Gewicht der reinen CO_2 -Krystalle $\gamma = 1,56 \text{ kg/l}$. In der Praxis liegt γ meist zwischen 1,1 und 1,4 kg pro l, kann aber durch nachfolgendes Pressen entsprechend erhöht werden.

Bei einer Erwärmung des Gases bis auf 0° vergrößert sich die Kälteleistung auf 152 kcal pro kg, demnach ist die Kälteleistung der festen Kohlensäure je kg $\frac{152}{80} = 1,9$ mal größer als die des Wassereises. Da ferner die spezifischen Gewichte der beiden Eisarten in festem Zustande im Verhältnis von $1,56 : 0,9 = 1,73$ stehen, so ist die Kälteleistung der festen Kohlensäure, auf die Volumeneinheit bezogen, fast 3,3mal höher als die des Wassereises. Da die Dichte von 1,56 jedoch praktisch nicht erreicht wird, kann man der Sicherheit halber etwa mit der dreifachen Kälteleistung je Volumeneinheit rechnen. Dieser Vorteil macht sich besonders bei Kühltransporten in Eisenbahn- und Lastwagen sowie Luftschiffen bemerkbar, weil der Nutzraum des Kühlgutes dadurch erheblich erhöht wird. Unter gleichen äußeren Verhältnissen ist der Verbrauch von Wassereis etwa 2,5—3mal größer als der des CO_2 -Eises. Da jedoch der Preis eines kg fester CO_2 8—10mal so hoch wie der eines

kg Wassereis ist, so stellt sich die Kühlung mit fester Kohlensäure mindestens 3mal so teuer wie die mit Wassereis. Hieraus ergibt sich, daß die Verwendung von Trockeneis nur auf ganz begrenzten Gebieten wirtschaftlich in Betracht kommen kann.

Bei der Herstellung fester Kohlensäure geht man stets vom gasförmigen Kohlendioxyd aus, das manchmal in der Natur zur Verfügung steht, meist aber nach bekannten Verfahren durch vollständige Verbrennung von Koks in Dampfkesseln oder Generatoren erzeugt wird. Derzeit sind eine Reihe von Verfahren noch in Entwicklung begriffen, von denen als die wirtschaftlichsten und verbreitetsten die der Carba A.G., Bern, der Aktiengesellschaft für Kohlensäureindustrie, Berlin und der Maschinenfabrik Sürth in Sürth bei Köln bezeichnet werden können. In Abb. 48 ist das Verfahren der Aktiengesellschaft für Kohlensäureindustrie kurz dargestellt.

In einem dreistufigen Kohlendioxyd-Kohlensäurekompressor, dessen drei Stufen durch die Zylinder *ND*, *MD* und *HD* bezeichnet sind, wird die gasförmige Kohlensäure auf Verflüssigungsdruck verdichtet und im Kondensator *C* verflüssigt. Zur Arbeitersparnis erfolgt die Drosselung bis auf den Tripelpunkt gewöhnlich in mehreren Stufen, hier zweistufig. Die nach der ersten Drosselung in *D*₁ entstandene gasförmige Kohlensäure wird aus

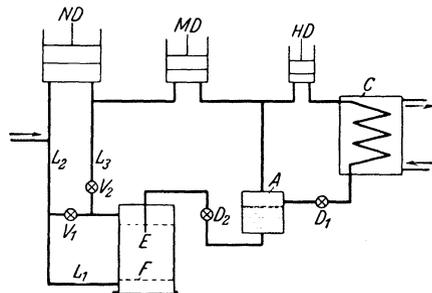


Abb. 48. Schaltungsschema einer Anlage zur Herstellung von fester Kohlensäure (Aktiengesellschaft für Kohlensäureindustrie).

einem Abscheidegefäß *A* von dem Hochdruckzylinder *HD* abgesaugt. Bei der Drosselung im Behälter *E*, die unter den Bedingungen des Tripelpunktes vor sich geht, erfolgt die Bildung von Kohlensäureschnee, der sich auf einer Filterplatte *F* ablagert. Die gebildeten Dämpfe werden durch die Leitungen *L*₁ und *L*₂ bei geöffnetem Ventil *V*₁ unter atmosphärischem Druck von der Niederdruckstufe des Kompressors entfernt. Nach Herstellung einer genügenden Schneemenge über dem Filter *F* wird das Ventil *V*₁ geschlossen, der Druck im Behälter *E* auf etwa 10–20 ata erhöht und das Schneepolster über dem Filter zu einem dichten Block zusammengedrückt. Der Druck im Behälter *E* wird durch Einstellen des Ventils *V*₂ in der Leitung *L*₃, die zum Mitteldruckzylinder *MD* führt, überwacht. Zur weiteren Verfestigung wird noch etwas flüssige Kohlensäure aus dem Behälter *A* nach *E* gegeben und oberhalb des Blockes verteilt. Nach vollständiger Durchbildung des Blockes erfolgt seine Entfernung durch eine entsprechend angebrachte Öffnung im Behälter *E* [s. Kuprianoff: „Herstellung fester Kohlensäure“. Verlag Gesellschaft für Kältewesen, m. b. H., Heft 4. Berlin 1931].

Ein weites Gebiet für die Anwendung künstlicher Kälte in der chemischen Großindustrie eröffnet sich überall da, wo es sich um Ausscheidungs- und Auskrystallisationsvorgänge aus Laugen und

Lösungen bei tiefen Temperaturen handelt. Häufig nimmt die Löslichkeit vieler Salze oder anderer Stoffe in Lösungen und Laugen mit sinkender Temperatur ab, so daß eine Gewinnung erstrebter Stoffe, aber auch die Beseitigung unerwünschter durch Ausscheiden und Auskrystallisieren mit Hilfe künstlicher Kälte wesentlich beschleunigt, wenn nicht überhaupt erst ermöglicht wird.

So handelt es sich z. B. in der Ölindustrie bei der Gewinnung von Speiseöl darum, dieses durch Kälte beständig zu machen, damit die bei tieferen Temperaturen eintretenden Trübungen durch vorherige Abkühlung vorweggenommen und die sich ausscheidenden Trübstoffe in Filtern

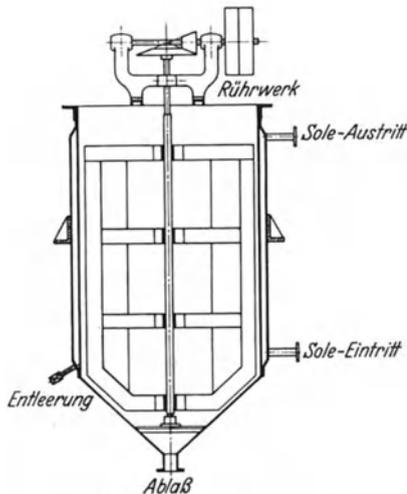


Abb. 49. Krystallisierapparat.

zurückgehalten werden können. Ähnlich werden z. B. bei Baumwollöl durch allmähliche Erniedrigung auf $+4^{\circ}$ bis -12° feste Glyceride in krystallinischen Flocken ausgeschieden, Leinöl durch langsame Abkühlung bis auf -20° von seinen schleimigen Bestandteilen befreit und später klar gefiltert. In dieses Gebiet der Kälteverwendung fällt auch die Abkühlung von Bier und Wein. Beim Bier scheiden sich bei 0° bis 2° die trübenden Eiweißstoffe und schweren Hopfenöle aus, beim Wein je nach dem Alkoholgehalt in einem Temperaturintervall von -1° bis -8° die Weinsteinensäure.

Zur Durchführung dieser und ähnlicher Abscheidungsvorgänge wird die Flüssigkeit häufig über einen Rieselapparat geleitet, in dessen Innern

der Kälte Träger zirkuliert oder in Formen eingefüllt, die den bei der Eis-erzeugung verwandten ähneln und, in Reihen zusammengefaßt, in gekühlte Sole eingehängt werden. Nach erfolgter Durchkühlung werden die Formen in einen Sammelbehälter entleert, aus dem die Flüssigkeit abgezogen, die abgesetzten Trübstoffe oder Krystalle jedoch durch Schnecken oder Bänder zur Auslaugung und Weiterverarbeitung befördert werden. In letzter Zeit verwendet man jedoch zur Arbeits- und Transportersparnis runde Gefäße mit senkrechter (Abb. 49) Achse und Kegelboden, in denen die Abkühlung der Flüssigkeit erfolgt. Die Kühlung geschieht entweder durch einen Doppelmantel oder durch Schlangensysteme, die im Behälter selbst angebracht werden. Ein kräftig wirkendes Rührwerk sorgt für eine lebhaftere Mischung sowie gleichmäßige Abkühlung des Inhaltes. Die festen Bestandteile setzen sich in dem unteren Teil des Gefäßes ab und werden von Zeit zu Zeit durch Öffnen von Ventilen und Klappen abgezogen. Der Rest der Flüssigkeit wird durch Hähne, die in entsprechender Höhe angebracht sind, entfernt.

Die Verarbeitung von Rohödestillaten zu hochwertigen Leucht- und Schmierölen geschieht in vielen Fällen nach dem Edeleanu-Verfahren

[G. Cattaneo: Ztschr. ges. Kälteind. **35**, 173 (1928) u. R. Plank: Ztschr. Ver. Dtsch. Ing. **72**, 1613 (1928)], bei dem sowohl das Destillat, als auch die zur Raffination verwandte schweflige Säure je nach der Zusammensetzung des Rohproduktes auf eine mehr oder minder tiefe Temperatur abgekühlt werden muß. Bei der wirtschaftlichen Durchbildung dieses Verfahrens werden Wärmeaustauschvorrichtungen, in denen die gewonnenen Erzeugnisse, das Extrakt und Raffinat, ihre Kälte an die ankommenden Rohprodukte abgeben, in vorbildlicher Weise angewandt.

Zur Gewinnung hochwertiger Schmieröle muß aus den entsprechenden Erdöldestillaten das Paraffin ausgeschieden werden. Die Auskrystallisierung erfolgt stufenweise bei tiefen Temperaturen, die sich über ein Intervall von -20° bis -50° erstrecken. Damit nicht zu feine Krystalle entstehen, die sich schwer von der Flüssigkeit trennen und niedersinken, muß die Abkühlung langsam erfolgen, etwa um 2° pro h. Sie geht meist in drei Stufen: bei -20° , -40° und -50° vor sich. Für die erste Stufe wird gewöhnlich Sole als Kühlmittel verwandt. Ihre Temperatur wird gleichzeitig mit der des Öles gesenkt und im Durchschnitt eine Temperaturdifferenz zwischen Sole und Öl von etwa 8° eingehalten. Für die Vorkühlung werden große, mit Rührwerken versehene Behälter angewandt. Die Abkühlung in der zweiten und dritten Stufe erfolgt in Doppelrohrkühlern mit direkter Verdampfung. Das Öl fließt durch das vom Kältemittel umspülte Innenrohr, das eine Schnecke besitzt, die das Paraffin von den Wänden abschabt und mit der Lösung nach außen befördert. Die Trennung der Krystalle aus der Lösung erfolgt bei niedriger Temperatur in Zentrifugen oder Filterpressen.

Auch bei der Gewinnung von Glaubersalz benutzt man in weitgehendem Maße die Kälte, um aus den Rückständen der Chlorkaliumfabriken, der Kupfer- und Zinkhütten das krystallisierende Glaubersalz auszuschcheiden. Die Lauge wird oft in doppelwandigen Kühlgefäßen, ähnlich den in Abb. 49 dargestellten, auf Temperaturen von -2° bis -5° abgekühlt, die gewonnenen Krystalle werden nach Beendigung des Abkühlungsprozesses in Nutschen abgezogen [vgl. u. a. Pabst: Ztschr. ges. Kälteind. **32**, Heft 7/8 (1925)].

Ein zum kontinuierlichen Betrieb geeignetes Krystallisationsgefäß mit rotierendem Verdampfer zeigt Abb. 50. Einem großen Trog von ovalem Querschnitt (*a*) fließt die Lauge kontinuierlich zu. In diesem Trog befindet sich eine durch Elektromotor (*b*) angetriebene Kühlwalze (*c*). Die Einspritzleitung (*d*) wird durch die hohle Welle (*e*) hindurchgeführt, das flüssige Kältemittel verteilt sich durch das sternförmige Verteilstück (*f*) auf die vier an der Innenseite der Kühlwalze angeordneten Rohre (*g*), wo es durch schlitzförmige Öffnungen austritt und zu verdampfen beginnt. Die entstandenen Dämpfe werden durch die hohle Welle abgesaugt und verlassen bei (*h*) den Verdampfer. Die ausgeschiedenen Krystalle sammeln sich am Boden des Gefäßes an, das breiartige Krystallgemisch verläßt den Trog durch die Austrittsstutzen (*i*), wo es durch entsprechend ausgebildete Pumpen abgesaugt wird. Die restliche, vom Glaubersalz befreite Lauge verläßt durch den Überlauf (*k*) das Krystallisationsgefäß.

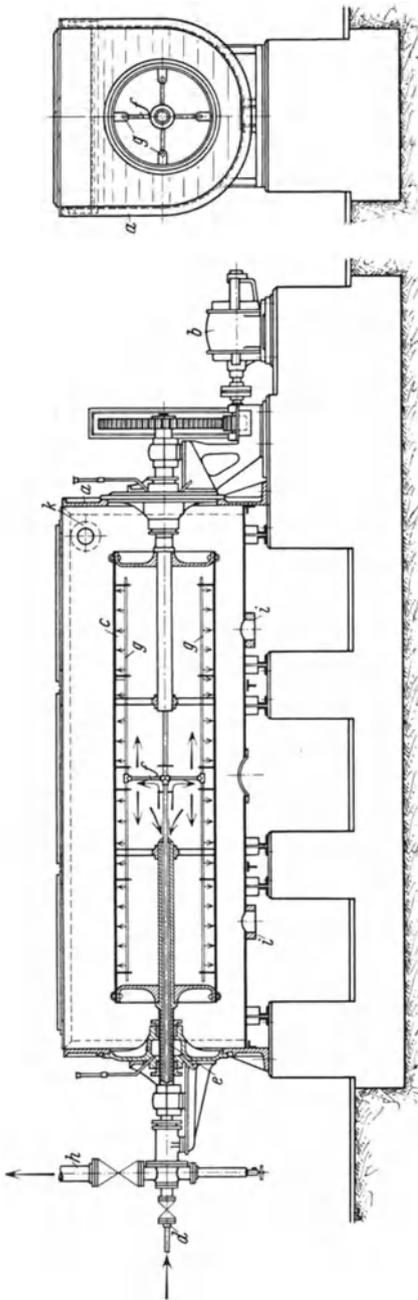


Abb. 50. Schnitt durch einen rotierenden Verdampfer für die chemische Industrie.

Die Kunstseidenindustrie bietet für die Kälteanwendung ebenfalls ein großes Arbeitsgebiet. Die natronalkalische, gallertartige, wäßrige Lösung von Viscose (Natriumsalz der Cellulose-Xanthogensäure) ist unbeständig. Sie unterliegt einem Alterungsprozeß (Hydrolyse), der stark temperaturabhängig ist. Hierbei zerfällt das Cellulosexanthogenat unter Abscheidung von regenerierter Cellulose. Diesen Vorgang bezeichnet man als Reifen der Viscose. Vom richtigen Reifungsgrad hängen die physikalischen Eigenschaften und damit die Verarbeitungsmöglichkeit der Viscose in weitgehendem Maße ab. Durch Temperaturveränderungen kann der Reifungsprozeß stark beeinflusst werden. Er wird durch Wärme beschleunigt, durch Kälte verzögert. Daher sind die Aufbewahrungs- und Herstellungsgefäße, vor allem auch die Lager- und Arbeitsräume in weitgehendem Maße mit Kühlung versehen.

Beim Trockenspinnen von Acetat- und Nitratseide wird durch Kühlung der Absorptionsmittel, die als Waschflüssigkeit für die Wiedergewinnung der in der Luft befindlichen Lösungsmittel verwendet werden, deren Aufnahmefähigkeit für die Lösungsmitteldämpfe erheblich vergrößert.

Auch in der Kabelindustrie wird die Kälte häufig zur Unterstützung des Arbeitsprozesses herangezogen. Hier handelt es sich nicht allein darum, die Kabelmasse, die die einzelnen Adern umgibt, möglichst schnell abzukühlen und dadurch die Fertigungsdauer zu verkürzen, sondern vor allen Dingen die Masse gleichmäßig zum Erstarren zu bringen, damit Hohlräume, die zu Isolationsstörungen Anlaß geben, unter allen Umständen vermieden werden. Ein Beispiel einer solchen Kabelkühl-

anlage gibt Abb. 51 wieder. In die allseitig isolierte Kabelgrube werden die mit der weichen und warmen Isolationsmasse umhüllten Kabel, die in runde Gefäße *a* eingelegt sind, eingesetzt. Rings um die Kästen sind die Kühlsysteme *b*, in deren Innern die in einem Verdampfer einer

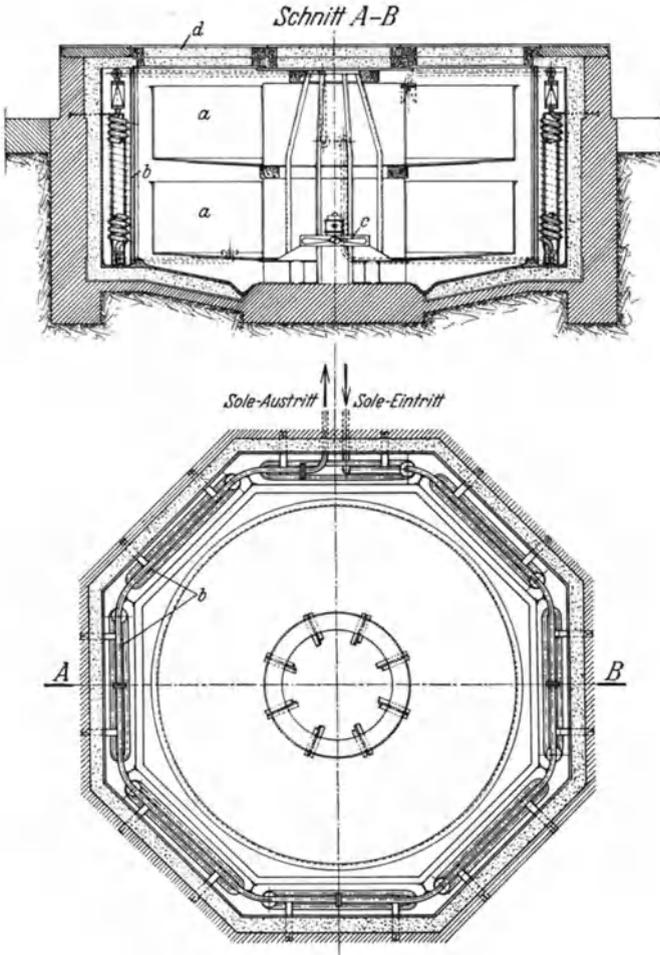


Abb. 51. Kabelkühlanlage.

besonderen Kältemaschine gekühlte Sole fließt, untergebracht. Zur Erhöhung der Kältewirkung befindet sich im unteren Teil der Grube ein Luftpropeller *c*, der eine lebhafte Luftumwälzung und Bepflügelung der Kästen mit gekühlter Luft bewirkt. Durch einen abnehmbaren, stark isolierten Deckel *d* wird die Grube vollständig abgeschlossen.

Über den Verlauf einer Kühlperiode gibt Diagramm Abb. 52 näheren Aufschluß. Die Anfangstemperatur der eingesetzten Kabelmasse betrug

etwa 75° , nach 50stündiger Beobachtungsdauer, während der die Kälteanlage etwa 18 h in Betrieb war, hatte sich die Kabelmasse im Mittel auf etwa 23° abgekühlt. Die unteren Kurven zeigen die Temperatur

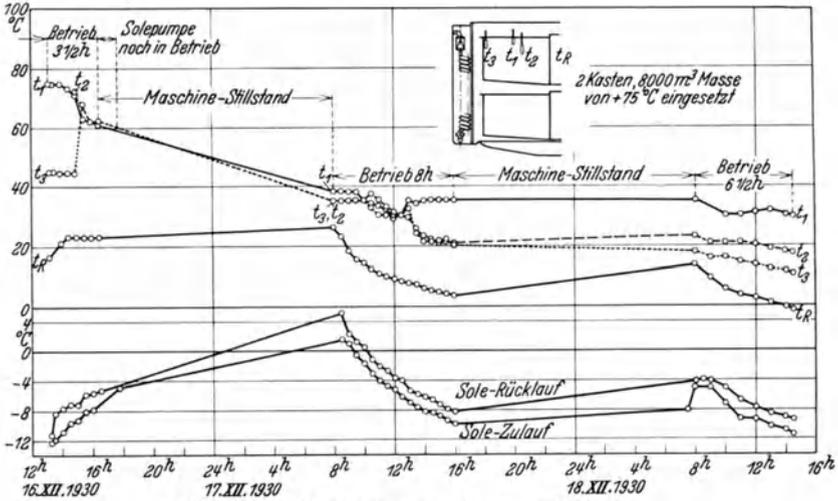


Abb. 52. Abkühlungsdiagramm für Kabelkühlanlage.

der ein- und austretenden Sole der Kühlsysteme, die Kurve t_R die Temperatur der umgewälzten Luft, die Linienzüge t_1 , t_2 , t_3 Temperaturen an verschiedenen Stellen der Kabelmasse.

C. Kühlung von Gasen und Dämpfen.

Hier zeigt sich ebenfalls für die Kälteanwendung ein großes Gebiet (vgl. auch Abschnitt II D, S. 387), Aufbereitung des Kokerei- und Leuchtgasen mittels Tiefkühlung (S. 389), sowie das Kapitel über die Tieftemperaturtechnik). Häufig handelt es sich darum, wertvolle flüchtige Bestandteile aus den Abgasen der Fabrikation wieder zu gewinnen, z. B. bei der Kunstseide-, Kunstleder-, Automobilreifen- sowie Filmherstellung entweichende Lösungsmitteldämpfe von Alkoholäther, Aceton, Benzin usw. aus den Verdünnungsgasen abzuscheiden (s. hierzu Bd. III, S. 533). Die Abkühlung erfolgt gewöhnlich in Apparaten gleicher Ausführung wie sie S. 373 für die Luftkühlung entwickelt wurden, nur wird der Umbau gasdicht ausgeführt, damit die Gase nicht in die Umgebung entweichen können. Die Abkühlung der Gase oder Dämpfe muß soweit getrieben werden, bis die Verflüssigungstemperatur der unter Teildruck stehenden Dämpfe des Gemisches erreicht wird. Das verflüssigte Kältemittel wird aus der Sammelschale entfernt, seine tiefe Temperatur und jene des Verdünnungsgases gewöhnlich noch in einem Gegenstromapparat zur Abkühlung des ankommenden warmen Gasmisches benutzt.

Ein weiteres interessantes Beispiel gibt die Anwendung der Kälte bei der Chlorverflüssigung. Zwar besteht hier, wie auch bei andern

zu verflüssigenden Dämpfen, die Möglichkeit, durch Verdichtung auf einen verhältnismäßig hohen Verflüssigungsdruck mit gewöhnlichem Kühlwasser die Dämpfe zu kondensieren. Man vermeidet jedoch, wenn irgend möglich, die Chlorkompressoren, da ihre Schmierung schwierig ist und die ausströmenden Dämpfe bei einer etwaigen Undichtheit die Umgebung sehr stark belästigen können. Daher kühlt man die Dämpfe auf eine so tiefe Temperatur ab, daß sie bei atmosphärischem Druck verflüssigt werden können. Die theoretische Verflüssigungstemperatur liegt für 1 ata bei $-33,5^{\circ}$. Da jedoch gewöhnlich Verunreinigungen

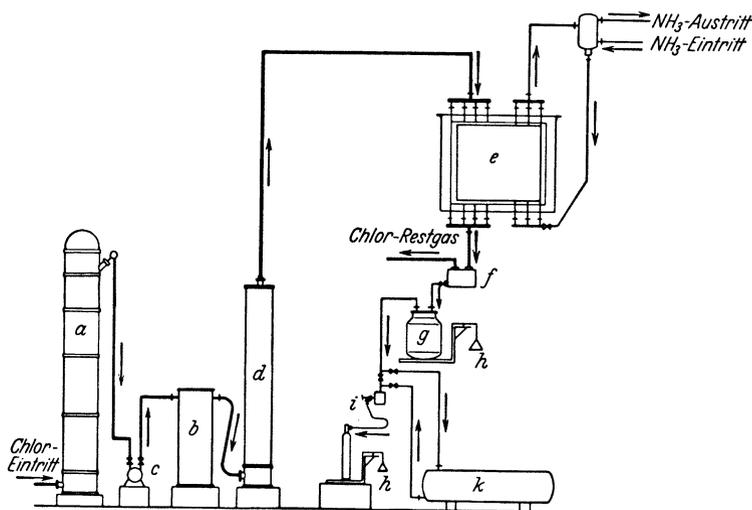


Abb. 53. Chlorverflüssigungsanlage. *a* Chlor-Trockenturm, *b* H_2SO_4 -Abscheider, *c* Chlorpumpe, *d* Separationsturm, *e* Chlorverflüssiger, *f* Chlor-Sammelgefäß, *g* Chlorbehälter, *h* Waage, *i* Chlor-Abfüllstation, *k* Chlor-Lagerkessel.

(Reste von Luftbestandteilen) im Chlor enthalten sind, wird meist mit tieferen Abkühlungstemperaturen, etwa von -40° , gerechnet, so daß die Kälteanlage mit einer Verdampfungstemperatur von -50° , also zweistufig, arbeitet. Abb. 53 gibt das Schema einer solchen Chlorverflüssigungsanlage wieder. Die Gase werden durch eine Chlorpumpe *c* mit geringem Überdruck, der zur Überwindung der Durchgangswiderstände durch die einzelnen Apparate ausreicht, durch die verschiedenen Trocken- und Abscheideapparate in die Kühlschlange des Verflüssigers *e* geleitet. Hier werden sie durch tiefgekühlte Sole, die durch eine zweite Schlange, in der Ammoniak verdampft, auf die erforderliche tiefe Temperatur gebracht ist, verflüssigt, das flüssige Chlor wird in einem kleinen Sammelgefäß *f* angesammelt, in einem Behälter *g* abgewogen und dann entweder direkt in Flaschen abgefüllt oder in einem Sammelbehälter *k* aufgespeichert. Da in der ganzen Anlage fast nur atmosphärischer Druck herrscht, sind irgendwelche Ausströmungen in die Umgebung auf das geringste Maß vermindert.

Verdichtung und Förderung von Luft und Gasen.

Von Dipl.-Ing. **H. Haehndel** VDI, Berlin-Tegel.

I. Allgemeine Gesetze für die Verdichtung von Gasen.

Gegenstand dieses Kapitels ist die Verdichtung der eigentlichen Gase und trockner Dämpfe, nicht aber feuchter Dämpfe. Letztere sind zum Teil in dem Kapitel Kältetechnik, S. 343f. behandelt. Im Gegensatz zu den sonst üblichen Darstellungen ist hier darauf verzichtet worden, den Entropiebegriff und die Entropietafel anzuwenden. So nützlich, ja mitunter notwendig sie für theoretische Erkenntnisse sind, praktisch kann man auch ohne sie auskommen. Erforderlich wären: umfangreiche Erläuterungen, ferner eine gewisse Übung in der Anwendung und vor allem die Mitlieferung von Tafeln für die verschiedenen Gase.

Als vollkommene Gase bezeichnet man solche, für die die Gleichungen (1) bis (14) gelten. Die wirklichen Gase zeigen bei hohen Drücken beträchtliche Abweichungen.

Bezeichnungen:

P	kg/m ² absoluter Druck,	L	mkg mechanische Arbeit,
p	kg/cm ² absoluter Druck,	A	$\frac{1}{427}$ mechanisches Wärme- äquivalent,
v	m ³ /kg spezifisches Volumen,	U	kcal innere Energie,
V	m ³ Volumen,	c_v	kcal/kg ⁰ spezifische Wärme bei konstantem Volumen,
G	kg Gewicht,	c_p	kcal/kg ⁰ spezifische Wärme bei konstantem Druck.
T	° absolute Temperatur,		
R	Gaskonstante,		
Q	kcal Wärmemenge,		

Die allgemeine Zustandsgleichung lautet:

$$P \cdot v = R \cdot T \text{ für 1 kg Gas} \quad (1)$$

bzw. $P \cdot V = G \cdot R \cdot T$ für G kg Gas (1a)

oder in anderer Form:

$$\frac{P \cdot v}{T} = R. \quad (1b)$$

D. h. durch P , v und T ist der Zustand des Gases bestimmt. Für Gas-mischungen gilt das Daltonsche Gesetz: Jedes Einzelgas füllt den ganzen Raum so aus, als wenn kein anderes vorhanden wäre. Die Summe der Teildrücke ist gleich dem Gesamtdruck.

Zustandsänderungen von Gasen geschehen mit oder ohne Energiezufuhr oder -abfuhr und zwar, sobald das Volumen sich dabei ändert ganz oder teilweise in Form mechanischer Arbeit. Nach dem ersten

Hauptsatz der Wärmelehre (s. Bd. I, S. 108) ist Wärme gleichwertig mechanischer Arbeit. Das mechanische Wärmeäquivalent ist

$$A = \frac{1}{427} \text{ kcal} = 1 \text{ mkg}.$$

Nach dem zweiten Hauptsatz (s. Bd. I, S. 116) kann Wärme nur dann in mechanische Arbeit umgewandelt werden, wenn ein Temperaturgefälle vorhanden ist. Führt man einer Gasmenge Wärme zu, so wird, wenn V konstant bleibt, nur die Temperatur erhöht, also eine Steigerung der inneren Energie bewirkt, oder es wird, wenn sich das Volumen ändert, außerdem noch äußere Arbeit geleistet. Denkt man sich das Gas in einem Zylinder vom Querschnitt f eingeschlossen, den reibungslos gedachten Kolben mit $P \text{ kg/m}^2$ belastet, so wird bei der Verschiebung des Kolbens um die Weglänge ds die Arbeit

$$dL = P \cdot f \cdot ds = P \cdot dv$$

geleistet. Zuführte Wärme erhöht die innere Energie und leistet mechanische Arbeit

$$dQ = dU + A \cdot dL = c_v \cdot dT + A \cdot P \cdot dv \text{ bzw. } Q = \int c_v \cdot dT + A \cdot \int P \cdot dv. \quad (2)$$

Aus Gleichung (1b) ergeben sich, wenn man je eine Veränderliche als konstant ansieht, drei besondere Zustandsänderungen:

Isoplere, wenn $V = \text{konst}$

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{T_1}{T_2}; \quad (3)$$

Isobare, wenn $P = \text{konst}$

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{T_1}{T_2}; \quad (4)$$

Isotherme, wenn $T = \text{konst}$

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{v_2}{v_1} \text{ oder } P \cdot v = \text{konst.} \quad (5)$$

Für die Isoplere kommt mechanische Arbeit nicht in Frage, da sich das Volumen nicht ändern soll. Die Wärmezufuhr (-abfuhr) beträgt $Q = c_v \cdot (T_2 - T_1)$.

Für die Isobare erhält man mechanische Arbeit:

$$L = \int P \cdot dv = P \cdot (v_2 - v_1) = R \cdot (T_2 - T_1). \quad (6)$$

Wird $T_2 - T_1 = 1$, so wird $L = R$, d. h., die Gaskonstante R ist die Arbeit von 1 kg Gas bei 1° Temperaturerhöhung und konstantem Druck. Die dafür erforderliche Wärmemenge nennt man spezifische Wärme bei konstantem Druck und bezeichnet sie mit c_p . Die Wärmezufuhr ist:

$$dQ = c_p \cdot dT = c_v \cdot dT + A \cdot R \cdot dT \text{ und für } dT = 1 \\ dQ = c_p = c_v + A \cdot R.$$

Führt man das Verhältnis der spezifischen Wärme $\frac{c_p}{c_v} = k$ ein, so wird

$$c_v = \frac{A \cdot R}{k - 1} \text{ und } c_p = \frac{k}{k - 1} \cdot A \cdot R.$$

Die Gaskonstante R ist umgekehrt proportional dem Molekulargewicht μ , und zwar ist $R = \frac{848}{\mu}$. Die spezifische Wärme und das Verhältnis k

sind für die verschiedenen Gase verschieden, ebenso wie auch die Gas-konstante. Die spezifische Wärme ändert sich mit der Temperatur und dem Druck, sie kann jedoch für niedrige Drücke als konstant angesehen werden.

Für die Isotherme ist nach Voraussetzung $dT = 0$ und deshalb nach Gleichung (2)

$$dQ = A \cdot dL = A \cdot P \cdot dv \text{ bzw. } Q = A \cdot L = A \cdot \int P \cdot dv,$$

d. h. sämtliche zugeführte Wärme wird in mechanische Arbeit umgesetzt. Im Falle der Kompression ist die gesamte mechanische Arbeit in Form von Wärme abzuführen. Es wird also keine Energie zu der fast immer unerwünschten Temperaturerhöhung verbraucht.

Setzt man Gleichung (1) ein, so ist

$$L = \int P \cdot dv = R \cdot T \int \frac{dv}{v} = R \cdot T \ln \frac{v_2}{v_1} = R \cdot T \ln \frac{P_1}{P_2} = P_1 \cdot v_1 \cdot \ln \frac{P_1}{P_2}. \quad (7)$$

Für beliebige Zustandsänderung — Polytrope — gelten, wenn sich P , v und T ändern, folgende Gleichungen:

$$P \cdot v^n = \text{konst oder } \frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^n \quad (8)$$

$$T \cdot v^{n-1} = \text{konst oder } \frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^{n-1} \quad (9)$$

$$\frac{T}{P^{\frac{n-1}{n}}} = \text{konst oder } \frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (10)$$

$$L = \frac{P_1 \cdot v_1}{n-1} \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right) = \frac{P_1 \cdot v_1}{n-1} \left[\left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{n-1} - 1 \right] = \frac{P_1 \cdot v_1}{n-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = \left. \begin{aligned} &= \frac{R}{n-1} (T_2 - T_1) \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

$$Q = \frac{k-n}{k-1} \cdot A \cdot L. \quad (12)$$

Ein weiterer wichtiger Spezialfall — Adiabate — tritt ein, wenn $dQ = 0$ ist, d. h., wenn Wärme weder zu- noch abgeführt wird. Dann gelten die Gleichungen (8) bis (12) mit k statt n .

Die Aufzeichnung polytropischer Kurven erfolgt am einfachsten mit Hilfe von Logarithmenpapier. Man überträgt den bekannten Ausgangspunkt der Kurven zahlenmäßig auf das Logarithmenpapier und legt durch diesen Punkt eine Gerade, die mit der Abszissenachse einen Winkel einschließt, dessen Tangente $\frac{n \cdot x}{-x} = -n$. Logarithmiert man Gleichung (8), so erhält man

$$\lg P_2 - \lg P_1 = n \cdot (\lg V_1 - \lg V_2) \text{ (s. Abb. 1).}$$

k ist für 2-atomige Gase 1,4—1,41, für 3-atomige 1,25—1,28, für mehratomige meist noch niedriger, für die 1-atomigen Gase ist k ungefähr 1,67.

Die bei den bisher behandelten Zustandsänderungen aufzuwendende Arbeit $L = \int P \cdot dv$ wird in Abb. 2 dargestellt durch die Fläche $1, 2, b, a$. Sie betrifft nur die reine Verdichtungsarbeit. Es muß aber das Gas aus dem Verdichtungsraum herausgeschoben und eine neue Gasmenge angesaugt werden. Die Arbeit des Ausschubens wird dargestellt durch die Fläche $2, 3, c, b$ und beträgt $L' = P_2 \cdot v_2$. Das angesaugte Gas leistet die Arbeit $L'' = P_1 \cdot v_1$. Der gesamte Arbeitsbedarf für den Kreisprozeß $1, 2, 3, 4, 1$ (die indizierte Leistung) beträgt also

$$L_{\text{ind}} = L + L' - L'' = \int P \cdot dv + P_2 \cdot v_2 - P_1 \cdot v_1. \quad (13)$$

Für die Polytrope ergibt sich dann

$$L_{\text{ind}} = \frac{n}{n-1} \cdot P_1 \cdot v_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]. \quad (14)$$

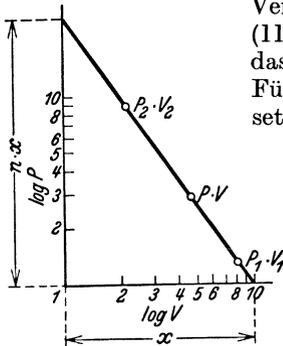


Abb. 1. Ermittlung einer Polytrope.

Vergleicht man Gleichung (14) mit Gleichung (11), so erkennt man, daß die indizierte Arbeit das n -fache der reinen Kompressionsarbeit ist. Für die Adiabate ist wiederum k statt n zu setzen; für die Isotherme ($n = 1$) wird der

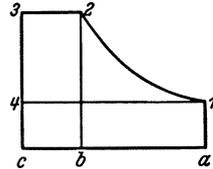


Abb. 2. Kreisprozeß, indizierte und reine Kompressionsarbeit.

Wert der Gleichung (14) unbestimmt. Da aber $P_2 \cdot v_2 = P_1 \cdot v_1$, ist die indizierte Arbeit der Isothermen gleich der reinen Kompressionsarbeit, Gleichung (7). Die isothermische Verdichtung ergibt also nicht nur bei der reinen Kompressionsarbeit, sondern erst recht beim Kreisprozeß den geringsten Aufwand an mechanischer Arbeit. Andererseits ergibt die isothermische Expansion die restlose Umsetzung der zugeführten Wärme in mechanische Arbeit. Sie läßt sich allerdings mit praktisch brauchbaren Mitteln in der Technik nicht verwirklichen. Als Idealfall eignet sie sich aber besonders als Vergleichsmaßstab. Für die Ermittlung des Energiebedarfs von Kompressoren benützt man in der Praxis nicht die Gleichung (11), sondern meist die Werte, die sich bei isothermischer Verdichtung (Abb. 3) ergeben würden, und drückt den wirklichen Bedarf durch den isothermischen Wirkungsgrad aus. Weitere Angaben siehe bei den einzelnen Maschinenarten. Da der Mehrbedarf gegenüber der Isotherme naturgemäß um so größer wird, je größer das Druckverhältnis ist, muß man dies bei der Beurteilung des isothermischen Wirkungsgrades berücksichtigen. Eine Maschine mit $\eta_{\text{is}} = 0,68$ bei einem Druckverhältnis 4 ist also nicht etwa schlechter als eine andere mit $\eta_{\text{is}} = 0,72$ bei einem Druckverhältnis 1,5.

Beim Gebrauch der Abb. 3 ist zu beachten, daß, wenn der Ansaugdruck nicht 1 ata beträgt, das effektive Volumen doch auf 1 ata umzurechnen ist. Die isothermische Leistung erhält man in diesem Falle als

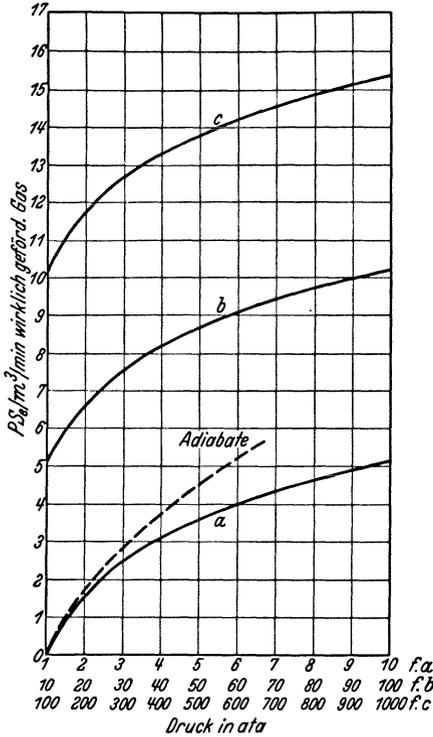


Abb. 3. Isotherme der vollkommenen Gase.

Differenz zwischen den Werten für den Enddruck und den Anfangsdruck (s. Beispiel S. 419).

Den Einfluß der Höhenlage über dem Meeresspiegel auf den Ansaugdruck veranschaulicht Abb. 4.

Ist das Gas mit Wasserdampf gesättigt, so ist für die Förderung eines bestimmten Gasgewichtes ein im Verhältnis

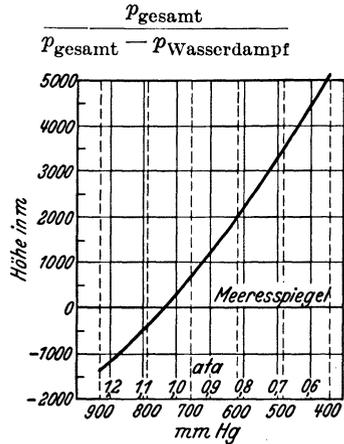


Abb. 4. Einfluß der Höhenlage auf den Ansaugdruck.

vergrößertes Volumen anzusaugen bzw. ein gegebenes Volumen enthält ein im umgekehrten Verhältnis verringertes Gewicht. Abb. 5 zeigt den Sättigungsdruck und das spezifische Gewicht von Wasserdampf.

Da die technischen Gase im Gebiet höherer Drücke in ihrem Verhalten beträchtlich von denen der vollkommenen Gase abweichen, müßte man eigentlich für jedes Gas eine andere Isotherme aufstellen. Da aber die dazu erforderlichen Entropietafeln noch nicht existieren bzw. vorhandene unrichtig sind, wird man zweckmäßig die Isotherme der vollkommenen Gase nach Gleichung (7) zugrunde legen und die Abweichungen durch den isothermischen Wirkungsgrad zum Ausdruck bringen. Zur Vermeidung von Mißverständnissen sollte man die gewählte Grundlage (Isotherme der vollkommenen Gase) mit angeben. Die Abweichung des Volumens von der Gleichung (8) muß für die Bemessung der Zylinder bei hohen Drücken berücksichtigt werden. Das für hohe

Drücke weitgehend in Frage kommende Gasgemisch $N_2 + 3 H_2$ für Ammoniaksynthese zeigt Abweichungen nach Abb. 6.

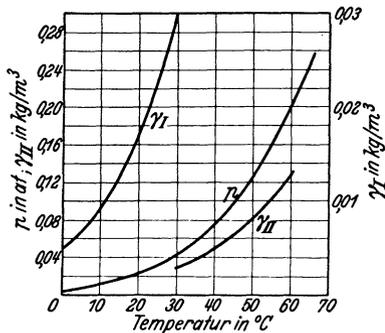


Abb. 5. Sättigungsdruck und spezifisches Gewicht von Wasserdampf.

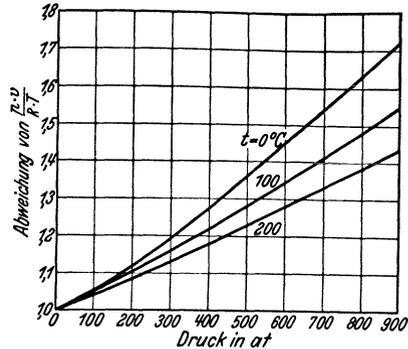


Abb. 6. Abweichung von $N_2 + 3 H_2$ von Gleichung (8).

II. Kolbenkompressoren.

A. Zylinderkühlung und mehrstufige Verdichtung.

1. Zylinderkühlung.

Wie bereits erwähnt, ist die Verwirklichung der Isotherme mit praktisch brauchbaren Mitteln nicht möglich, da die Wärmeableitung durch die Zylinderwände sehr gering ist. An diesen nimmt das Gas während des Einsaugens und zu Beginn der Kompression Wärme auf. Die Verdichtung geschieht daher anfangs unter Wärmezufuhr, also überadiabatisch. Bei Erreichung der mittleren Wandtemperatur ist sie adiabatisch, um schließlich unteradiabatisch zu werden je mehr die Verdichtungstemperatur über der Wandtemperatur liegt. Vergleicht man nur den Anfangs- und Endzustand der Kompression, so kann man von einem mittleren Exponenten sprechen, der nur wenig kleiner ist als die Adiabate. Die Kühlung der Zylinder und der Zylinderdeckel vermag den mittleren Exponenten der Verdichtung nicht nennenswert zu ermäßigen. Zweck der Kühlung ist hauptsächlich, die Erwärmung des Gases beim Einsaugen in den Zylinder möglichst gering zu halten und eine zuverlässige Schmierung zu ermöglichen. Wenn trotzdem bei kleineren Maschinen verhältnismäßig viel Wärme durch die Zylinderkühlung abgeführt wird, so geschieht dies hauptsächlich während des Ausschlebens des Gases aus dem Zylinder und von den stets mit heißem Gas erfüllten, in den Zylinder eingegossenen Druckkanälen.

2. Mehrstufige Verdichtung.

Das einzige praktisch brauchbare Mittel, der Isotherme möglichst nahezukommen, ist die Verdichtung in mehreren Stufen mit Zwischenkühlung. In der ersten Stufe wird (fast) adiabatisch komprimiert von

0 nach 1 (Abb. 7), dann im Zwischenkühler auf Anfangstemperatur zurückgekühlt, wobei das Volumen von 1 auf 1' sich vermindert, d. h. auf das Volumen, das bei isothermischer Verdichtung erreicht worden wäre. Dann wird wieder adiabatish von 1' auf 2 komprimiert, wieder rückgekühlt auf 2' und so weiter. Die Fortsetzung der Linie 0—1 zeigt den Verlauf der Adiabate bei fehlender Rückkühlung. Der Ersparnis an Arbeit entspricht die schräg schraffierte Fläche, die waagrecht schraffierte Fläche dem Mehraufwand gegenüber der Isotherme.

Die Stufenzahl ist aber praktisch begrenzt durch die Rücksicht auf einfachen Bau und Preis der Maschine und durch die Abweichung des

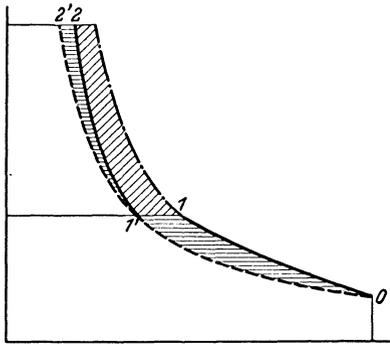


Abb. 7. Mehrstufige Verdichtung.

tatsächlichen von dem bisher behandelten theoretischen Diagramm, das eine ideale, verlustlose Maschine voraussetzt. Der Durchgang des Gases durch die Abschlußorgane und die periodische Beschleunigung beim Eintritt in den Zylinder und beim Ausschleiben bedingen naturgemäß Widerstände, die in Form und Größe infolge vielerlei Einflüsse wechseln können. Die Annäherung an die Isotherme einerseits, die zunehmenden Widerstände andererseits, ergeben einen geringsten Arbeitsaufwand, wenn das

Druckverhältnis etwa den Wert 3 bis 4 hat (bei hohen Drücken noch niedriger).

Das für eine Verdichtungsstufe zulässige Druckverhältnis richtet sich auch nach der Temperatur, die in Abhängigkeit vom Druckverhältnis nach Gleichung (10) wächst (s. Abb. 8). Mit Rücksicht auf die Möglichkeit von Öldampf-Luftexplosionen haben die deutschen Bergbehörden bei Luftkompressoren eine höchste Temperatur von nur 140° C vorgeschrieben. Diese Vorschrift geht zweifellos zu weit. Da die Schmierfähigkeit des Zylinderöles mit wachsender Temperatur abnimmt, so wird auch bei Verdichtung von Gasen, bei denen keine Explosionsgefahr besteht, dem Druckverhältnis eine Grenze gezogen.

Ein weiterer wichtiger Grund für mehrstufige Verdichtung ist die Verringerung der Kolbenkräfte, z. B. bei zwei Stufen auf die Hälfte, bei drei Stufen auf ein Drittel, wenn der schädliche Raum 0 ist. In Wirklichkeit ist der Unterschied noch weit größer durch die Änderung des volumetrischen Wirkungsgrades bzw. des Liefergrades mit dem Druckverhältnis und dem schädlichen Raum. Gleitbahn und Triebwerk können bei mehrstufiger Verdichtung wesentlich leichter gehalten werden.

Die Unterteilung der gesamten Verdichtung auf mehrere Stufen hat, wie schon angedeutet, in der Regel so zu erfolgen, daß Arbeitsaufwand und Temperatur möglichst niedrig werden. Das ist dann der Fall, wenn das Druckverhältnis in allen Stufen gleich ist, bei z Stufen also z te

Wurzel aus dem gesamten Druckverhältnis. Soll z. B. von Atmosphärendruck in vier Stufen auf 200 at komprimiert werden, so ist das Druckverhältnis $\sqrt[4]{200/1} = 3,76$. Von diesem Grundsatz wird mit Rücksicht

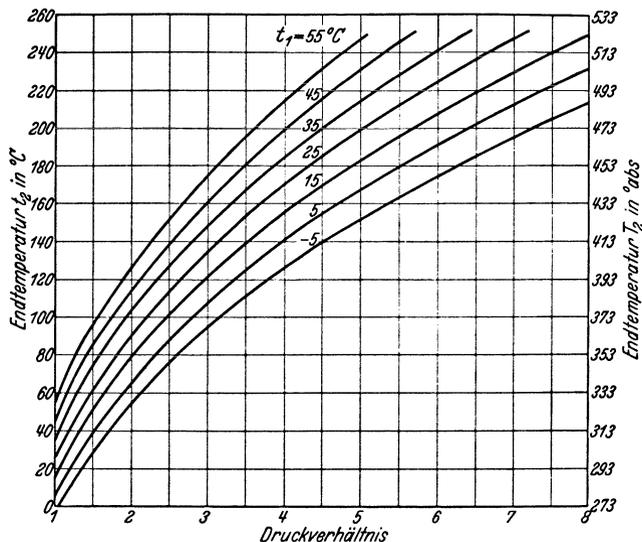


Abb. 8. Temperaturverlauf bei adiabatischer Verdichtung (Expansion) 2-atomiger Gase ($k = 1,4$).

auf gleichmäßige Kolbendrücke, ferner zwecks Mengenregulierung oft abgewichen, ohne daß der Gesamtkraftbedarf dadurch nennenswert ungünstiger wird.

B. Schädlicher Raum, volumetrischer Wirkungsgrad, Liefergrad, Leistungsangaben.

Zwischen Zylinderdeckel, den Abschlußorganen und dem Kolben, bleibt auch in dessen äußerster Stellung (Totpunkt) ein gewisser Raum ϵ , der, wie bei den Dampfmaschinen usw., als schädlicher Raum bezeichnet wird. Tatsächlich ist sein schädlicher Einfluß auf den Energiebedarf sehr gering. Das in diesem Raum nach Beendigung des Ausschlebens verbleibende Restgas von hoher Temperatur expandiert, anfangs Wärme abgebend, dann Wärme aufnehmend unter Abgabe von äußerer Arbeit bis der Ansaugdruck erreicht ist, oder vielmehr so weit unterschritten wird, daß die Druckdifferenz das Gas in den Zylinder einströmen läßt. Die auf das Restgas verwendete Arbeit wird fast restlos wiedergewonnen.

Der schädliche Raum hat allerdings einen anderen Nachteil. Wie ohne weiteres einzusehen ist, ist nur der Teil des Kolbenhubs (Zylindervolumens) für die Gasförderung wirksam, während dessen der Druck im Zylinder gleich bzw. etwas niedriger ist als der Atmosphärendruck

bzw. der Druck in dem Behälter, aus dem angesaugt wird, da andernfalls ja kein frisches Gas in den Zylinder einströmen könnte.

Die im Indicordiagramm (Abb. 9), von der Expansions- und der Kompressionslinie auf der Atmosphärenlinie (Linie des Ansaugdruckes) abgeschnittene Strecke s_1 ist der wirksame Hub, den Gesamthub

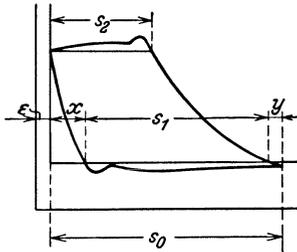


Abb. 9. Indicordiagramm.

bezeichnet man mit s_0 und das Verhältnis $\frac{s_1}{s_0} = \eta_{vol}$ als den volumetrischen Wirkungsgrad. s_1 und η_{vol} sind abhängig von der Rückexpansionsstrecke x und der Strecke y . Bei Ansaugung aus einem Raum mit schwankendem Druck wird man als Bezugslinie s_0 die Drucklinie wählen, die durch die Diagrammspitze geht. x ist abhängig von der Größe des schädlichen Raumes ϵ (% des Hubvolumens) und vom Druckverhältnis. Multipliziert man ϵ mit dem in Abb. 10 angegebenen

Koeffizienten α für das jeweilige Druckverhältnis, so erhält man x in % von s_0 . Diese Werte gelten natürlich nur, wenn die Abschlußorgane und Kolbenringe praktisch dicht sind. Ist das nicht der Fall, so erhält man scheinbar einen besseren Wirkungsgrad, wenn das Saugventil undicht ist; einen schlechteren Wirkungsgrad, wenn das Druckventil oder die Kolbenringe undicht sind. Bei zwangsläufigem Steuerungsorgan gelten die Werte nur, wenn die Steuerung genau eingestellt ist. Die Strecke y ist in erster Linie abhängig von dem im Totpunkt herrschenden Druck. Normalerweise kann man $y = 2$ bis 4% von s_0 annehmen. Bei langen Saugleitungen kann es indessen vorkommen, daß das Einströmen in den Zylinder bei der Umkehr der Bewegungsrichtung des Kolbens (also im Totpunkt) nicht aufhört, sondern daß die in Bewegung befindliche Gassäule infolge Massenwirkung nachschießt und im Zylinder eine stärkere Drucksteigerung hervorruft als der Volumenänderung durch die Bewegung des Kolbens entspricht. Man muß sich in diesem Falle die Kompressionslinie über dem Totpunkt hinaus bis zum Schnitt der Atmosphärenlinie verlängert denken. y ist dann negativ und η_{vol} mitunter größer als 100% . Aus dem Gesagten geht hervor, daß η_{vol} kein Maßstab für die Güte eines Kompressors ist, sondern lediglich eine Kennziffer. Die mit einem bestimmten Zylinder erzielbare Fördermenge nimmt unter sonst gleichem Verhältnis mit zunehmendem schädlichen Raum oder steigendem Druckverhältnis ab. Für eine bestimmte Fördermenge ist, je größer der schädliche Raum und das Druckverhältnis sind, ein um so größerer Zylinder mit höheren Kolbendrücken und

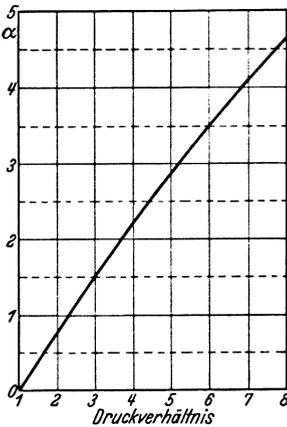


Abb. 10. Rückexpansionskoeffizient α . Für Gase mit $n=1,4$.

über dem Totpunkt hinaus bis zum Schnitt der Atmosphärenlinie verlängert denken. y ist dann negativ und η_{vol} mitunter größer als 100% . Aus dem Gesagten geht hervor, daß η_{vol} kein Maßstab für die Güte eines Kompressors ist, sondern lediglich eine Kennziffer. Die mit einem bestimmten Zylinder erzielbare Fördermenge nimmt unter sonst gleichem Verhältnis mit zunehmendem schädlichen Raum oder steigendem Druckverhältnis ab. Für eine bestimmte Fördermenge ist, je größer der schädliche Raum und das Druckverhältnis sind, ein um so größerer Zylinder mit höheren Kolbendrücken und

größerer Reibungsarbeit erforderlich. In diesem Sinne ist der schädliche Raum wirklich von Nachteil. Für doppeltwirkende Maschinen gibt es ein Mittel, diesen Nachteil zu vermeiden. Man verkürzt die Rückexpansion durch Überströmnuten in der Zylinderbohrung, durch die etwa 1—2% vor Totpunkt das im schädlichen Raum eingeschlossene Gas um den Kolben herum auf die andere Zylinderseite strömt, wo die Ansaugperiode gerade beendet ist. Die Verbesserung der Fördermenge geht allerdings auf Kosten des spezifischen Arbeitsaufwandes. Die für das Restgas aufgewandte Kompressionsarbeit wird hier nicht durch Rückexpansion wiedergewonnen, sondern muß vielmehr noch einmal geleistet werden. Deshalb wird heute nur bei Vakuumpumpen von diesem Mittel Gebrauch gemacht, da bei diesen der Arbeitsaufwand keine wesentliche Rolle spielt.

Die Veränderung der Größe des schädlichen Raumes wird zur Regelung der Fördermenge bei konstanter Drehzahl verwendet (s. S. 434). Das indizierte Volumen, d. h. das Hubvolumen multipliziert mit dem volumetrischen Wirkungsgrad ergibt allerdings noch nicht die wirklich geförderte Gasmenge. Der Unterschied ist nur zum kleineren Teil dadurch bedingt, daß die Abschlußorgane sowie die Kolbenringe nicht absolut dicht sind. Weit größer aber ist der Einfluß der Aufheizung, den das Gas beim Eintritt in den heißen Zylinder erfährt. Man bezeichnet das Verhältnis der tatsächlich geförderten Gasmenge zum Hubvolumen als Liefergrad λ . Auch er ist ebensowenig, wie der volumetrische Wirkungsgrad, ein Maßstab für die Güte einer Maschine, wohl aber das Verhältnis von Liefergrad zum volumetrischen Wirkungsgrad. Der Unterschied beträgt, je nach Bauart, Druckverhältnis und Güte der Ausführung, 4—10% und darüber (normal 4% bei einem Druckverhältnis 3).

Die Regeln für Leistungsversuche an Ventilatoren und Kompressoren bezeichnen als Liefergrad: das Verhältnis der Ausschubstrecke s_2 im Indicatorgramm zur Hubstrecke s_0 multipliziert mit dem Verhältnis der Drücke und dem umgekehrten Verhältnis der Temperatur. Da letztere aber nur geschätzt werden kann, wird der Liefergrad nach dieser Definition mit Recht als nicht geeignet für die Feststellung der geförderten Gasmenge verworfen.

Die Leistungsangaben für Kompressoren erfolgen leider in verschiedener und oft irreführender Weise. Amerikanische Firmen geben vielfach nur das Hubvolumen an. Diese Angabe bietet höchstens einen Vergleich zwischen den verschiedenen Größen einer Type, kann den Käufer aber nur wenig interessieren. Häufiger ist die Angabe des indizierten Volumens, weil dieses leicht nachzuweisen ist. Wünschenswert wäre es natürlich, wenn man stets das tatsächliche Fördervolumen angeben würde. Dem steht entgegen, daß der Nachweis praktisch oft unmöglich, immer aber umständlich ist und beträchtliche Kosten verursacht. Düsenmessungen ergeben nur dann brauchbare Resultate, wenn es gelingt, die periodische Bewegung des Gases in gleichmäßige Bewegung umzuwandeln. Das gelingt in der Saugleitung nie, in der Druckleitung nur, wenn man das Gas teilweise oder ganz entspannt. Wenn man sich des Unterschiedes zwischen Liefergrad und volumetrischen Wirkungsgrad

bewußt bleibt, kann man sich bei Kompressoren mit selbsttätigen Ventilen fast immer mit der einfachen Ermittlung durch Indizieren begnügen.

Fröhlich gibt in seiner Arbeit „Berechnung und Untersuchung von Kolbenkompressoren für mehrstufige Kompressoren“ ein Verfahren an, wie man an Hand richtiger Indicator diagramme das tatsächliche Fördervolumen mit fast derselben Genauigkeit ermitteln kann wie bei Düsenversuchen.

Bei zwangsläufig gesteuertem Saugorgan würde dies nur dann genügen, wenn die Steuerung für den gerade herrschenden Enddruck der Eingangsstufe und den vorhandenen schädlichen Raum richtig eingestellt ist. Das ist aber schwer nachweisbar. In der Regel läßt man gesteuerte Saugorgane etwas früher öffnen, um geringeren Saugwiderstand zu erzielen. Dadurch erscheint der volumetrische Wirkungsgrad und damit das Fördervolumen größer als der Wirklichkeit entspricht. Das tatsächliche Fördervolumen bezieht sich auf den Zustand des Gases am Saugstutzen der Maschine, also auf die dort herrschende Temperatur, den Druck und den Feuchtigkeitsgrad. Dieses Volumen bleibt konstant, solange Drehzahl, Enddruck usw. unverändert bleiben. Dementsprechend ändert sich aber das geförderte Gasgewicht, wenn sich einer der Faktoren, Temperatur, Druck, Feuchtigkeitsgrad ändert. Bei Maschinen, die mit Atmosphärendruck ansaugen oder mit einem Druck, der davon abhängig ist, z. B. aus einem Gasometer, spielt der Barometerstand eine Rolle (s. auch S. 410). Die im gesättigten Gas enthaltenen Wassermengen zeigt Abb. 5 (auf S. 411).

Um Mißverständnissen vorzubeugen, muß klar zum Ausdruck gebracht werden, was als Leistung des Kompressors zu gelten hat, entweder

a) das indizierte Volumen, d. h. das Produkt aus Hubvolumen je Zeiteinheit und volumetrischem Wirkungsgrad, wobei nochmals betont sei, daß der letztere keinen Wertmaßstab darstellt, oder

b) tatsächliches Fördervolumen in m^3 vom Ansaugzustand (am Saugstutzen des Kompressors), oder

c) das tatsächliche Fördervolumen bezogen auf einen anderen Zustand, also z. B. auf Normalzustand 0°C 760 mm QS, oder auf den Endzustand, wobei nicht nur der Druck, sondern auch die Temperatur anzugeben sind. Für diese Fälle muß natürlich noch ein tatsächlicher Zustand am Saugstutzen genannt werden, bei dem das verlangte Volumen erreicht werden soll, oder

d) das Hubvolumen (Kolbenverdrängung) je Zeiteinheit. Dies ist in Deutschland nur üblich bei Vakuumpumpen, da bei diesem das höchste Vakuum immer die Förderung 0 ergeben muß.

Leider sind auch bei den bedeutendsten Firmen des Kompressorenbaues Bezeichnungen für Leistung üblich, die nicht völlig eindeutig sind. Einen Unterschied zwischen Ansaugleistung und auf Ansaugzustand umgerechnete Förderleistung kann es nicht geben, es sei denn, daß eine äußere Undichtigkeit besteht (z. B. undichtetes Sicherheitsventil oder Stopfbüchse), oder daß Wasserdampf oder andere Dämpfe in den Zwischenkühlern kondensieren. Ändert sich während des Betriebes der Ansaugdruck oder der Enddruck, wie es beim Aufpumpen von Behältern

oder beim Überpumpen vorkommt, so kann auch die geförderte Menge nicht dieselbe bleiben. Man wird dann zweckmäßig Angaben für den ungünstigsten Fall machen oder eine Zeit angeben, in der ein Behälter von einem bestimmten Druck auf einen anderen Druck aufgepumpt oder entleert wird.

C. Leistungsbedarf.

Wie S. 409 erwähnt, benutzt man zur Ermittlung des Leistungsbedarfes die Tafel Abb. 3 und den isothermischen Wirkungsgrad, oder man verwendet Tafeln mit reinen Erfahrungswerten. Das Indicator-diagramm gestattet den Anteil zur Deckung der mechanischen Verluste (Reibung der Gleitflächen) von dem für den eigentlichen Arbeitsvorgang zu trennen. Es gelten folgende Bezeichnungen:

N_e	PS oder kW	die dem Kompressor zugeführte Leistung,
N_i	„ „ „	die aus dem Indicatordiagramm berechnete Leistung,
N_{is}	„ „ „	Leistung bei isothermischer Verdichtung in der verlustlosen Maschine,
N_{ad}	„ „ „	Leistung bei adiabatischer Verdichtung in der verlustlosen Maschine,
η_i		indizierter Wirkungsgrad, und zwar
$\eta_{i-is} = \frac{N_{is}}{N_i}$		indizierter isothermischer Wirkungsgrad,
$\eta_{i-ad} = \frac{N_{ad}}{N_i}$		indizierter adiabatischer Wirkungsgrad,
$\eta_{is-eff} = \frac{N_{is}}{N_e}$		effektiver isothermischer Wirkungsgrad,
$\eta_m = \frac{N_i}{N_e}$		mechanischer Wirkungsgrad,
F	m ²	Kolbenfläche,
s	m	Kolbenhub,
n	U/min	Drehzahl,
p_{mi}	kg/cm ²	mittlerer indizierter Druck (Flächeninhalt des Indicatordiagramms mal Federmaßstab dividiert durch Diagrammlänge),
t_g	° C	Eintrittstemperatur des Gases,
t_w	° C	Eintrittstemperatur des Kühlwassers,
z		Stufenzahl,

$$N_i = \frac{F \cdot p_{mi} \cdot s \cdot n}{60 \cdot 75}.$$

Abb. 11 zeigt gute Erfahrungswerte für η_{i-is} in Abhängigkeit vom Enddruck und die entsprechenden N_e -Werte für $\eta_m = 93\%$. Falls der Ansaugdruck nicht 1 ata beträgt, ist nach S. 410 zu verfahren. Die Werte der Abbildung gelten für 2-atomige Gase. Für höheratomige Gase sind sie um so günstiger zu wählen, je niedriger der Exponent k ist, für 1-atomige Gase entsprechend ungünstiger. Für N_{is} ist das effektive Volumen maßgebend, und zwar bei einstufigen Maschinen mit dem tatsächlichen Zustand am Saugstutzen. Bei mehrstufigen Maschinen ist dieses Volumen umzurechnen auf eine Mittel-

temperatur zwischen der Gas- und Wassereintrittstemperatur. Andernfalls würde eine Maschine trotz gleichen Druckverhältnisses scheinbar einen schlechteren isothermischen Wirkungsgrad haben, wenn ihr z. B. das Gas mit einer Temperatur von 15° und das Wasser mit 28° zugeführt wird, gegenüber dem Fall, daß die Gastemperatur 30° und die Wassertemperatur 15° beträgt. Die mittlere Temperatur würde sich ergeben aus

$$t_m = \frac{t_g + (z-1) \cdot t_w}{z}$$

Daß man praktisch das Gas im Zwischenkühler nicht auf Kühlwassertemperatur zurückkühlen kann, sondern nur auf etwa $5\text{--}10^\circ\text{C}$ darüber, ist in den η_{is} -Werten berücksichtigt. Sind die Kühler knapp

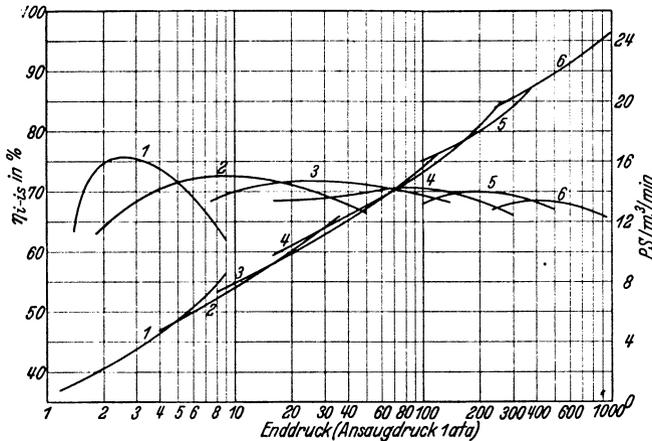


Abb. 11. η_{i-is} ($= \frac{N_{is}}{N_i}$) und N_e (mit $\eta_m = 93\%$). Die Zahlen bei den einzelnen Kurven bedeuten die Anzahl der Verdichtungsstufen.

bemessen oder verschmutzt, so ist η_{is} entsprechend zu verringern. Hohe Drehzahlen werden in der Regel größere Ansaug- und Ausschubwiderstände verursachen als niedrige und deshalb ebenfalls η_i herabsetzen. Denselben Einfluß haben die Widerstände der Zwischenkühler und der Verbindungsleitung von einer Stufe zur anderen.

Der Leistungsbedarf von Gasumwälzpumpen läßt sich nicht nach den Tafeln Abb. 3 und Abb. 11 berechnen, da hier die Abweichungen von der Gleichung (5) gemäß Abb. 6 berücksichtigt werden müssen. Am einfachsten rechnet man hier mit einem Volldruckdiagramm, da das Druckverhältnis dieser Maschine außerordentlich gering ist.

I. Beispiel: $300\text{ m}^3/\text{h}$ bezogen auf 0° und 760 mm QS sind bei einem tatsächlichen Ansaugdruck von 705 mm QS (Aufstellung im Mittelgebirge) und bei 30°C auf 7 atü zu verdichten. Die Kühlwassertemperatur beträgt 16° . Das für die Ermittlung von N_{is} , nicht aber für die Bemessung der Zylinder maßgebende Volumen errechnet sich zu

$$\frac{300 \cdot 760 \cdot [273 + \frac{1}{2}(30 + 16)]}{60 \cdot 735,5 \cdot 273} = 5,62\text{ m}^3/\text{min}.$$

Für die isothermische Kompression von 705 auf 735,5 mm QS ist die gleiche Leistung erforderlich wie von 1 ata auf $\frac{735,5}{705} = 1,041$ ata.

Also ist nach Abb. 3 (S. 410)

$$\begin{aligned} N_{is} &= 0,08 \text{ PS/m}^3/\text{min} \text{ für Kompression von 1 ata auf 1,041 ata,} \\ N_{is} &= 4,6 \text{ PS/m}^3/\text{min} \text{ für Kompression von 1 ata auf 8 ata,} \\ N_{is} &= 4,68 \text{ PS/m}^3/\text{min} \text{ für Kompression von 705 mm QS auf 8 ata,} \\ \eta_{i-is} &= 72,5\% \text{ nach Abb. 11, Kurve 2,} \\ N_i &= \frac{N_{is}}{\eta_{i-is}} = \frac{4,68}{0,725} = 6,46 \text{ PS/m}^3/\text{min,} \\ N_{is} &= 6,46 \cdot 5,62 = 36,3 \text{ PS} \quad \eta_m = 0,9 \quad N_e = 40,33. \end{aligned}$$

2. Beispiel: 6000 m³/h bezogen auf 0° und 760 mm QS sind bei einer Ansaugetemperatur von 13° und einem Ansaugedruck von 11 ata und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 25° in drei Stufen auf 300 ata zu verdichten. Das für N_{is} maßgebende Volumen:

$$\frac{6000 \cdot 760 \cdot [273 + 1/3 \cdot (13 + (3-1) \cdot 25)]}{60 \cdot 735 \cdot 273} = 111,9 \text{ m}^3/\text{min}$$

$$\begin{aligned} N_{is} &= 15,3 \text{ für 300 ata,} \\ N_{is} &= 5,35 \text{ für 11 ata,} \\ N_{is} &= 9,95 \text{ für Verdichtung von 11 auf 300 ata,} \\ N_{is} &= 111,9 \cdot 9,95 = 1113 \text{ PS,} \\ \eta_{i-is} &= 0,68 \\ N_i &= 1640 \text{ PS.} \end{aligned}$$

Ändert sich die Temperatur des Gases oder des Kühlwassers, so steigt bei mehrstufigen Maschinen N_i , wenn t_g stärker als t_w abnimmt oder wenn t_w stärker wächst als t_g . Bei wasserdampfhaltigen Gasen ist zu beachten, daß sich in den Zwischenkühlern je nach Druckverhältnis, Rückkühltemperatur und Sättigungsgrad zu Beginn der Kompression ein Teil des Dampfes als Flüssigkeit ausscheidet und das Volumen der folgenden Stufe und damit N_i verringert. Die erforderliche Antriebsleistung kann daher im Winter ganz beträchtlich höher ausfallen als im Sommer.

Die erforderliche effektive Antriebsleistung erhält man, indem man N_i durch den mechanischen Wirkungsgrad η_m dividiert. Bei gut gebauten Maschinen kann man mit $\eta_m = 0,9$ bis 0,93 rechnen. Bei Schnellläufern und sehr kleinen Maschinen wird man sich mit Werten bis herab auf 0,8 begnügen müssen; ebenso bei Hochdruck-Gasumwälzpumpen wegen des großen Anteils der Stopfbuchsreibung. Sind Kompressor und Kraftmaschine direkt zusammengebaut, so kann man den gesamten mechanischen Wirkungsgrad ermitteln aus $\frac{N_i - \text{Kompressor}}{N_i - \text{Kraftmaschine}}$. Mit den genannten Werten kann man für den Kompressor allein rechnen, wenn die Wellen beider Maschinen gemeinsam bzw. gekuppelt sind. Für den Fall, daß die Kompressorkolbenstangen an die Kolbenstangen der Antriebsmaschine gekuppelt sind, kann man mit einem mechanischen Wirkungsgrad bis zur Stangenkupplung von $\eta_m = 0,96$ bis 0,98 rechnen. Für die Kraftmaschine rechnet man mit den üblichen Werten, da ein

großer Teil der Kräfte direkt durch die Kolbenstangen übertragen werden und nicht ins Triebwerk gelangen.

Ändert sich bei einem gegebenen Kompressor der Ansaugdruck, während der Enddruck entweder konstant bleibt oder ebenfalls variiert (Überpumpen von einem Behälter in einen anderen), so ergibt sich die maximale Leistung nicht immer bei dem größten Druckverhältnis oder bei dem höchsten Enddruck. In diesem Falle müssen erst die zueinander gehörenden Anfangs- und Enddrücke ermittelt und die bei dem jeweiligen Druckverhältnis auftretenden volumetrischen Wirkungsgrade berücksichtigt werden.

D. Steuerungsorgane.

Fast alle Kolbenkompressoren werden mit selbsttätigen Ventilen ausgeführt, und zwar meistens mit Ringplattenventilen, ähnlich Abb. 12.

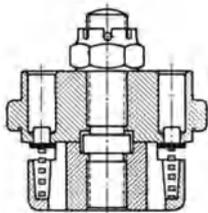


Abb. 12.
Ringplattenventil.

Seltener werden Streifenplattenventile und bei ganz kleinen Größen auch Kegelventile verwendet. Gesteuerte Ventile, Klappen und Drehschieber finden heute kaum noch Verwendung. — Die Geschwindigkeit im Ventilsitz sollte, bezogen auf mittlere Kolbengeschwindigkeit, nicht mehr als 40 m/s betragen. Bei höheren Drücken geht man herab bis auf 20 m/s und weniger. Auch bei Gebläsen muß man eine geringere Geschwindigkeit, etwa 20—25 m, wählen, um den Widerstand, der bei den sehr niedrigen Drücken einen hohen Prozentsatz der Nutzleistung

ausmacht, gering zu halten. Bei der Strömung parallel zur Ventilplatte, kann man mit der Gasgeschwindigkeit (Spaltgeschwindigkeit) um 15—25% höhere Werte zulassen. Der Hub der Ventilplatte sollte 5 mm nicht überschreiten. Er muß um so kleiner sein, je höher die Drehzahl ist. Bei sehr hohen Drehzahlen muß man auf 1,5, ja sogar 1 mm herabgehen. Um rechtzeitigen Ventilschluß herbeizuführen, belastet man die Ventilplatten mit Federn.

Für die Berechnung der Ventilfeuern gibt es sehr umfangreiche, aber umstrittene Theorien, nach denen man für jede Drehzahl, jeden Druck, jede Geschwindigkeit usw. eine andere Feder erhalten würde. Das hat sich in der Praxis als nicht nötig erwiesen und wäre auch kaum durchführbar. Durchschnittliche Federbelastungen bei geöffneten Ventilen betragen 25—100 g/cm² Ventilplattenfläche, wobei die höheren Werte für hohe Drücke oder hohe Drehzahlen gelten. Das Kraftweg-Diagramm der Federn sollte steil sein, die Belastung bei geschlossenen Ventilen, sowie die Masse der Federn gering. Je größer die Masse der Feder ist, um so eher schlagen die Windungen aufeinander, wodurch zunächst Federbrüche entstehen, die in der Regel in kurzer Zeit Platten und Ventilsitze beschädigen, wenn sie nicht bald an ungleichmäßigem Geräusch erkannt werden. Statt großer Ringfedern mit notwendig großer Masse verwendet man zuweilen mehrere kleinere Federn.

Die Ventilplatten haben eine Stärke von 1—3 mm und werden an einem Führungsstern oder an Nocken des Hubfängers oder an Armen

geführt. Plattenventile bedürfen keiner Schmierung. Kann sich Flüssigkeit vor den Ventilen ansammeln, so gibt es bei Passieren der Flüssigkeit durch das Ventil heftige Schläge, die sehr schnell einen Bruch verursachen können.

Als Material für die Platten verwendet man einen zähen, harten Stahl mit geschliffener Oberfläche, für die Ventilsitze für niedrige Drücke Gußeisen, für höhere Drücke geschmiedeten Stahl. Bei chemisch angreifenden Gasen müssen natürlich zweckentsprechende Materialien gewählt werden (s. Bd. I, S. 550f.).

Die Ventilbohrungen in den Zylindern sind meist radial angeordnet, mitunter aber auch parallel zur Zylinderachse, bei kleineren Maschinen auch in den Zylinderdeckeln. Bei schnellaufenden, einfach-wirkenden Kolbenmaschinen bringt man das Saugventil auch im Kolbenboden unter. Bei den wenig gebräuchlichen Schiebersteuerungen ist zu beachten, daß der Enddruck den Beginn des Ausströmens und im geringeren Maße auch das Ende der Rückexpansion bestimmt. Da eine Änderung des Gegendruckes möglich sein muß, ohne an der Steuerung etwas zu verändern, so muß man von vornherein darauf verzichten, auch den Ausschub der Schieber zu steuern. Es werden also außer dem Schieber noch selbsttätige Druckventile benötigt. Der Beginn des Ansaugens (Ende der Rückexpansion) kann nur für einen bestimmten Druck richtig eingestellt werden, für andere Drücke geschieht das Öffnen zu früh oder zu spät. S. 416 wurde ausgeführt, daß man bei solchen Maschinen den volumetrischen Wirkungsgrad nicht bestimmen kann. Der Antrieb durch Exzenter bedeutet ebenso wie die Stopfbüchse und der Schieber mit ihren Gleitflächen eine Komplizierung der Maschine und verursacht zweifellos höheren Ölverbrauch. Defekte sind schwieriger zu beheben als Störungen an selbsttätigen Ventilen. Diese Umstände machen es erklärlich, daß diese Steuerung nur geringe Verbreitung gefunden hat; für höhere Drücke kommt sie überhaupt nicht in Frage.

E. Ausführung von Kolbenkompressoren.

Das gesamte Gebiet der Kolbenkompressoren ist außerordentlich vielgestaltig. Es umfaßt Maschinenstärken von einem Bruchteil von 1 PS bis zu mehreren 1000 PS und Verdichtung von Bruchteilen von 1 at bis zu 1000 at. Eine ausführliche Aufzählung und Beschreibung ist deshalb nicht möglich. Die stehende Bauart ist üblich für Schnellläufer, sonst aber ist die liegende vorherrschend.

1. Antrieb.

Zusammenbau mit Dampfmaschine oder Gasmotor zu einer Maschineneinheit, direkt auf der Kurbelwelle sitzender Elektromotor, Kupplung der Kurbelwelle mit der antreibenden Maschine, Zwischenschaltung von Getrieben, Antrieb mittels Treibriemen mit oder ohne Spannrolle. Direkter Antrieb durch Kraftmaschine vermeidet die Umwandlungsverluste von mechanischer Arbeit in elektrischen Strom und zurück und erlaubt sehr wirtschaftliches Regulieren (s. S. 431). Entweder

werden die Kompressorzylinder hinter den Kraftzylindern angeordnet, wobei die Kolbenstangen nach hinten verlängert werden, oder aber man läßt an einer Kurbel die Kraftmaschine angreifen, an der anderen den Kompressor. — Ersteres ergibt den besten mechanischen Wirkungsgrad, da nur ein Teil der Energie durch das Triebwerk in das Schwungrad und zurück geleitet werden muß, während der größere Teil direkt von einem Kolben auf den anderen übertragen wird. Letzteres bietet demgegenüber den Vorteil einer von der Kraftmaschine unabhängigen Konstruktion, ein geringeres Schieben der Kompressorzylinder infolge Wärmedehnung, ferner die Möglichkeit, einen anderen Hub zu wählen. Bei liegenden, doppeltwirkenden Viertakt-Gasmotoren wird man stets wegen der besseren Ausnützung des sehr schweren Triebwerkes die Motorzylinder hintereinander anordnen und den Kompressor an der anderen Kurbel arbeiten lassen.

Trotz der Vorzüge der direkten Kupplung mit der Kraftmaschine ist der Antrieb durch Elektromotor durchaus vorherrschend, und zwar für Leistungen von etwa 200 PS mit direkt auf der Kurbelwelle sitzenden Rotor. Für kleinere Leistungen wählt man lieber einen billigen, schnell laufenden Motor und übersetzt mit Riemen oder selten durch Getriebe. Das Drehmoment aus dem Stillstand heraus wird in der Regel nicht mehr als 20% des Vollastdrehmomentes betragen. Bei elektrischem und Gasmotorantrieb entlastet man den Kompressor, bis er auf volle Drehzahl gekommen ist. Folgende Ungleichförmigkeitsgrade werden in der Regel zugelassen:

Bei direktem elektrischen Antrieb 1:80, bei Riemenantrieb 1:40 bis 1:30. Bei direktem Antrieb durch Kraftmaschine kann man sich bei den niedrigsten Drehzahlen mit weit weniger begnügen, jedoch sind trotzdem sehr große Schwungmassen nötig, da sich der Ungleichförmigkeitsgrad mit dem Quadrat der Drehzahl verschlechtert.

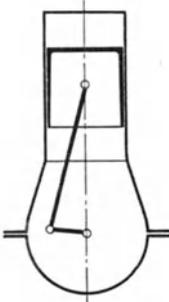


Abb. 13. Einfachwirkender Zylinder.

2. Stufenanordnungen.

a) Einstufig.

Für liegende Maschinen ein- und zweikurbelig, für stehende Maschinen bis vier Zylinder nebeneinander.

α) Abb. 13, einfachwirkende Zylinder oft

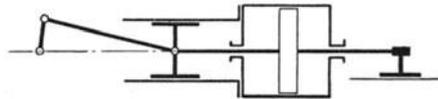


Abb. 14. Doppeltwirkender Zylinder.

mit dem Rahmen in einem Stück gegossen, Tauchkolben, welcher gleichzeitig als Kreuzkopf dient. Für giftige oder übelriechende Gase nur geeignet, wenn das Triebwerk dicht gekapselt ist.

β) Abb. 14, doppeltwirkend mit besonderer Gleitbahn, Stopfbüchse. Kolben freischwebend oder im Zylinder laufend (dann ohne hintere

Stopfbüchse und Führung). Ersteres besonders geeignet für Gase, die zur Verkrustung oder zur Beeinträchtigung der Schmierung neigen, ferner wo nicht mit Öl, sondern anderen Mitteln geschmiert werden muß. Für kleine Leistungen bis 7 atü, für große bis 4 atü, ferner für die sog. Gasumwälzpumpe (s. S. 430).

b) Zweistufig.

α) Abb. 15, Einzylinder-Verbund-Bauart, für Leistungen bis etwa 1500 m³/h, für giftige oder übelriechende Gase nur dann geeignet, wenn das Triebwerk dicht gekapselt.

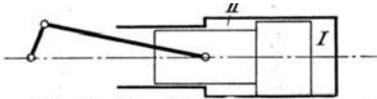


Abb. 15. Einzylinder-Verbund-Bauart.

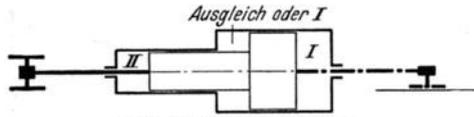


Abb. 16. 3-Raum-Bauart.

β) Abb. 16, 3-Raum-Bauart, entweder mit zwei Druckstufen und ein Ausgleichsraum, der sich aus der Differenz der erforderlichen Kolbenflächen

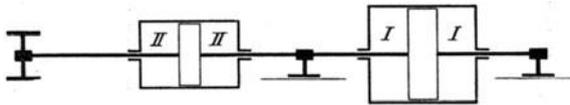


Abb. 17. Tandem-Verbund-Anordnung.

ergibt und mit dem Saugstutzen verbunden wird, oder mit drei Druckräumen, wobei die Differenzfläche mit als 1. Stufe verwendet wird (Bauart Flottmann). Mit dieser erhält man einen kleineren Durchmesser für die 1. Stufe, aber ungleichere Kolbendrucke. Während an sich bei gleichen Druckverhältnissen in beiden Stufen die Kolbendrucke gleich sind, werden sie hier durch die Ausgleichsstufe bzw. durch die Fläche des vorne offenen Kolbens bei b α) ungleich. Um dies zu kompensieren, macht man oft das Druckverhältnis ungleich. Die Pleuellagerstange führt man mittelst hinterer Stangenführung schwebend aus, oder ohne letztere als Laufkolben.

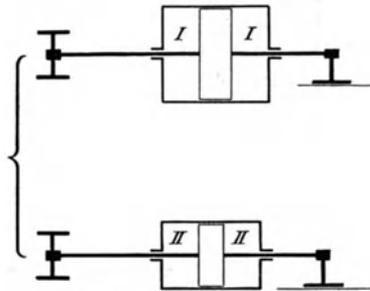


Abb. 18. 2-Kurbel-Verbund-Bauart.

γ) Abb. 17, Tandem-Verbund-Anordnung, für große Leistungen mit zweiteiliger Pleuellagerstange, die dann meist in der Laterne und in einer hinteren Führung getragen wird, also freischwebende Pleueln, für kleinere Leistungen Laufpleueln mit einteiliger Pleuellagerstange ohne Führung.

δ) Abb. 18, Zweikurbel-Verbund-Bauart, entweder mit hinterer Pleuellagerstangenführung und Pleueln freischwebend, oder Pleueln laufend (ohne Führung). Gegenüber γ) geringere Pleuellagerstangenlänge bei nur wenig größerer Pleuellagerstangenbreite, gleich gute Zugänglichkeit für beide Pleueln, für kleine Einheiten teurer, für große billiger.

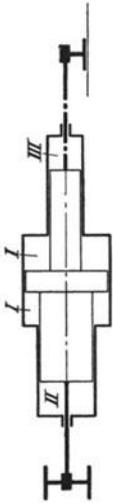


Abb. 19. Doppelt abgestufter Zylinder.

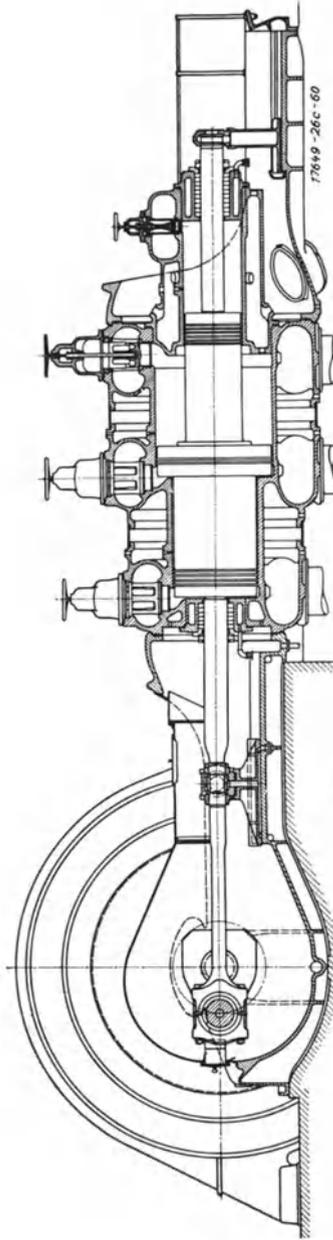


Abb. 19a. Dreistufiger Kompressor mit Schwebekolben (Ausführung Demag).



Abb. 20. Dreistufiger Kompressor für große Leistung mit einem doppeltwirkenden und einem 3-Raum-Zylinder.

c) Dreistufig.

a) Abb. 19 und 19a Doppelstufen-Zylinder, bei laufenden Kolben nur mit einer Stopfbüchse ohne hintere Führung, bei freischwebenden Kolben mit hinterer Führung, zwei Stopfbüchsen. Kolbendrucke bei gleichen Druckverhältnissen beim Rückgang größer als beim Vorwärtsgang; deshalb mitunter Druckverhältnis in der 3. Stufe kleiner als in der 1. und 2.

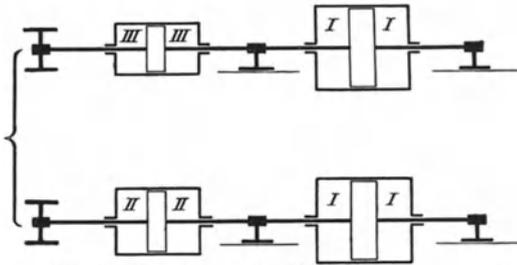


Abb. 21. Dreistufiger Zweikurbel-Kompressor mit gleicher Leistung an beiden Kurbeln.

β) Abb. 20 Kombination aus a β) und b β).

γ) Bei zweikurbeliger Anordnung ist gleichmäßige Verteilung der Antriebsleistung nur zu erreichen durch Zwillingausführung mindestens einer Stufe (nur für große Leistungen), 2. und 3. Stufe als doppelwirkende Zylinder auf je einer Seite, Kolben entweder laufend oder freischwebend (Abb. 21).

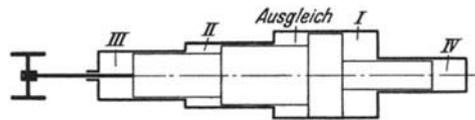


Abb. 22. Mehrfach abgesetzter Stufenzylinder.

d) Niederdruckseite nach a β), Hochdruckseite ähnlich b β), oder b γ), ungleichmäßige Leistungsverteilung.

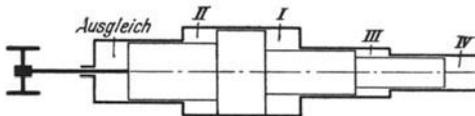


Abb. 23. Mehrfach abgesetzter Stufenzylinder.

d) Vierstufig.

a) Abb. 22 mehrfach abgesetzter Stufenzylinder, Zylinder 4. Stufe muß abgebaut werden, um den Kolben ausbauen zu können. Betreffs Ausgleichsraum gilt das unter b β) Gesagte. Die Stufen A, II und III können ihre Lage untereinander tauschen, z. B. Reihenfolge A, III, II, I, IV.

β) Abb. 23 ebenfalls mehrfach abgesetzter Stufenzylinder, Zylinder 3. und 4. Stufe müssen abgebaut werden, um Kolben ausbauen zu können. Da hier nach hinten drei Stufen und nach vorne nur eine Stufe arbeiten, ist der Ausgleichsraum nicht an der Saugleitung der ersten, sondern an die einer höheren Stufe anzuschließen, um eine Ausgleichung der Kolbendrucke zu erreichen.

γ) Kombination aus a β) mit c α) für große Einkurbel-Maschinen.

d) Abb. 24, zweikurbelig, Niederdruckseite wie unter b β) oder b γ), Hochdruckseite Stufenzylinder mit Ausgleichsraum an der Stopfbüchse.

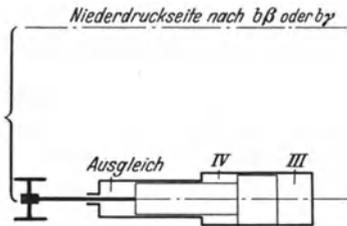


Abb. 24. Vierstufiger Zweikurbel-Kompressor.

ε) Niederdruckseite wieder wie $b\beta$) oder $b\gamma$), Hochdruckseite mit der Reihenfolge Stopfbüchse, *III*, Ausgleich, *IV* also umgekehrt abgestuft, erzielt kleineren Durchmesser und damit geringeren Abdichtungsumfang

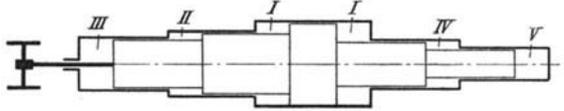


Abb. 25. Fünfstufiger Einkurbel-Kompressor.

für 4. Stufe und vermeidet die größere Aufheizung der Anordnung $d\delta$), erfordert aber den Abbau des Zylinders 4. Stufe für den Ausbau des Kolbens.

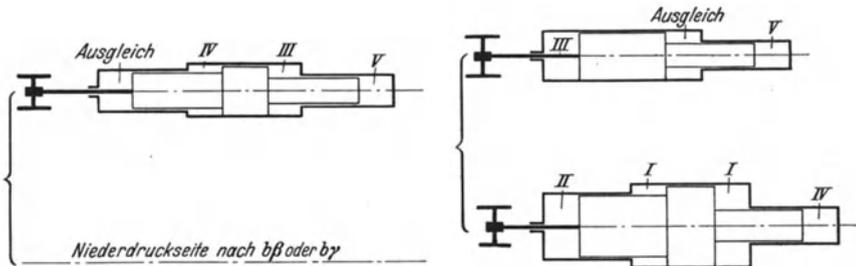


Abb. 26.

Abb. 27.

Abb. 26 u. 27. Fünfstufiger Zweikurbel-Kompressor.

e) Fünfstufig.

α) Abb. 25. Trotz seines hohen Kolbengewichtes häufigste Bauart, nur eine Stopfbüchse, vereinzelt auch mit Stopfbüchsen zwischen I. und 4. Stufe.

β) Kombination aus $a\beta$) mit $d\alpha$) oder $d\beta$), wobei die Stufenzahlen für $d\alpha$) und $d\beta$) um 1 zu erhöhen sind.

γ) Abb. 26, Hochdruckseite, ähnlich $c\alpha$) die Ausgleichsstufe wird an den Saugstutzen der 4. Stufe angeschlossen, um möglichst gleiche Kolbendrücke zu erhalten. Ausgleichsstufe und 4. Stufe können evtl. miteinander vertauscht werden.

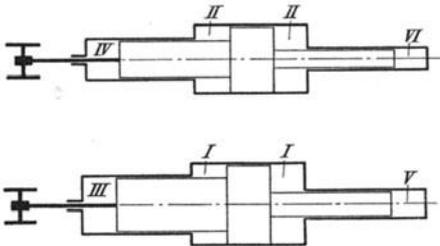


Abb. 28. Sechsstufiger Kompressor.

d) Niederdruckseite nach $c\alpha$) oder $c\beta$). Hochdruckseite einfach abgestufter Kolben, wie bei $d\delta$) oder $d\varepsilon$), nur daß die Stufenzahlen wieder um 1 zu erhöhen sind.

ε) Abb. 27, größere Ungleichheit der Kolbenkräfte auf der Niederdruckseite als bei d).

g) Sechsstufig.

α) Wird einkurbelig kaum ausgeführt, in Frage käme Kombination von $a\beta$) mit $e\alpha$) (Stufenzahl um 1 erhöhen).

β) Abb. 28, kurze Bauart mit nur zwei Stopfbüchsen, häufig ausgeführt, trotz der schweren Laufkolben, die, zumal bei Gasen, welche die Schmierung beeinträchtigen, schon manches Mal zum Fressen mit schweren Beschädigungen der Zylinder und Kolben geführt haben.

γ) Abb. 29 zeigt eine Ausführung von A. Borsig für Leistungen über 4000 m³/h. Die meist mit nicht ganz reinem Gas arbeitenden Niederdruckstufen bilden die eine Maschinen-seite (vgl. $c\beta$) und haben schwebende Kolben. Für kleinere Leistungen genügt Ausführung nach Abb. 19. Die Hochdruckkolben sind wegen des reineren Gases und wegen ihres geringeren Gewichtes als Laufkolben ausgebildet. Da für die Stufen 4—6 wegen des Zylindermaterials (Stahl oder Stahlguß) sowieso Laufbüchsen vorhanden sind, sind bei etwaigem Fressen schlimmstenfalls nur diese auszuwechseln.

δ) Abb. 30, nur 1. und 2. Stufe, mit Schwebekolben, sechs Stopfbüchsen, Baulänge nur wenig kürzer als $c\beta$), aber länger als $c\alpha$).

Weitere Bauarten wurden für Höchstdruckkompressoren von 800 bis 1000 at entwickelt. Sulzer vermeidet hier den direkten Antrieb für die Kolben der beiden letzten Stufen, indem er diese durch ölhydraulische Kolben antreibt und vertikal über dem Ölpumpenzylinder anordnet. Andere haben den direkten Antrieb mit Erfolg beibehalten. Um gleiche

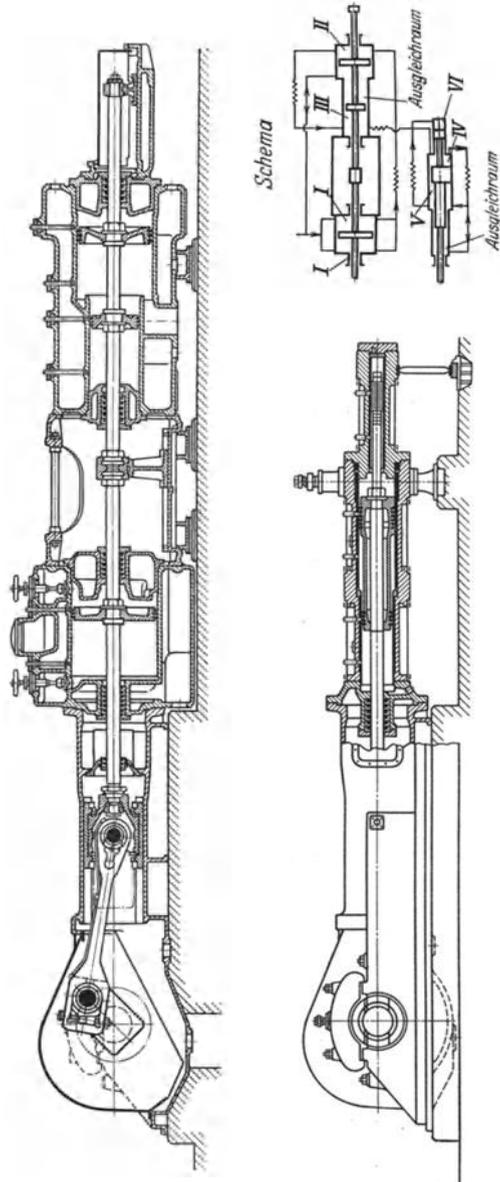


Abb. 29. Sechsstufiger Kompressor für 300 at (Ausführung A. Borsig).

Kolbenkräfte für die Hochdruckseite zu erzielen, verwendet die Demag ein Umföhrungsgestänge (Abb. 31).

3. Material.

Das Material für Zylinder ist bis zu 50 at in der Regel ein Zylindergußeisen (außer für Sauerstoff und andere Gase, die Gußeisen angreifen), über 50 at hinaus geschmiedete Stähle, zuweilen auch Stahlguß. Bei letzterem besteht aber immer die Gefahr, daß Undichtigkeiten auch nach längerem Betrieb auftreten. Gußeiserne Laufbüchsen sind notwendig für Zylinder aus Stahl oder Stahlguß, da diese mit den gußeisernen Kolben bzw. Kolbenringen schlechte Laufeigenschaften haben. Zu empfehlen sind Laufbüchsen noch bei großen Niederdruckzylindern, wenn der Kolben in ihnen läuft. Bei Schwebekolben sind sie überflüssig, selbst bei unreinem Gas, da nur die schmalen federnden Kolbenringe die Zylinderwand berühren. Soweit Kolben im Zylinder laufen, werden

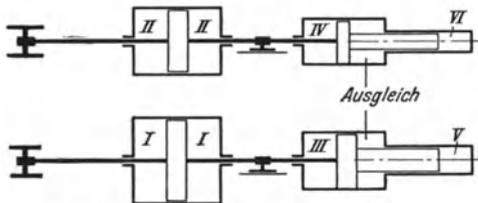


Abb. 30. Sechsstufiger Kompressor.

sie aus Gußeisen ausgeführt. Schwere Kolben versieht man auch mit Weißmetall-Laufflächen; schwebende Kolben werden zwecks Gewichtersparnis oft aus Stahlguß oder geschmiedetem Stahl hergestellt. Bei sehr hohen Drücken verwendet man statt der Kolbenringabdichtung glatte

Plunger (wie bei Pumpen). Die Abdichtung geschieht nur durch die Stopfbüchse. Für 300 at sind aber die selbstspannenden Kolbenringe noch durchaus zuverlässig und betriebssicher.

Für die Kolbenstangen-Stopfbüchsen genügen für Drücke bis zu etwa 8 at Weichpackungen, für etwas höhere Drücke auch noch Weichmetallpackungen unter der Voraussetzung, daß die Stange genau gerade läuft; dies ist bei Schwebekolben nicht der Fall. Für letztere sowie für höhere Drücke kommen nur Metallpackungen in Frage, deren Dichtungsringe aus Gußeisen oder Bronze, entweder durch Federn oder durch den Gasdruck selbst an die Stange angepreßt werden. Sehr gut bewährt haben sich hier insbesondere die Ausführungen der Elementenwerke Kranz, Ludwigshafen. Grundbüchsen zur Führung der Kolbenstangen sind nur für hohe Drücke erforderlich. Um bei geringer unvermeidbarer Undichtigkeit der Stopfbüchsen explosibles, giftiges oder übelriechendes Gas nicht ins Freie gelangen zu lassen, wird vor den letzten Dichtungsringen eine Gasabführungsleitung angeschlossen, die in eine Gasleitung mit atmosphärischem Druck oder über Dach geführt wird. Für die Kolbenstange ist ein Stahl von mindestens 60—70 kg Festigkeit erforderlich, für hohe Drücke mit nach besonderen Verfahren gehärteter Oberfläche.

4. Anwendungen in der chemischen Industrie.

In der chemischen Industrie sind Kolbenkompressoren in den letzten Jahrzehnten bei Hochdruckreaktionen, wie der Herstellung von syn-

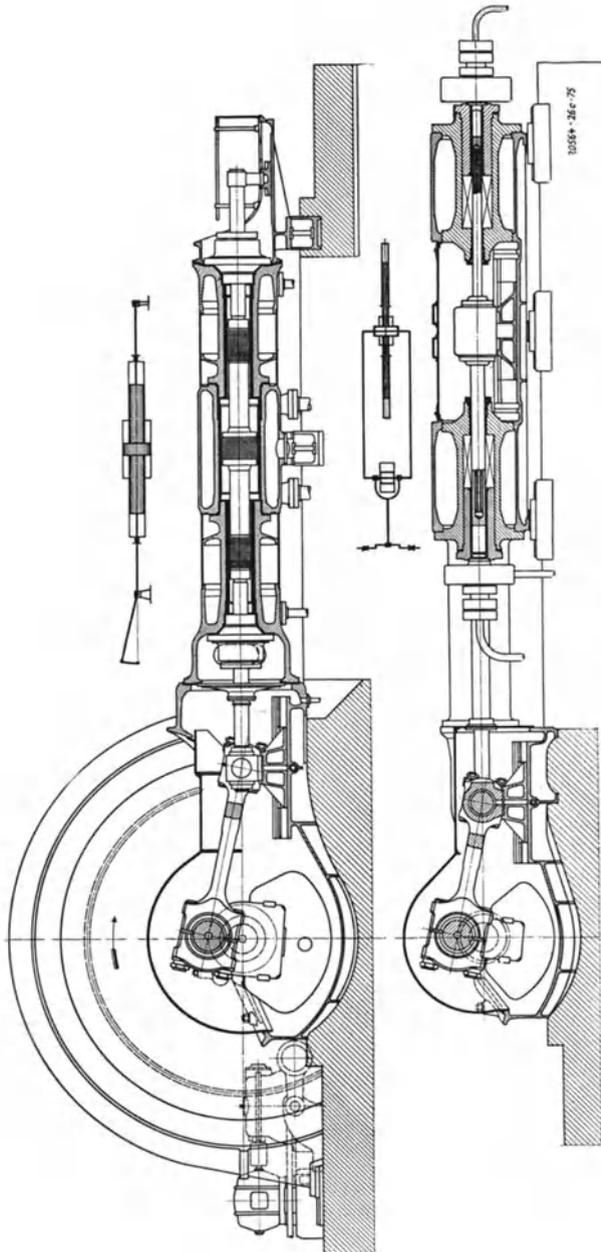


Abb. 31. Demag-Kompressor für 800 at (Ansaugdruck 10 at(i)).

thetischem Ammoniak, Methanol, synthetischem Benzin usw. zu größter Bedeutung gelangt. Unmittelbares Vorprodukt ist bei der synthetischen

Ammoniakherstellung ein Gemisch von 75 Vol.-% H_2 + 25 Vol.-% N_2 mit je nach dem Verfahren verschiedenen Druck, 100—150 at (Mont Cenis), 220 at (I.G. Farbenindustrie A.G.), 300 at (Nitrogen und Fauser), 800 at (Casale), 1000 at (Claude). Ausgangsprodukt (Rohgas) ist — von den Fällen der Verwendung elektrolytischen Wasserstoffes abgesehen — Koksstoffgas, das von Naphthalin, Schwefelverbindungen, Benzol mehr oder weniger gereinigt oder sonst vorbehandelt wird, oder ein Gemisch von Wassergas und Generatorgas, das vor der Kompression erforderlichen Umwandlungsprozessen unterworfen wird. In diesen Gasgemischen sind außer H_2 und N_2 enthalten: O_2 , CO , CO_2 , CH_4 , geringe Mengen anderer Kohlenwasserstoff-Verbindungen sowie kleine Mengen nitroser Gase. CO_2 wird unter 12, 16 oder 27 at Druck mit Wasser und die Reste anschließend mit Natronlauge ausgewaschen. Das Gasgemisch muß in zwei oder drei Stufen auf diesen Druck verdichtet werden (Rohgas-Kompressoren). Bei Koksstoffgas werden die für die Synthese nicht brauchbaren Bestandteile des Gasgemisches mit Hilfe von flüssigem Stickstoff in Gastrennungsapparaten abgeschieden (s. Bd. III, S. 443), wobei dem übrigbleibenden Gemisch von Wasserstoff und wenig Stickstoff die noch fehlende Stickstoffmenge hinzugefügt wird. Nach Passieren einer Feinreinigung wird das Gas sog. Mischgas-Kompressoren zugeführt, die es in drei oder vier Stufen auf den erforderlichen Enddruck bringen. Die Herstellung des Generatorgas-Wassergasgemisches wird so geleitet, daß ein gesonderter Stickstoffzusatz nicht zu erfolgen braucht. Nach der CO_2 -Wasserwäsche wird auf 120 at komprimiert und der nach der Umsetzung verbleibende geringe CO -Anteil mit Kupfer-(1)-salzlösung ausgewaschen. Dann erfolgt die Kompression auf den Enddruck. Bei dem Verfahren der I. G. Farbenindustrie A. G. erfolgt die Laugenbehandlung erst beim Enddruck. Oft wird die Verdichtung des Roh- und Mischgases in einer Maschine vereinigt. Die Trennung in zwei Maschinen bedingt höhere Anlagekosten, sie bietet aber gewisse betriebstechnische Vorteile.

Da das Synthesegas in dem Kontaktapparat nur zu einem geringen Teil sich zu Ammoniak verbindet (Bd. I, S. 179), muß es von sog. Umwälzkompressoren, oft Umwälzpumpen genannt, angesaugt und der Kontaktapparatur nach erfolgter Abscheidung des Ammoniaks immer von neuem zugeführt werden. Von diesen Maschinen ist also nur der Druckverlust durch die Strömungswiderstände in den Rohrleitungen und der Synthese zu überwinden. Er beträgt im Normalbetriebe nur wenige Atmosphären. Nur beim Anheizen der Apparate und wenn die Wirksamkeit der Kontaktmasse nachläßt, und deshalb der Kreisprozeß schneller ablaufen gelassen wird, ist der Druckunterschied etwas größer. Das Druckverhältnis bleibt jedoch stets so klein, daß man das Indicator-diagramm als Pumpendiagramm bezeichnen kann.

Zur Gewinnung des Stickstoffes als Zusatz zum Rohgas und zur Gaszerlegung wird Luft komprimiert und nach dem Linde-Verfahren (s. Bd. III, S. 443) zerlegt. Die hierfür benötigten Luftkompressoren arbeiten meist dreistufig mit einem normalen Enddruck von 20—25 at und maximalen Enddruck von 60 at beim Anfahren der Apparatur. Der

gewonnene Stickstoff muß, um verflüssigt werden zu können, wiederum auf 200 at verdichtet werden, was in der Regel mit fünfstufigen Kompressoren nach Abb. 25 erfolgt.

F. Regulierung.

Die Rohrleitung zwischen Kompressor und Verbrauchsstelle wirkt stets als Speicher. In der Regel ist außerdem noch ein besonderer Speicher (Windkessel) vorhanden. Entspricht der Verbrauch an verdichtetem Gas nicht genau der Förderung des Kompressors, so muß der Druck im Speicher steigen oder fallen, wenn nicht irgendwie die Erzeugung dem Verbrauch angepaßt, d. h. reguliert wird. Eine Selbstregulierung derart, daß durch den sinkenden Druck die Förderung von selbst größer bzw. durch steigenden Druck kleiner wird, kommt praktisch nur bei veränderlicher Drehzahl und fester Füllung der Antriebsmaschine vor.

Die Bemessung des Kompressors nach dem größten Bedarf und das Abblasen des jeweiligen Überschusses durch ein Sicherheitsventil wird man selbst bei kleinen Maschinen wegen der Energieverschwendung vermeiden.

Die Veränderung der Gasförderung, sei es von der Hand des überwachenden Maschinisten, sei es durch einen selbsttätigen Regler kann auf sehr verschiedene Art erfolgen:

1. Änderung der Drehzahl,
 - a) der Antriebsmaschine,
 - b) durch Zwischenschaltung eines Getriebes;
2. Aussetzregulierung, d. h. zeitweiliges Stillsetzen des Kompressors;
3. Leerlauf des Kompressors a) durch Offenhalten der Saugventile (Greifersteuerung),
 - b) durch Absperrung der Saugleitung,
 - c) durch Umläufe;
4. stufenweise Änderung der Förderung durch
 - a) Greifersteuerung wie bei 3. a) bei einem Teil der vorhandenen Zylinderseiten der 1. Stufe,
 - b) stufenweise Änderung des schädlichen Raumes,
 - c) Kombination von 4. a) und 4. b),
 - d) Verlegung des Kompressionsbeginnes durch ein Auslaßventil in der Zylinderbohrung;
5. stetige Änderung der Gasmenge bei konstanter Drehzahl durch
 - a) Drosselung des Ansaugdruckes,
 - b) Teilumlauf bei mehrstufigen Maschinen,
 - c) teilweises Wiederausstoßen des angesaugten Gases durch Drosselventil im Zylinder,
 - d) stufenlose Änderung des schädlichen Raumes,
 - e) Verlegung des Kompressionsbeginnes durch Hilfsschieber,
 - f) zwangläufige Steuerung durch Verlegung des Kompressionsbeginnes durch periodisch betätigte Greifer.

Die Änderung der Drehzahl ist das wirtschaftlichste Verfahren, aber in der Regel nur bei Antrieb durch Dampfmaschinen und Verbrennungs-

kraftmaschinen im gewissen Umfange möglich. Ventil-, Rohrleitungs- und Kühlerwiderstände nehmen mit der Drehzahl ab, der spezifische Energieverbrauch nimmt daher zunächst etwas ab, um schließlich bei sehr geringer Drehzahl wieder zuzunehmen, da der Wirkungsgrad der Antriebsmaschine dann stärker sinkt. Die Unterschiede sind aber nicht bedeutend. Je mehr die Drehzahl herabgesetzt wird, desto schwerer muß das Schwungrad sein. Das erforderliche Schwungmoment ändert sich mit dem Quadrat der Drehzahl. Bei automatischer Regelung hat der übliche Fliehkraftregler nur die Überschreitung der höchst zulässigen Drehzahl zu verhindern, während die Steuerung im übrigen von einem federbelasteten Druckluftkolben verstellt wird. Bei Gleichstromelektromotoren läßt sich die Drehzahl in einfacher und wirtschaftlicher Weise verändern, sie kommen aber selten in Frage. Bei den üblichen Drehstrommotoren läßt sich zwar auch die Drehzahl ändern, der Stromverbrauch bleibt aber derselbe wie bei voller Belastung und es sind große Widerstände zur Vernichtung des Stromes erforderlich. Energiewirtschaftlich steht diese Regelung auf derselben Stufe wie das Abblasen des Gases.

Weitgehend regulierbare Kommutatormotore für Drehstrom kommen wegen ihres hohen Preises selten und nur bis 300 PS zur Verwendung.

Stufenlos veränderliche Getriebe und Stufenschaltgetriebe (wie Automobilgetriebe) werden wegen hoher Kosten, des Platzbedarfes und anderen Gründen kaum verwendet.

Bei den unter 2.—4. genannten Verfahren wird die Förderleistung ganz unterbrochen bzw. in mehreren Stufen herabgesetzt. Voraussetzung dafür ist ein genügend großes Speichervolumen und eine verhältnismäßig große Schaltdifferenz (normal 10—15% vom Enddruck), d. h. zwischen dem Druck, bei dem abgeschaltet und dem Druck, bei dem wieder eingeschaltet wird. Anderenfalls müßte fortwährend hin- und hergeschaltet werden (s. auch S. 473). Da man das Speichervolumen wegen der Kosten und des Platzbedarfes nicht entsprechend der Leistung des Kompressors vergrößern wird, ist einstufige Regulierung um so weniger am Platze, je größer ein Kompressor ist.

Betätigung von Hand wird man nur wählen können, wenn aus anderen Gründen eine Bedienung vorhanden sein muß und auch dann nur, wenn die Schaltungen selten notwendig sind. Für automatischen Betrieb braucht man einstufige Regler mit Entweder-Oder-Stellung. Ein solcher besteht gewöhnlich aus einem Kolben, der auf der einen Seite mit Gas vom Enddruck belastet ist, während ein Gewicht oder eine Feder die Gegenbelastung bildet. Der Kolben gibt in bestimmter Stellung eine Bohrung frei, durch die Druckluft zu den Steuerapparaten gelangt. Bei Hochdruckreglern steuert man durch die Bewegung des Reglerkolbens meist den Zutritt von Gas aus einer Zwischenstufe. Die Reglerleitung ist nicht in unmittelbarer Nähe des Druckstutzens, sondern, wenn irgend möglich, am Windkessel anzuschließen, um die pulsierenden Stöße des Ausschlebens vom Regler fernzuhalten. Durch Zusatzgewicht bzw. Zusatzkolbenfläche (Stufenkolben) muß dafür gesorgt werden, daß nicht jede minimale Druckänderung gleich eine Schaltung verursacht.

Für das automatische Stillsetzen und Wiederingangsetzen von elektrisch angetriebenen Kompressoren werden von den Firmen Allgemeine Elektrizitäts-Gesellschaft (AEG) und Hundt & Weber Apparate gebaut, bei denen Regler, Schalter und Anlasser zu einem Aggregat vereinigt sind. Das Einschalten des Motors muß mit Rücksicht auf den Anlaufstrom bei entlastetem Kompressor erfolgen. Die Entlastung erfolgt durch die unter 3. a—c) (S. 431) genannten Mittel. Voraussetzung ist vollautomatische Schmierung; selbsttätiges An- und Abstellen des Kühlwassers ist ebenfalls erwünscht. Wo verhältnismäßig lange Pausen und daher nicht allzuviel Schaltungen vorkommen, sind diese Apparate angebracht und rentieren sich durch Ersparnis an Stromkosten.

Bei ein- und zweistufigen Kompressoren wird der Leerlauf meist erzielt durch sog. Greifer, die von Hand oder durch Druckluftkolben betätigt, die Ventilplatten der Saugventile am Schließen verhindern. Dann wird das angesaugte Gas nicht verdichtet, sondern wieder in den Saugraum ausgestoßen. Infolge der Widerstände ergeben sich hierbei Diagramme, die, je nach dem Druckverhältnis, etwa 3—20% vom Volllastdiagramm ausmachen. Die zur Überwindung der mechanischen Verluste erforderliche Leistung ändert sich gegenüber Vollast nicht allzu sehr, so daß weitere 5—12% Antriebsleistung benötigt werden. Da ferner der Wirkungsgrad des Elektromotors mit abnehmender Belastung sinkt, beträgt der Stromverbrauch des Leerlaufes zuweilen bis zu 40% gegenüber Vollast. Bei Hochdruckventilen werden Greifersteuerungen nicht ausgeführt.

Ein weiteres Mittel zur Erzielung des Leerlaufes besteht in der Absperrung der Saugleitung, die bei automatischem Betrieb durch Druckluftkolben erfolgt, während eine Feder das Absperrorgan öffnet. Bei richtiger Bemessung des Kolbens bzw. der Feder sind sog. Vakuumzerstörer überflüssig. Die Förderung hört beim Abschluß der Leistung nicht sofort auf, sondern allmählich, da der Raum zwischen Absperrventil und Kompressorventilen erst leer gepumpt wird. Da der Enddruck bleibt, während der Ansaugedruck sinkt, wächst das Druckverhältnis und damit die Rückexpansion bis der volumetrische Wirkungsgrad gleich Null wird. Die Temperaturen steigen zuerst, gehen dann aber zurück, da die Wärmemenge immer geringer und deshalb leichter abgeführt wird. Bei Hochdruckkompressoren mit sonst sehr vorteilhaften großen Aufnehmerräumen zwischen den einzelnen Stufen können die hohen Temperaturen bei dem allmählichen Absinken bzw. Ansteigen der Förderung zu Schwierigkeiten führen.

Der Leerlaufstromverbrauch ist hier gegenüber 3. a) (S. 431) insofern etwas günstiger, als die indizierte Antriebsleistung noch kleiner ausfällt. Bei größeren Maschinen wird diese Art der Regulierung nicht angewendet, da außer den erwähnten Bedenken das Absperrorgan sehr groß ausfallen würde.

Schließlich kann man Leerlauf auch durch einen oder mehrere Umläufe erzielen. Vom Druckstutzen führt eine Leitung zum Saugstutzen, die durch ein Ventil verschlossen ist; wird dieses durch das vom Regler kommende Druckgas geöffnet, so strömt das geförderte Gas zum

Saugstutzen zurück, es entsteht ein Kreislauf. Durch ein Rückschlagventil am Druckstutzen muß dafür gesorgt werden, daß das bereits im Rohrnetz, Speicher usw. befindliche komprimierte Gas nicht auch über den Umlauf zurückströmt und sich entspannt. In den Zylinder wird das Gas nur soweit verdichtet, als es zur Überwindung der Strömungswiderstände notwendig ist. Das könnte bei mehrstufigen Maschinen in der 1. Stufe ebensoviel sein, wie bei vollem Betrieb. Deshalb werden bei vier- bis sechsstufigen Maschinen mindestens zwei Umläufe vorgesehen, z. B. hinter der 2. oder 3. und der letzten Stufe. Die Verdichtungsarbeit für das in den Zylindern und Aufnehmerräumen befindliche Gas geht hierbei verloren. Während des Leerlaufes ist die indizierte Antriebsleistung bei ausreichender Bemessung der Umläufe gering. Das Umlaufverfahren ist allgemein üblich für entlastetes Anfahren großer Hochdruckkompressoren.

Für die automatische stufenweise Regulierung verwendet man entweder mehrere einstufige Regler mit verschiedener Einstellung oder einen mehrstufigen. Letztere werden mit mehreren Zusatzgewichten ausgeführt oder als Quecksilberschwimmregler mit abgestuften Verdrängungskörpern. Außer den rein mechanischen Reglern kämen noch in Frage elektrische Kontaktregulierung oder Strahldruckregler.

Mehrstufige Regulierung ist möglichst mit den unter 3. a) (S. 431) erwähnten Greifern, wenn eine Stufe aus mehreren Zylinderräumen besteht, indem z. B. bei doppeltwirkenden Zylindern erst die Greifer der vorderen Seite betätigt werden und damit 50% Leistung erzielt werden und, wenn der Enddruck weiter steigt, auch die hintere Seite mittels Greifer abgeschaltet wird.

Verändert man den schädlichen Raum der Eingangsstufe (1. Stufe), indem man ein Ventil öffnet, das den Zylinder mit einem besonderen, geschlossenen Raum verbindet, so wird der volumetrische Wirkungsgrad und damit die angesaugte Gasmenge vermindert. Über die Berechnung der Zuschalträume siehe S. 414. Eine Kühlung der Zuschalträume ist nicht notwendig wie manchmal behauptet wird. Der indizierte Kraftbedarf bleibt praktisch fast proportional der Fördermenge, nur die mechanischen Verluste steigen relativ etwas an.

Häufig wird eine Kombination von Greifern und Zuschalträumen angewandt, so daß man bei einem doppeltwirkenden Zylinder mit je einem Zuschaltraum und Greifern vier verschiedene Fördermengen erzielen kann.

Eine weitere Möglichkeit besteht in der Anordnung eines Ventils in der Zylinderbohrung, das mehr oder minder weit vom Totpunkt entfernt ist. Wird das Ventil geöffnet, so wird ein Teil des angesaugten Gases in den Saugraum zurückgeschoben, bis schließlich der Kolben darüber hinweggeht und damit die Verdichtung beginnt. Öffnet man nicht ganz, sondern drosselt man nur, so treten Energieverluste und unter Umständen unzulässige Erwärmungen auf. Bei doppeltwirkenden Zylindern kommt man ohne Drosseln nur auf 50—60% (ohne Zwischenwerte).

Stetige Änderung der Gasförderung (bei konstanter Drehzahl), also Anpassung an den jeweiligen Verbrauch, ist sowohl automatisch wie

von Hand in einfacher Weise durch Drosselung der Ansaugespannung zu erreichen. Die Strecke y im Diagramm wird, da die Verdichtung von einem tieferen Punkte beginnt, länger und damit der volumetrische Wirkungsgrad kleiner. Bei mehrstufigen Maschinen wird die Rückexpansion x , da der Enddruck der 1. Stufe mit sinkendem Anfangsdruck ebenfalls herabgeht, etwas kürzer, jedoch ist diese Änderung unwesentlich gegenüber der von y . Leider ist dieses Verfahren recht unwirtschaftlich, z. B. ist pro m^3/min wirklicher Förderung bei 70% Leistung ein Mehrbedarf von 0,8 PS erforderlich.

Läßt man verdichtetes Gas abblasen oder, was dasselbe ist, zur Saugleitung zurückströmen, so ist dies Energievergeudung. Unter gewissen Verhältnissen beträgt diese jedoch nur wenige %. Deshalb kann ein Teilumlauf bei mehrstufigen Kompressoren zur Regulierung benutzt werden, insbesondere in Verbindung mit 4. b) (S. 431). Zweigt der Umlauf hinter der 1. Stufe ab, so geht der Verlust bei zwei Stufen von gleichem Druckverhältnis auf $1/2$ zurück. Da aber gleichzeitig durch die Regelung das Druckverhältnis dieser Stufe sinkt, wird er noch geringer.

Das Ausstoßen eines Teiles des Gases während der ganzen Verdichtungs- und Ausschubperiode durch ein Drosselventil, daß das Zylinderinnere mit dem Saugraum verbindet, ist sehr unwirtschaftlich. Nur wenn bei sehr niedrigem Druckverhältnis der Energieverlust und die Erwärmung gering bleiben, wird diese Methode angewandt, nämlich bei Umwälzkompressoren für Drucksynthesen, z. B. die Ammoniaksynthese. Einfacher ist es dann, mit noch ein wenig mehr Verlust Gas vom Druckraum zum Saugraum zurückströmen zu lassen (Abblasen).

Wirtschaftlich einwandfrei ist die stetige Änderung des schädlichen Raumes, indem man in einer mit dem Zylinder in Verbindung stehenden Bohrung einen Kolben verschiebt, so daß sich die Größe des Zuschalt-raumes stetig ändert. Da aber auf den Kolben große, stark schwankende Drücke wirken, erfordert seine Verschiebung große Kräfte bzw. bei Übersetzung lange Wege, die diese Regulierung für selbsttätigen Betrieb fast ganz ungeeignet machen. Die Unterbringung und Bedienung großer veränderlicher Zuschalträume machen Schwierigkeiten, die Kosten sind entsprechend sehr hoch. Die Veränderung des Zuschaltraumes durch Einfüllen bzw. Ablassen von Flüssigkeit hat sich als unmöglich herausgestellt, da die Flüssigkeit vom Gas aufgenommen wird.

Ebenfalls fast ohne Energieverlust ist die Verlegung des Beginnes der Kompression dadurch, daß man das durch die Saugventile eingetretene Gas durch einen Hilfsschieber wieder in den Saugraum zurücktreten läßt. Der Schieber ist auf der Schieberspindel verschiebbar angeordnet, oder er wird von einer Kulisse verändert. Der Antrieb kann von der Kolbenstange abgenommen werden oder auch vom Exzenter oder von der Gegenkurbel. Die Unterbringung des Schiebers neben den Ventilen ist oft recht schwierig. Das Ganze ist teuer und umständlich, und darum wird es selten ausgeführt, und zwar nur für die Bedienung von Hand, wiewohl automatisches Arbeiten möglich ist.

Während man für das Ausschieben stets selbsttätige Ventile benötigt (auch bei sog. Schiebersteuerung), läge es für die Regelung der Förder-

menge nahe, den Gaseintritt mit denselben Mitteln wie bei Dampfmaschinen, zwangläufig zu steuern. Die Schwierigkeit für einfache Schieber liegt darin, daß der Öffnungswinkel zwischen 50° — 170° bei Vollast bis zu 300° — 340° bei Leerlauf verändert werden muß. Doppelschieber und Ventilsteuerung sind teuer und darum nur selten ausgeführt worden.

In neuester Zeit werden beachtenswerte Versuche gemacht, selbsttätige Ventile mit periodisch betätigten Greifern zu verwenden.

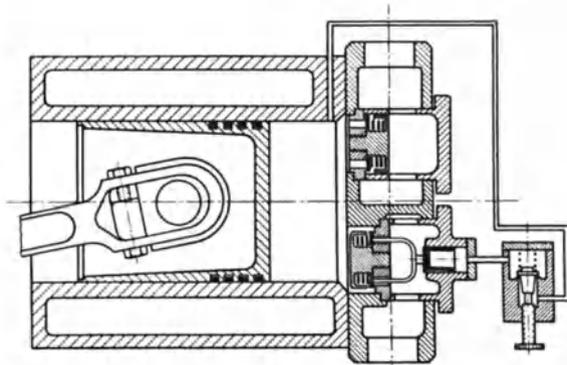


Abb. 32. Schema der stetigen Regulierung von A. Borsig.

Von einem zwangläufigen Steuerapparat werden Impulse mittels Drucköl oder elektrischen Strom auf Greifer übertragen. Während eine Feder die Greifer ständig gegen die Ventilplatten drücken will, werden die Greifer durch die Steuerimpulse periodisch zurückgezogen, und zwar früher oder später nach dem Totpunkt, je nachdem, wie ein stetiger Regler auf den Steuerapparat einwirkt.

Einfacher und noch aussichtsreicher scheint die Lösung von A. Borsig, bei der die Steuerimpulse dem Zylinder selbst entnommen werden.

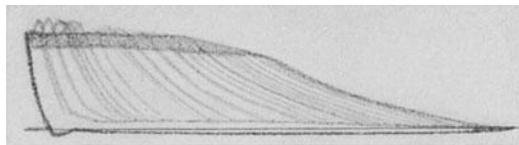


Abb. 33. Regulierringramm zu Abb. 32.

Über ein Rückschlagventil Abb. 32 strömt aus dem Zylinder ein winziges Quantum Gas hinter die Greiferkolben des Saugventils. Solange Kompression, Ausschieben und Rückexpansion nicht beendet sind, wird das Öffnen des Saugventils durch den auf die Saugventilplatte wirkenden Druck im Zylinder verhindert. Durch eine Stellschraube — bei automatischem Betrieb durch den Druckregler — wird das Rückschlagventil mehr oder weniger am Abschluß gehindert, so daß das Gas hinter dem Greiferkolben teilweise wieder in den Zylinder entweicht. Ist zu Beginn

des nächsten Kompressionshubes hinter dem Greiferkolben kein Überdruck mehr vorhanden, so schließt die Ventilplatte normal und der Kompressor arbeitet mit voller Leistung. Entsprechend der jeweiligen Drosselstellung des Rückschlagventils wird das Saugventil während des Kompressionshubes noch eine Zeitlang offen gehalten und jede beliebige Teilleistung bis auf 0 herab erzielt wie Abb. 33 zeigt.

Diese Konstruktion hat sich bereits in der Praxis bei Maschinen bis etwa 300 U/min bestens bewährt.

Allgemein läßt sich für alle Arten der stufenweisen und der stufenlosen Regulierung sagen, daß es bei mehrstufigen Kompressoren meist nicht erforderlich ist, in sämtlichen Stufen in gleichem Maße zu regulieren. Manchmal reguliert man überhaupt nur in der 1. Stufe (s. untenstehendes Beispiel). Würde man bei einem zweistufigen Kompressor für 8 atü (9 ata) der normalerweise in beiden Stufen das Druckverhältnis 3 hat, die Mengen auf 50% reduzieren, in der 2. Stufe aber alles ungeändert lassen, so würde dieses dasselbe Volumen verarbeiten wie bei 100%. Da aber von der 1. Stufe nur halb soviel gefördert wird, muß sich das spezifische Volumen im Aufnehmer verdoppeln, d. h. der Druck muß auf die Hälfte sinken. Das Druckverhältnis würde dann in der 1. Stufe 1,5, in der 2. Stufe 6 betragen, was man wegen der hohen Temperatur und der Kolbenkräfte nicht zulassen wird. In Wirklichkeit wird die Verschiebung des Druckverhältnisses durch ihren Einfluß auf den volumetrischen Wirkungsgrad etwas abgeschwächt, im vorliegenden Beispiel auf etwa 1,8 und 5, je nach dem schädlichen Raum beider Stufen. Die Steigerung der Kolbenkräfte würde für den Hochdruckzylinder recht beträchtlich werden, nämlich $9 - 1,8 = 7,2 \text{ kg/cm}^2$, gegen normale $9 - 3 = 6 \text{ kg/cm}^2$, also 20% mehr.

Bei einem fünfstufigen Kompressor für 200 at und Regulierung bis herab zu 50%, würde man die Druckverhältnisse und Drücke etwa nach nachfolgender Tabelle wählen und durch Regulierung nur in der 1. Stufe bei 50% Leistung die ebenfalls angegebenen Drücke erhalten:

Menge		1. Stufe	2. Stufe	3. Stufe	4. Stufe	5. Stufe
100%	Druckverhältnis . .	3,1	3,1	3,1	3,1	2,18
100%	Druck in ata . . .	3,1	9,6	30	92	201
50%	Druckverhältnis . .	1,55	3,1	3,2	3,5	3,7
50%	Druck in ata . . .	1,55	4,8	15,4	54	201

G. Zwischenkühler.

Über den Einfluß der Zwischenkühlung auf den Kraftbedarf siehe S. 412. Die praktisch erreichbare Rückkühlung beträgt etwa 5° über Wassereintrittstemperatur. Hierfür werden reines Wasser und sehr große Kühlfläche erforderlich, wie aus dem Verlauf der Kurve für den Temperaturfaktor ersichtlich. Im allgemeinen begnügt man sich mit $8-15^{\circ}$ und mehr über Kühlwassereintrittstemperatur.

Bezeichnungen:

Q kcal/h	stündlich abzuführende Wärmemenge,
F m ²	wirksame Kühlfläche,
Δ	Temperaturfaktor,
α kcal/m ² °C h	Wärmeübergangszahl,
k kcal/m ² °C h m	Wärmedurchgangszahl,
t °C	Temperatur (nähere Bezeichnung erfolgt durch Index),
δ m	Wandstärke der Kühlfläche,
λ kcal/m ² °C h m	Wärmeleitzahl der Wand.

Der Index g bedeutet Gas, der Index w Wasser, Index 1 bedeutet den Eintritt in den Kühler, Index 2 den Austritt aus dem Kühler, Index 0 bedeutet den Zustand bei Beginn der Kompression.

Die Gleichung für Kühler lautet in der einfachsten Form:

$$Q = F \cdot \Delta \cdot k. \tag{15}$$

Die Wärmemenge Q kann man errechnen aus der geförderten Gasmenge, der spezifischen Wärme und der Temperaturdifferenz zwischen

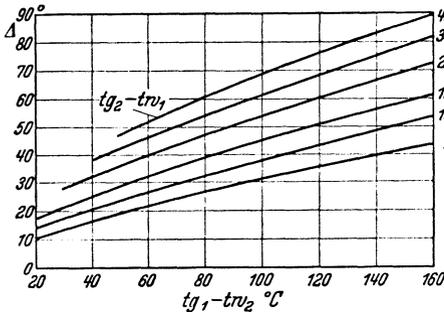


Abb. 34. Temperaturfaktor Δ für Gegenstromkühler.

Eintritt und Austritt, oder man entnimmt sie aus einer Entropietafel, oder man multipliziert den Leistungsbedarf (PS) der vorangehenden Kompressorstufe mit der Zahl 632 (Wärmewert einer PSh). Dies gilt, wenn auf die Anfangstemperatur zurückgekühlt werden soll. Für eine höhere Rückkühltemperatur ist noch zu multiplizieren mit dem Faktor $\frac{t_{g2} - t_{g0}}{t_{g1} - t_{g0}}$. Enthält das angesaugte Gas Wasser in Dampf- form, so wird in dem Kühler

eine der Änderung des Volumens und der Temperatur entsprechende Menge ausgeschieden. Die Kondensatwärme dieser Wassermenge braucht aber nicht in voller Höhe, sondern nur zu etwa der Hälfte berücksichtigt zu werden, da der Wärmeübergang durch das kondensierende Wasser verbessert wird. Als wirksame Kühlfläche (gasberührt oder wasserberührt) ist diejenige anzusehen, für die die geringere Wärmeübergangszahl gilt.

Der Temperaturfaktor für Gegenstrom ist:

$$\Delta = \frac{(t_{g1} - t_{w2}) - (t_{g2} - t_{w1})}{\ln \frac{t_{g1} - t_{w2}}{t_{g2} - t_{w1}}}. \tag{16}$$

Aus Abb. 34 sind die Δ -Werte ohne weiteres ablesbar. Man erkennt sofort, daß Δ um so schneller abnimmt, je kleiner $t_{g2} - t_{w1}$ ist, daß eine Erhöhung von t_{w2} dagegen einen geringen Einfluß hat.

Die Wärmedurchgangszahl (s. Bd. II, S. 97) entspricht normalerweise folgender Gleichung:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_g} + \frac{1}{\alpha_w} + \frac{\delta}{\lambda}. \tag{17}$$

Außer für starkwandige Hochdruckkühler kann $\frac{\delta}{\lambda}$ vernachlässigt werden, d. h. es ist gleichgültig, aus welchem Material und wie dick die Kühlerrohre sind. Dadurch vereinfacht sich Gleichung (17) in

$$k = \frac{\alpha_g \cdot \alpha_w}{\alpha_g + \alpha_w} \quad (17a)$$

Für die geringen Geschwindigkeiten in Bündel- und Schlangenkühlern setzt man $\alpha_w = 300$. Aus Gleichung (17a) folgt, daß eine Verbesserung des an sich schon höheren α -Wertes nur eine geringe Erhöhung von k zur Folge hat, eine Verbesserung des niedrigen α -Wertes dagegen eine wesentlich größere Steigerung, z. B.:

- für $\alpha_w = 300$ und $\alpha_g = 100$ ist $k = 75$
- für $\alpha_w = 600$ und $\alpha_g = 100$ ist $k = 86$
- für $\alpha_w = 300$ und $\alpha_g = 200$ ist $k = 120$

α_g ist abhängig vom Druck, der Geschwindigkeit und der chemischen Zusammensetzung des Gases, dem Zustand der Kühlfläche (verschmutzt,

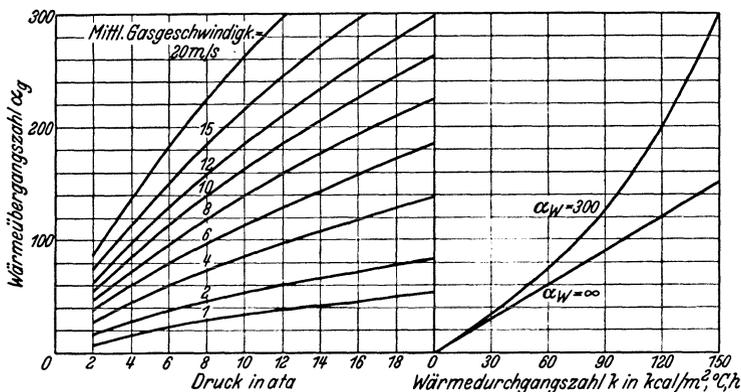


Abb. 35. Wärmeübergangszahlen und Durchgangszahlen.

Anstrich), in geringerem Maße ferner von dem Rohrdurchmesser und der Rohrlänge.

In Abb. 35 sind für verschiedene Drücke und Gasgeschwindigkeiten α_g und k -Werte für sog. Kreuzstrom- und Bündelkühler dargestellt. Die Werte gelten für Luft, O_2 und N_2 . H_2 hat um etwa 60—80% günstigere α_g -Werte. Bei Mischungen von Wasserstoff mit anderem Gas sind die α_g -Werte nicht proportional der Gaszusammensetzung, sondern niedriger. Die Geschwindigkeit des Gases läßt sich wegen der Druckverluste nicht beliebig hoch wählen. Als obere Grenze für die durchschnittliche Geschwindigkeit wird man etwa 20 m/s annehmen dürfen. Meist muß man aber aus konstruktiven Gründen unter dieser Geschwindigkeit bleiben.

Die Strömung durch die Zwischenkühler ist nicht konstant, sondern erfolgt periodisch. Ausschleiben aus der Vorstufe und Absaugen der

nächsten Stufe finden nicht gleichzeitig statt. Die dadurch bedingten Druckschwankungen haben bei genügend großen Aufnehmerraum auf den Kraftbedarf keinen Einfluß. Sie sind nur bei Beurteilung der Indicatorgramme zu berücksichtigen (Erklärung für steigende oder fallende Ansaug- bzw. Ausschublinien). Bei der Berechnung der Kühler

kann man die Gasgeschwindigkeit trotzdem als konstant ansehen, und zwar um so eher, je größer der Aufnehmerraum zwischen zwei Stufen ist. Dieser ist schon zur Vermeidung von Stößen und Widerständen möglichst groß zu bemessen.

Die verbreitetsten Bauarten von Kühlern sind folgende:

Kreuzstromkühler, Abb. 36, so genannt, weil die Strömungsrichtung des Gases in der Hauptsache senkrecht zu den Rohren erfolgt. Um den gasseitigen Wärmeübergang zu verbessern, werden neuerdings oft Rohre mit aufgelöteten Blechrippen verwendet;

Bündelkühler mit Wasser umspülten Rohren und geradlinigem Strom des Gases durch die Rohre;

Schlangenkühler und Doppelrohrkühler.

Kreuzstromkühler und Bündelkühler sind Niederdruckkühler, vereinzelt bis zu 30 at, Schlangenkühler werden für alle Drücke gebaut, für niedrige Drücke aber nur, wenn es sich um geringe Gas-mengen handelt.

Bei Bündel- und geschlossenen Schlangenkühlern empfiehlt es sich, den Wasserraum mit einer Sicherheitsvorrichtung zu versehen, um bei plötzlichem Bruch eines Rohres die zerstörenden Wirkungen abzuschwächen.

Für Drücke von etwa 30 at aufwärts erhält man kleinere Kühlflächen bei Doppelrohrkühlern mit innen liegendem Gasrohr, in denen man nicht nur dem Gas, sondern auch dem Wasser hohe Geschwindigkeit geben kann. Sie haben den Vorteil geringer Breite. Die Hochdruckrohre erhalten keine Schweißstellen. Die Berechnung dieser Kühler erfolgt aber nicht nach den oben angegebenen einfachen Formeln.

Die Kühlung der Stopfbuchsen ist nur bei Weichpackung oder Weichmetallpackung und größerem Druckverhältnis wünschenswert. Für bewegliche Metallpackungen bleibt sie praktisch fast unwirksam.

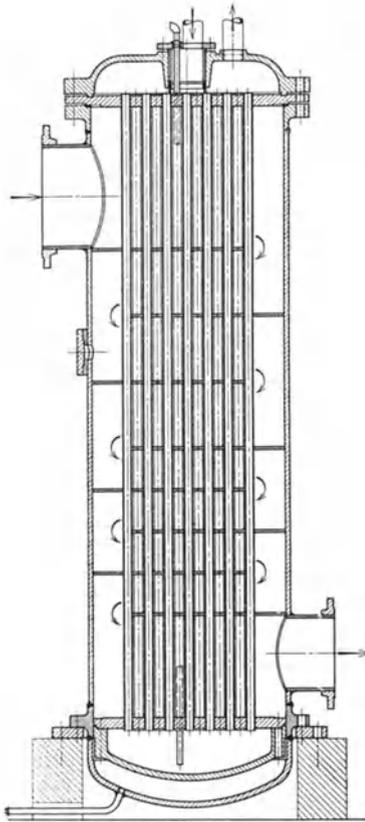


Abb. 36. Kreuzstromkühler. Das Wasser fließt in wenigen inneren Rohren von oben nach unten, in den übrigen umgekehrt.

Den Wasserabfluß jeder einzelnen Kühlstelle ordnet man zwecks leichter Überwachung stets sichtbar an. Es ist nichts dagegen einzuwenden, wenn das Wasser erst durch einen Kühler und dann durch einen Zylindermantel oder Zylinderdeckel läuft, wenn man also zwei Kühlstellen hintereinanderschaltet, aber nicht etwa. in umgekehrter Reihenfolge, erst Zylinder und dann Kühler. Falsch wäre es, Parallelströme vor dem offenen, sichtbaren Ablauf zu vereinigen, da man dann nicht weiß, ob durch jede der Leitungen genügend Wasser fließt.

Der Kühlwasserbedarf eines Kompressors ist aus dem Kraftbedarf in PS multipliziert mit dem Wärmewert 632 zu ermitteln. Hat der Kompressor Zwischen- und Endkühler, so setzt man den vollen Wert in Rechnung. Fehlt ein Endkühler, so ist $1/2$ in Abzug zu bringen (z Zahl der Kompressorstufen); etwaige Kondensatwärme ist zu berücksichtigen. Dividiert man durch die in Frage kommende Temperaturzunahme des Wassers, so erhält man den Bedarf in m^3/h . Für Zylinder- und Deckelkühlung allein rechnet man höchstens 20%, bei Hochdruck noch weniger.

Im allgemeinen wird man das Kühlwasser nicht höher als bis auf 35—40° ausnützen, um den Zweck der Kühlung nicht durch allzu geringe Temperaturdifferenz und durch stärkere Abscheidung von Kesselstein (s. Bd. II, S. 246) usw. auf den Kühlflächen nicht zu beeinträchtigen. Sowohl bei den Zylindern als auch bei den Kühlern sollte auf gute Reinigungsmöglichkeit geachtet werden.

Das in den Kühlern eventuell kondensierende Wasser und das mitgerissene Zylinderöl sollte schon bei mittelgroßen Maschinen abgeschieden und regelmäßig abgelassen werden. Für die Abscheidung bedarf es keiner komplizierten Einbauten, es genügt Richtungswechsel in einem gegenüber der Rohrleitung vergrößerten Raum.

H. Schmierung und Ausrüstung.

Moderne Kompressoren sollten für das gesamte Triebwerk (Wellenlager, Schubstangenlager und Kreuzkopfführung) Druckumlaufschmierung mit 0,5—3 at Öldruck haben. Eine Kühlung des umlaufenden Öles ist in der Regel nicht erforderlich. Ölverbrauch tritt nur in ganz geringem Umfange durch Verdunsten und Verschlammen auf. Für direkten Antrieb durch Dampfmaschine oder Gasmotor gelten für das Triebwerk die für solche Maschinen üblichen Vorschriften. Als Ölpumpen dienen in der Regel Zahnradpumpen (s. S. 561) mit Antrieb von der Pleuellwelle bzw. Steuerwelle. Werden in einem Maschinenhaus eine größere Anzahl von großen Maschinen aufgestellt, so empfiehlt sich eventuell eine zentrale Öldruckanlage mit automatischer Umschaltung der Ölpumpen und Alarmvorrichtungen bei ausbleibendem Öldruck.

Für die Schmierung der Zylinderlaufflächen und der Stopfbuchsen werden zwangsläufig angetriebene Schmierapparate verwendet, bei denen auf jede Schmierstelle eine besondere Pumpe arbeitet. Die Ölmenge jeder Pumpe sollte einzeln beliebig reguliert werden können, da der Ölbedarf für die einzelnen Stellen durchaus verschieden ist. Zur Kontrolle

des wirklich an die Schmierstelle geförderten Öles baut man in die Öldruckleitungen Tropfenzeiger ein. Die Öltropfen treten hier durch Salzwasser und können durch druckfeste Schaugläser beobachtet werden. Noch zweckmäßiger ist eine Ölerkonstruktion, wie die der Firma Michalk & Sohn (Abb. 37). Die von einer Vorpumpe geförderte einstellbare Ölmenge fällt deutlich sichtbar in eine Kammer, aus der es der eigentlichen Druckpumpe zufließt. Würde letztere nicht stets das zutropfende Quantum in die Druckleitung fördern (undichter Kolben), so muß das Öl sich in der Kammer ansammeln und überfließen. Diese Beobachtung

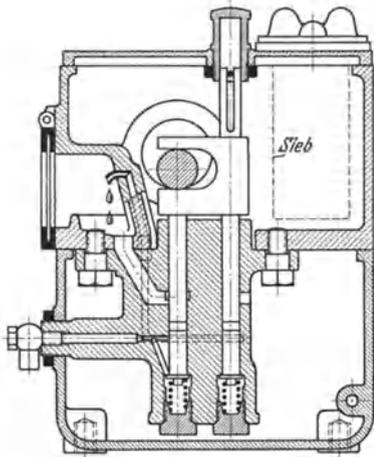


Abb. 37. Zylinderschmierapparat von Michalk & Sohn.

ist bequemer als die der Leitungstropfenzeiger. Sog. Probierventile in Öldruckleitungen und sichtbarer Tropfenfall an den Schmierapparaten, bei dem die Ölpumpe bei einem Hub in den Tropfenfall, beim zweiten in die Druckleitung fördert, gewährleisten keine zuverlässige Kontrolle. Möglichst nahe an jeder Schmierstelle ist ein zuverlässiges Rückschlagventil anzubringen.

Das Zylinderöl soll normalerweise folgende Eigenschaften haben:

- Flammpunkt mindestens 230° C,
- Brennpunkt mindestens 260° C,
- Viscosität bei 50° C 12—15° Engler.

Das Öl soll weder Säure noch Asphalt enthalten. Enthält das zu fördernde Gas erhebliche Mengen Wasserstoff, so soll das Öl möglichst

wenig chemisch ungesättigte Anteile enthalten, um eine Veränderung der Schmierfähigkeit durch deren Wasserstoffaufnahme zu verhüten. Die Art des Gases hat stets einen Einfluß auf die Wahl des Schmiermittels. Für Sauerstoffkompressoren darf natürlich Öl nicht verwendet werden, da es sich entzünden würde. Der Verbrauch an Zylinderöl ist nach Bauart des Kompressors und auch je nach dem Gas recht verschieden. Als Anhalt kann folgende Angabe dienen:

Für 100 m² von den Kolben bzw. Kolbenringen (bei Schwebekolben) und Stopfbuchspackungen bestrichener Fläche 0,6—0,8 g. Bis alle Teile gut eingelaufen sind, wird man reichlich schmieren, im normalen Betrieb dagegen knapp. Zu reichliches Schmieren kann bei Luftkompressoren zu Ölexplosionen führen. Nach entsprechender Reinigung kann Zylinderöl unter Zusatz von frischem Öl wieder verwendet werden.

Für jede Stufe ist ein Sicherheitsventil erforderlich. Man läßt Gase und bei hohem Druck wegen des Geräusches auch Luft nicht frei in den Arbeitsraum ausströmen, sondern führt eine Leitung über Dach oder unter Umständen in die Saugleitung. Der Kegel der Sicherheitsventile soll sich sofort ganz öffnen und sich auch schlagartig wieder schließen, da andernfalls bei hohem Druck und höherer Geschwindigkeit auch das

beste Material angegriffen wird und die Ventile nicht mehr dicht halten. Das geschieht mit Hilfe von Zusatzflächen. Die Belastung sollte auch während des Betriebes regelbar sein; Federbelastung gewährt diese Möglichkeit auch bei gasdicht gekapselten Maschinen, ohne daß die ungewisse Stopfbüchsenreibung die Einstellung beeinflusst.

Hinter der letzten Stufe eines Kompressors empfiehlt sich die Anbringung eines Rückschlagventils, damit nicht bei eintretendem Defekt die ganze gespeicherte Gasmenge ausströmen kann. An jedem Hochdruckkompressor und auch an größeren Niederdruckkompressoren sollten dicht hinter den Saugventilen und auch hinter den Druckventilen Thermometer angebracht werden, aber so, daß das Eintauchrohr möglichst im Gasstrom liegt. Ventildefekte erkennt man am sichersten durch das Steigen der Gastemperaturen, falls sich dieses nicht aus anderen Gründen, z. B. Änderung des Druckverhältnisses, erklärt. Deshalb empfiehlt sich das Aufschreiben der Temperaturen etwa alle Stunden.

In den Verbindungsleitungen von den Druckstutzen zu den Kühlern sollten bei höheren Drücken Pufferräume vorgesehen werden, um Stöße und hohe Widerstände zu vermeiden. Bei Niederdruck ist der Druckraum in den gußeisernen Zylindern so groß zu machen, daß ein besonderer Pufferraum wegfallen kann. Die Wärmedehnung der Maschine und der Druckleitung sind bei Anordnung der Leitungen zu berücksichtigen.

Hochdruckmanometer sind mit Explosionsschutz zu versehen, d. h. statt Glas Zellscheiben, leicht verdeckte Explosionsöffnung usw. Für größere Maschinen, die nicht mehr von Hand bewegt werden können, ist ein Klinkwerk erforderlich, das in Zähne am Schwungradkranz oder Rotor eingreift und sich selbst ausschaltet. Das Drehmoment für den Zustand der ruhenden Reibung beträgt in der Regel 15—20%, ist aber vorsorglich größer anzunehmen. Für entlastetes Anfahren benützt man die unter „Regulierung“, S. 431 angegebenen Mittel.

Für das Fundament großer Maschinen kommt, wie bei allen Kolbenmaschinen, die Belastung durch das Maschinengewicht kaum in Frage, sondern fast ausschließlich die Massenkräfte der hin und her gehenden und umlaufenden Teile. Verankert werden nur die Gleitbahnen und eventuell der Motor und das Außenlager, nicht aber die Zylinder.

III. Drehkolbenverdichter.

A. Rotationskompressoren.

Die Verdichter mit umlaufenden Zellen, meist Rotationskompressoren genannt, entstanden aus dem Bestreben, die Vorteile rein rotierender Maschinen — direkte Kupplung mit schnell laufender Antriebsmaschine, geringer Platzbedarf, keine Massenkräfte hin und her gehender Teile, gleichmäßige nicht periodische Förderung, geringeres Gewicht — auch für Drücke und Leistungen zu erreichen, für die Turbokompressoren bzw. Ventilatoren nicht in Frage kommen. Gleiches gilt für die verschiedenen Arten von Kapselgebläsen.

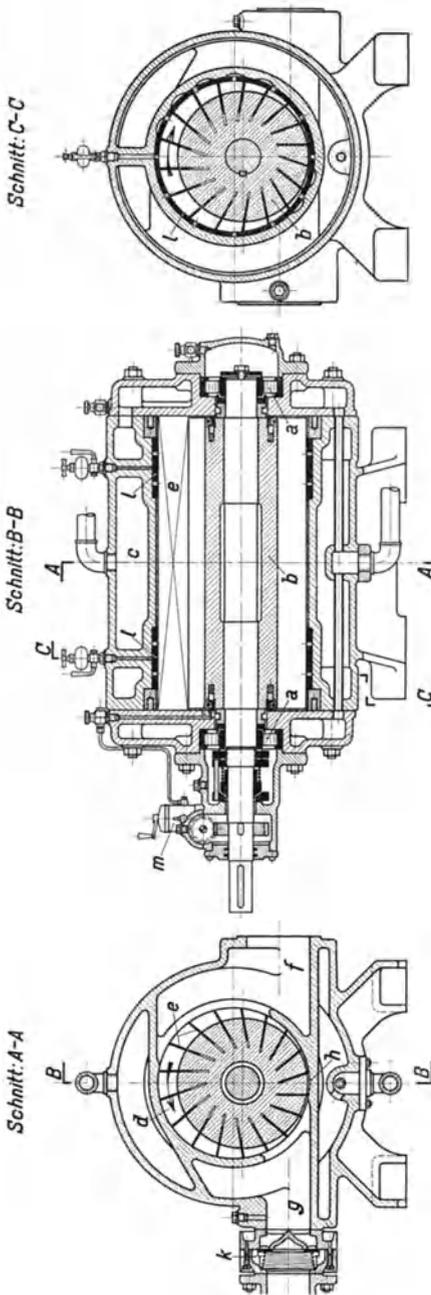


Abb. 38. Rotationskompressor von Klein, Schanzlin & Becker.

In einem wassergekühlten Zylinder *c* (Abb. 38), der an beiden Enden durch ebenfalls wassergekühlte Deckel geschlossen ist, dreht sich exzentrisch zur Zylinderachse eine Trommel *b* (Läufer) aus Gußeisen, in deren fast radialen Schlitzen sich dünne Schieber *e* aus Stahl leicht verschieben lassen. Infolge der Zentrifugalkraft haben die Schieber das Bestreben, soweit als möglich aus den Schlitzen herauszutreten bis sie auf die Zylinderwand bzw. den später zu erörternden Lauftring treffen. Dadurch wird der sichelförmige Raum *d* zwischen Zylinder und Läufer in eine Anzahl Zellen geteilt. Der Eintrittskanal *f*, durch den das Gas in die Zellen eintritt, endet dort, wo die Zelle den größten Rauminhalt hat. Bei der Weiterdrehung des Läufers verringert sich der Rauminhalt, wodurch das Gas verdichtet wird. Der Austrittskanal *g*, durch den das Gas die Zellen verläßt, endet da, wo der Zellenrauminhalt am kleinsten ist. Das in dem kleinen Restraum (schädlicher Raum) zwischen Zylinder und Läufer verbleibende Gas expandiert mit zunehmender Zellengröße. Der Eintrittskanal muß an der Stelle beginnen, wo der Ansaugedruck erreicht wird. Ebenso muß der Austrittskanal da beginnen, wo der Enddruck erreicht wird.

Rotationskompressoren benötigen also keine besonderen Steuerungsorgane wie Ventile oder Schieber: lediglich ein Rückschlagventil *k* ist erforderlich, wie ja auch meistens

bei anderen Maschinen, um zu verhindern, daß nach Abschalten des Antriebsmotors durch das gespeicherte Gas der Kompressor als Motor rückwärts läuft.

Der Kanalbeginn kann aber nur für einen bestimmten Enddruck richtig liegen. Arbeitet die Maschine mit einem von dem vorgesehenen Enddruck abweichenden, so tritt ein Mehrbedarf an Energie ein. Ist der Enddruck p'_1 statt p_1 (Abb. 39), so muß doch zunächst auf p_1 verdichtet werden, weil die Zelle noch geschlossen ist. Bei Erreichung der Steuerkante erfolgt dann plötzlich die Expansion ohne Arbeitsleistung auf p'_1 . Das waagrecht schraffierte Dreieck bedeutet die entsprechende Verlustarbeit, das senkrecht schraffierte Dreieck ist Verlustarbeit, wenn der Enddruck p'_1 größer als p_1 ist.

Diesem Nachteil begegnet die Firma Klein, Schanzlin & Becker, Frankenthal, indem sie in die Wand zwischen Zylinder und Druckkanal selbsttätige Ventile einbaut, die aber nicht wie die Ventile von Kolbenmaschinen, sich öffnen und schließen müssen, sondern dauernd entweder offen oder geschlossen sind. Nur scheint im geschlossenen Zustand eine vollständige Übereinstimmung des Ventilkörpers mit der Zylinderbohrung nicht möglich und deshalb eine kleine Undichtigkeit unvermeidbar zu sein.

Würde man die Fliehkräfte der Schieber bei den erforderlichen hohen Drehzahlen auf die Zylinderwand wirken lassen, so wären hoher Anpressungsdruck und große Abnutzung die Folge. Durch Laufringe l , die in Nuten der Zylinder untergebracht sind, werden die entgegengesetzten gerichteten Fliehkräfte zum großen Teil aufgehoben. Infolge der Exzentrizität verbleibt aber ein Restbetrag, der entweder als Belastung zwischen Schieber und Zylinderwand wirkt, oder von den Laufringen auf den Zylinder übertragen wird.

Das theoretische Volumen, entsprechend dem Hubvolumen der Kolbenkompressoren ist:

$$V_{\text{theor}} = (D \cdot \pi - s \cdot z) \cdot 2 e \cdot L \cdot n \text{ m}^3/\text{min}; \quad (18)$$

hierin bedeutet:

- D Durchmesser der Zylinderbohrung in m,
- s Stärke der Schieber in m,
- L Länge der Schieber (in Richtung der Achse) in m,
- e Exzentrizität in m,
- z Zahl der Schieber.

Mit Hilfe eines besonderen drehbaren Zylinderdeckels (Verfahren der Demag) ist es möglich, ein Indicatordiagramm zu erhalten, das sich von dem eines Kolbenkompressors kaum unterscheidet. Da schädlicher Raum und Rückexpansion vorhanden sind, könnte man auch hier von volumetrischem Wirkungsgrad und indiziertem Volumen sprechen. Auf

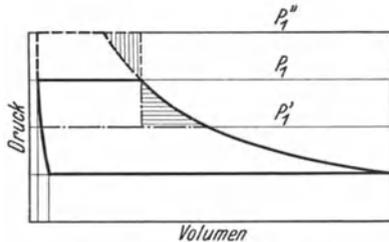


Abb. 39. Nachteil der starren Steuerung bei wechselndem Druckverhältnis.

diese Behelfszwischengrößen sollte man hier verzichten, weil einerseits die Indizierung große Schwierigkeiten macht, andererseits infolge der gleichmäßigen Strömung die Düsenmessung sowohl in der Saugleitung als auch in der Druckleitung leicht möglich ist.

Zweckmäßig wird man bei Rotationskompressoren das effektive Volumen nennen. Nur muß man beim Vergleich mit Kolbenkompressoren beachten, ob auch für diese die Leistung als effektiv oder, wie es noch überwiegend geschieht, als indiziert angegeben ist.

In einem Zylinder geht man höchstens bis zu einem Druckverhältnis von 1 : 4 oder 5. Bei höherem Enddruck verdichtet man zweistufig mit Zwischenkühlung, einmal um den Isothermen näherzukommen, dann aber auch, um die Undichtigkeitsverluste und Beanspruchung der Schieber zu verringern.

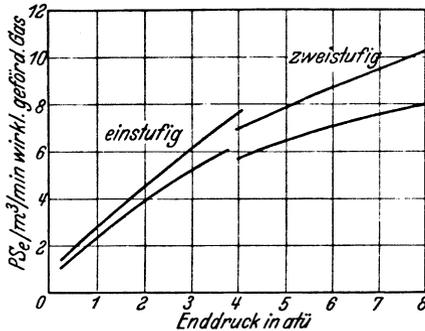


Abb. 40. Leistungsbedarf von Rotationskompressoren.

Für höhere Drücke als 8 bis 12 atü werden Rotationskompressoren nicht gebaut. Durch die große Zahl der Zellen wird der Druckunterschied, der die Schieber auf Biegung beansprucht, unterteilt. Je höher aber die absoluten Drücke werden, desto größer werden auch die Druckdifferenzen von Zelle zu Zelle. Auch die Undichtigkeit der langen, schmalen Dichtungskanten wird naturgemäß wachsen.

Abb. 40 zeigt den effektiven Leistungsbedarf für effektive Förderung von 2-atomigen Gasen. Auffallend ist der große Unterschied zwischen Maschinen kleiner (obere Kurven) und großer Leistung. Nur die größten Einheiten weisen Zahlen auf, die denen normaler Kolbenkompressoren nahekommen. Die Ursache kann nur darin liegen, daß die Dichtungs-umfänge, die ja auch Reibungen verursachen, bezogen auf die Volumeneinheit, bei kleinen Maschinen wesentlich größer sind als bei großen. Zu beachten ist noch, daß die Werte der Abb. 40 nur gelten, wenn die Maschine für den betreffenden Druck gebaut ist. Die unvermeidliche Abnutzung wird die Undichtigkeitsverluste mit der Zeit noch vergrößern. Ihre Beseitigung ist schwieriger als bei Kolbenmaschinen.

Für die Regulierung kommt außer Drehzahländerung nur die Aussetzregulierung (s. S. 431 und 472) und Leerlaufregulierung in Frage. Ein unter dem Einfluß des Enddruckes stehender Regler leitet bei Überschreitung des Enddruckes Gas auf einen Kolben, der mit einem Schieber den Saugstutzen abschließt und gleichzeitig den Druckstutzen mit der Saugleitung verbindet. Dann arbeitet die Maschine im Vakuum gegen Atmosphärendruck, wobei die Leistungsaufnahme etwa 20% der Vollast beträgt. Bei Drücken bis 0,8 atü wird zuweilen das Umlaufverfahren angewandt, d. h. Druck- und Saugstutzen werden miteinander verbunden.

Die Herstellung dieser Maschine verlangt außerordentlich genaue Arbeit. Eine große Anzahl läuft jahrelang zur Zufriedenheit ihrer Besitzer; wenn jedoch eine Störung vorkommt, so ist sie in der Regel nicht so einfach zu beseitigen wie an Kolbenmaschinen. Die Wellen werden in Wälzlagern gelagert. Die Abdichtung nach außen erfolgt durch aufgeschliffene federbelastete Metallstopfbuchsen. Die Schmierung erfordert mehr Öl als bei Kolbenmaschinen. Wegen der Empfindlichkeit der abdichtenden Organe empfiehlt sich hier noch mehr als bei anderen Maschinen beim Ansaugen aus der Atmosphäre oder wenn sonst im Gase Staub oder ähnliche Verunreinigungen vorkommen können, ein sicher wirkendes Filter vorzuschalten.

Vereinfachte Abarten der Rotationskompressoren haben nur zwei gegenüberliegende oder einen durchgehenden Schlitz im Läufer. Auch ungeteilte Schieber in einem nach einer Kardioide ausgedrehten Zylinder werden hergestellt. Sie finden fast ausschließlich Verwendung für Vakuumerzeugung, als Kompressoren nur für geringe Leistungen.

B. Wasserringkompressoren.

Nach dem gleichen Prinzip wie die Rotationskompressoren arbeiten auch die Wasserringkompressoren (Abb. 41). Der exzentrisch in einem Zylinder rotierende Läufer hat wenige feste Schaufeln. Die Flüssigkeit wird durch die rasche Umdrehung des Läufers mitgenommen und infolge der Zentrifugalkraft gegen die Zylinderwand gedrückt; sie dichtet die einzelnen Zellen gegeneinander ab und wirkt wie ein Kolben, der einmal bis an die Nabe herantritt und das Gas dabei herausdrückt, dann bis fast zu den Rändern der Schaufeln sich entfernt und dabei frisches Gas ansaugt. Die Zuführung und Abführung des Gases kann hier natürlich nicht am Zylinderumfang erfolgen, sondern nur an den Stirnseiten. Ein Teil der Flüssigkeit wird mit dem Gas mitgerissen und wird in einem Windkessel oder bei Vakuumpumpen in einem offenen Gefäß abgeschieden und kann im Kreislauf wieder verwendet werden.

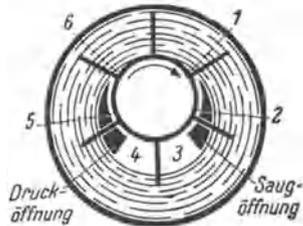


Abb. 41. Schema des Wasserringkompressors.

Durch die innige Berührung zwischen Gas und Flüssigkeit ist fast isothermische Verdichtung möglich. Zur Abführung der Kompressionswärme (auch bei Isotherme!) und der Reibungswärme ist zu der umlaufenden noch frische Flüssigkeit hinzuzusetzen, oder die umlaufende Flüssigkeit müßte zurückgekühlt werden. Den Überschuß läßt man durch einen mittelst Schwimmer gesteuerten Ablauf bzw. einfachen Überlauf abfließen. Wie bei den Rotationskompressoren kann für den Betrieb mit verschiedenen Druckverhältnissen der Nachteil der starren Steuerung durch selbsttätige Ventile vor den Schlitzen vermieden werden.

Der Fortfall der Zylinderschmierung garantiert die oft gewünschte Ölfreiheit des Gases, die hohe Drehzahl ermöglicht direkte Kupplung

mit den billigsten Motoren. Die geringe Empfindlichkeit gegen Staub und ähnliches (nicht aber Sand), ferner gegen Mitreißen von Wasser, auch die Anspruchslosigkeit bezüglich Wartung machen diese Maschinen für verschiedene Zwecke sehr geeignet, z. B. für Luftbefeuchtungsanlagen. Die Verwendung als Kompressor beschränkt sich aber auf geringe Drücke, gewöhnlich 1—1,5 atü. Je höher nämlich der gewünschte Gasdruck, um so schneller muß zur Erzeugung des erforderlichen Gegendruckes die Flüssigkeit rotieren, desto größer wird auch die Reibung sein. Daher ist der Leistungsbedarf erheblich höher als für andere Bauarten, bei 1 atü 3,5—4 PS, bei 1,5 atü etwa 7—8 PS je m³/min gefördertes Gas.

Regulierung durch Drehzahländerung wäre nur möglich, wenn auch bei geringster Leistung und Drehzahl der Druck der Flüssigkeit höher bleibt als der des Gases. Die Reibung wäre dann noch erheblich größer als dies sonst schon der Fall ist. Auch automatisches Stillsetzen und Wiederanfahren ist nicht einfach durchzuführen. So bleibt nur die Regulierung durch Umlauf.

Hauptanwendungsgebiet für diese Maschinen ist die Vakuumerzeugung. Sie werden gebaut für Leistungen bis zu 30 m³/min mit 2850 bis 730 Umdrehungen je min. Für Gase, die mit Wasser nicht in Berührung kommen dürfen, kann natürlich auch eine andere Flüssigkeit verwendet werden, z. B. konzentrierte Schwefelsäure für Chlorgas.

C. Kapselgebläse.

Für Drücke bis zu 8 m Wassersäule (0,8 atü) und von den kleinsten bis zu den größten Leistungen gibt es Kapselgebläse verschiedenster

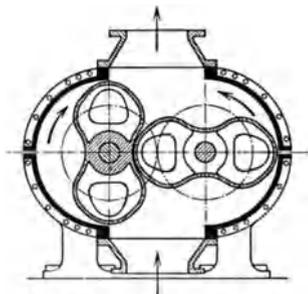


Abb. 42. Root-Gebläse.

Bauart. Das Root-Gebläse (Abb. 42) arbeitet nach dem Prinzip einer Zahradpumpe. Zwei Flügel, deren Umriß ungefähr einer 8 entspricht, drehen sich in entgegengesetzter Richtung um zwei parallele Wellen, die durch zwei gleich große Zahnräder gekuppelt sind. Die Abdichtung erfolgt am besten ohne besondere Schmiermittel, sondern nur durch genaue Paßarbeit (geringes Spiel). Je kleiner aber die Spiele, um so eher kann Abnutzung der Zahnräder zu Störungen führen. Die Dichtigkeit ist naturgemäß nur unvollkommen, da der engste Spalt nur von einer Linie gebildet wird. Bei guten Ausführungen beträgt der Wirkungsgrad 0,7—0,8 bei einem Druck von etwa 1 m WS, für höhere Drücke sinkt er ganz beträchtlich.

Bei dem Kreiskolbengebläse (Abb. 43) hat nur die untere Welle mit dem Arbeitskolben a und den Kolbenarmen $b_1 b_2 b_3$ Arbeit zu leisten. Der obere Kolben mit den Aussparungen $g_1 g_2 g_3$ dient nur als Steuerorgan, indem er die Kolbenarme b geschlossen von der Druckseite zur Saugseite zurückführt. Die Kante h verbindet die Aussparung mit dem Saugraum erst dann, wenn die Kante i die Verbindung mit dem

Druckraum getrennt hat. Da die Kolbenarme die Aussparung nicht ganz ausfüllen können, entsteht ein schädlicher Raum, durch den ein Teil des verdichteten Gases wieder in den Saugraum gelangt. Um den Verlust möglichst gering zu halten, läßt man durch Vertiefung l_1 bzw. l_2 in den Deckeln einen Druckausgleich (wie bei Vakuumpumpen) mit der vorangehenden mit Gas von Ansaugspannung gefüllten Aussparung eintreten.

Die Kolbenarme kreisen um die Deckelansätze c , die eine Einbuchtung für den Steuerkolben besitzen. Die feststehende Füllscheibe k hat eine Einbuchtung für die Scheibe a des Arbeitskolbens. Die Abdichtung — wieder durch enges Spiel — kann überall auf ziemlich breiten Flächen erfolgen. Ein Nachlassen der Fördermengen im Betrieb ist hier weniger zu befürchten als bei den Root-Gebläsen.

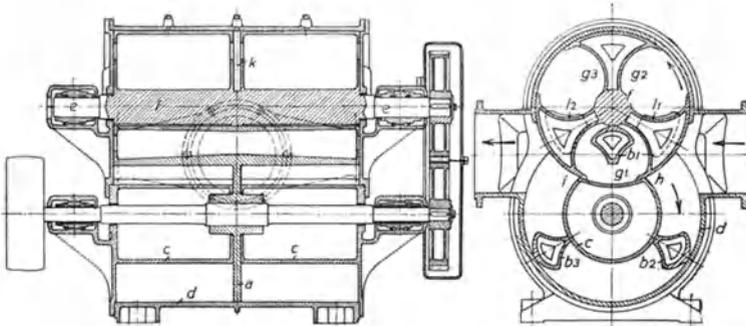


Abb. 43. Kreisblase (C. H. Jaeger & Co.).

Ein Vorzug der Kapselgebläse vor Turbogebläsen und Ventilatoren ist, daß bei Druckänderung sich die Fördermenge weniger stark ändert. Außer den Lagern ist keine Schmierung erforderlich, daher wird ölfreies Gas gefördert. Wie bei den Rotationskompressoren ist auch hier der Wirkungsgrad stark von der Größe der Maschine abhängig. Von etwa $30 \text{ m}^3/\text{min}$ an beträgt der Leistungsbedarf je m^3 , bei 1 m WS Druckdifferenz etwa 0,29 PS, für 1,5 m WS etwa 0,43 PS, für 2 m WS 0,59 PS. Für kleine Ausführungen steigen die Werte bis um 30%.

Als Regulierung für Kapselgebläse kommt außer Drehzahländerung nur der Umlauf mit selbsttätigem Überdruckventil in Frage, auf keinen Fall aber Drosselung, weil sie zur Überlastung führen würde. Kapselgebläse verursachen meist starkes Geräusch. Soweit dieses beim Ansaugen aus der Atmosphäre durch die Luftbewegung verursacht wird, kann durch eine Sauggrube oder ähnliche Vorrichtung (Filter) Abhilfe geschaffen werden. Das Geräusch der Zahnräder wird oft durch Resonanzwirkung des Raderschutzkastens verstärkt.

IV. Vakuumpumpen.

Zur Vakuumherzeugung werden fast alle Arten von Druckerzeugern verwendet: Saugende Ventilatoren und Turbogebläse, Kolben- und Drehkolbenverdichter, Strahlapparate. Als Sonderkonstruktionen, die

gelegentlich auch für Verdichtung auf mäßige Überdrücke verwendet werden, sind die Schiebervakuumpumpen und Öl- und Quecksilber-
vakuumpumpen zu bezeichnen.

Für die Verdichtung gelten dieselben Gesetze wie für die Erzeugung höherer Drücke. Mit wachsendem Druckverhältnis nimmt die Rückexpansion zu, die Förderung infolgedessen ab, bis sie schließlich den Wert 0 erreicht, wodurch der Ansaugdruck p_0 nach unten begrenzt wird. Da die auf S. 411 und 412 bei den Kolbenkompressoren besprochenen Gründe für mehrstufige Verdichtung (hohe Temperaturen und Kolbendrücke) hier nicht in Betracht kommen und andererseits die Annäherung an die Isotherme nur prozentual aber nicht in absoluter Größe von Belang ist, kann man die einstufige Verdichtung bis zu außerordentlich hohen Druckverhältnissen beibehalten, wenn man die

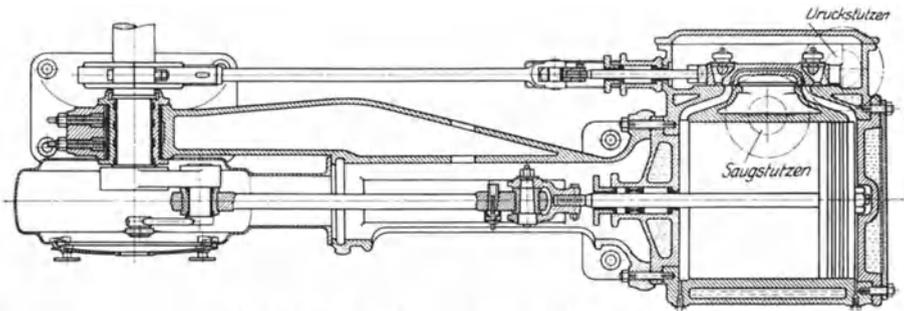


Abb. 44. Kolbenvakuumpumpe mit Flachschieber.

schlechte Ausnützung des Hubvolumens durch Überströmkanäle vermeidet. 1—2% vor Totpunkt läßt man das im schädlichen Raume eingeschlossene Gas auf die andere Kolbenseite strömen, wo gerade das Ansaugen beendet ist. Dadurch wird der Teil des Zylinders, der sonst durch Rückexpansion des Restgases ausgefüllt wird, für das Ansaugen ausgenützt. Da die Rückexpansionsarbeit nicht wiedergewonnen wird, erkauft man diesen Vorteil allerdings durch höheren indizierten Arbeitsaufwand, der allmählich mit dem Druckverhältnis ansteigend bei 0,1 ata etwa 15—20% beträgt.

Die Überströmung erzielt man bei Verwendung normaler doppeltwirkender Kolbenmaschinen mit selbsttätigen Ventilen durch flache Nuten in der Zylinderwand und auf dem Kolben, derart, daß kurz vor bis hinter beiden Totpunkten das Gas um den Kolben herum auf die andere Seite strömt. Bis zu 70% Vakuum ist der Unterschied zwischen Maschinen mit und ohne Überströmung gering. Darüber hinaus empfiehlt sich auf jeden Fall die Überströmung; erreichbar sind dann etwa 92% Vakuum, gut dichtende Ventile vorausgesetzt. Dies wird aber auf die Dauer nicht immer der Fall sein, da die Ventildfedern mit Rücksicht auf den Widerstand nur schwach sein dürfen und der die Platten auf den Sitz pressende Gasdruck nur gering ist. Deshalb sind Kolbenmaschinen mit Schiebersteuerung für höheres Vakuum in der Regel vorzuziehen. Der Überströmkanal liegt dann im Schieber, Abb. 44. Statt der Flach-

schieber verwendet man auch Drehschieber, Abb. 45. Die Druckkanäle des Schiebers müssen die Verbindung des Zylinders mit dem Austritt bald nach dem Totpunkt (Schließen des Überströmkanals) herstellen, da anderenfalls bei niedrigem Vakuum (Anfahren) im Zylinder hoher Überdruck oder Abklappen des Schiebers eintreten müßte. Damit aber bei höherem Vakuum die Verbindung nicht zu früh, sondern erst nach Erreichung des Außendruckes eintritt, sind Rückschlagventile oder Klappen auf dem Schieber oder bei Drehschieber hinter diesem erforderlich. Nur bei den ebenfalls als Vakuumpumpen verwendbaren Rotationsmaschinen muß man sich mit der starren Steuerung abfinden (Ausnahme s. S. 445).

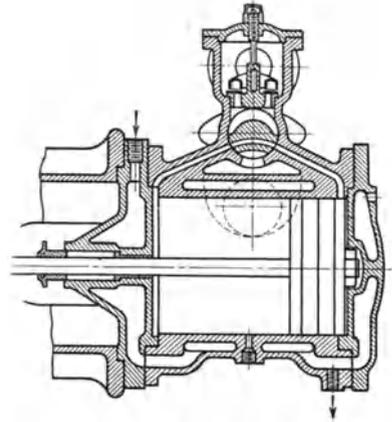


Abb. 45. Kolbenvakuumpumpe mit Drehschieber.

Abb. 46 zeigt ein Diagramm einer Maschine mit Überströmung. Deren Wirkung ist an dem plötzlichen Anstieg an der Spitze und dem fast senkrechten Abfall nach dem Ausschuberkennbar. Bei hohem Vakuum wird das Diagramm noch wesentlich schlanker und die Ausschublinie noch kürzer.

Mit abgeflanschem Saugstutzen sind folgende absolute Drücke erreichbar: Kolbenmaschinen mit Druckausgleichsschieber einstufig 5—10 mm QS, zweistufig (beide Zylinder gleich groß, kein Zwischenkühler) 0,2 bis 0,5 mm QS; Rotationsmaschinen mit Druckausgleichskanal (Klein, Schanzlin & Becker, Frankenthal) fast dieselben Werte; ohne Ausgleichskanal einstufig 30—40 mm QS; zweistufig 5—10 mm QS.

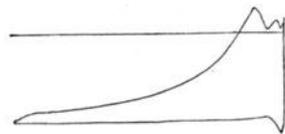


Abb. 46. Indicatorgramm mit Überströmung.

Es könnte vielleicht nebensächlich erscheinen, welches Höchstvakuum mit einer Pumpe erreichbar ist, wenn man z. B. nur ein 90%iges Vakuum benötigt. Der Vergleich der Kurven Abb. 47 zeigt aber, daß eine Maschine mit einem Höchstvakuum von 99% bei 90% ein effektives Ansaugvolumen von 86% des Hubvolumens hat, eine andere Maschine mit 98% Höchstvakuum nur 80%, eine dritte mit 96% Höchstvakuum nur 60% des Hubvolumens. Für Dauerbetrieb mit 90% Vakuum brauchte die erste Maschine nur rund $\frac{2}{3}$ des Hubvolumens der dritten; auch der Leistungsbedarf würde nur etwa $\frac{2}{3}$ betragen. Vakuumpumpen sollte man deshalb nicht nur, wie es oft geschieht, mit dem Hubvolumen angeben, sondern auch mit der wirklichen Förderung bei einem bestimmten Druck bzw. mit dem Höchstvakuum.

Der theoretische Arbeitsaufwand bzw. Leistungsbedarf ist aus Abb. 48 und 49 ersichtlich. Bemerkenswert ist, daß die Werte für 1 m³ angesaugtes Gas bis zu einem Maximum anwachsen und dann wieder auf 0

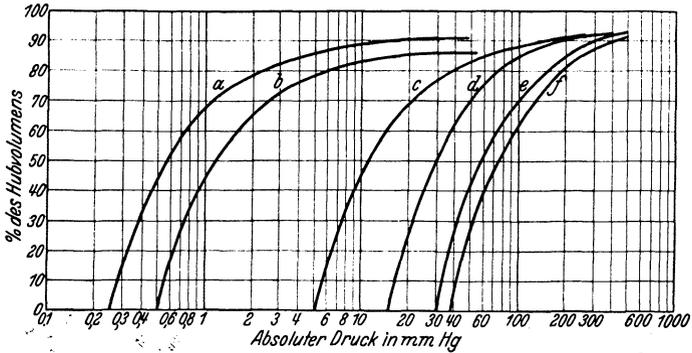


Abb. 47. Liefergrad von Vakuumpumpen: es entsprechen ungefähr a und b zweistufigen Pumpen mit Druckausgleich, c und d einstufigen Pumpen mit Druckausgleich, e und f einstufigen Rotationsmaschinen ohne Druckausgleich.

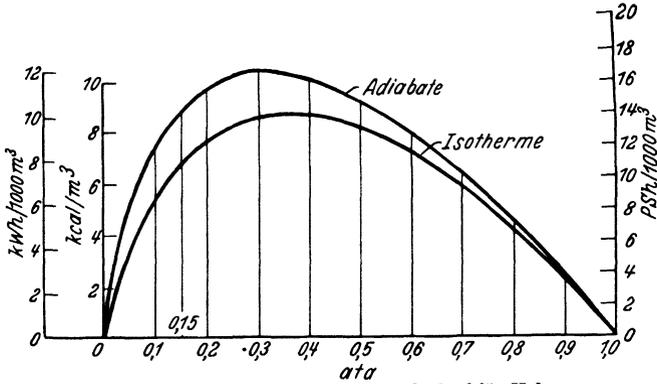


Abb. 48. Theoretischer Arbeitsaufwand bzw. Leistungsbedarf für Vakuumpumpen, bezogen auf das Ansaugvolumen.

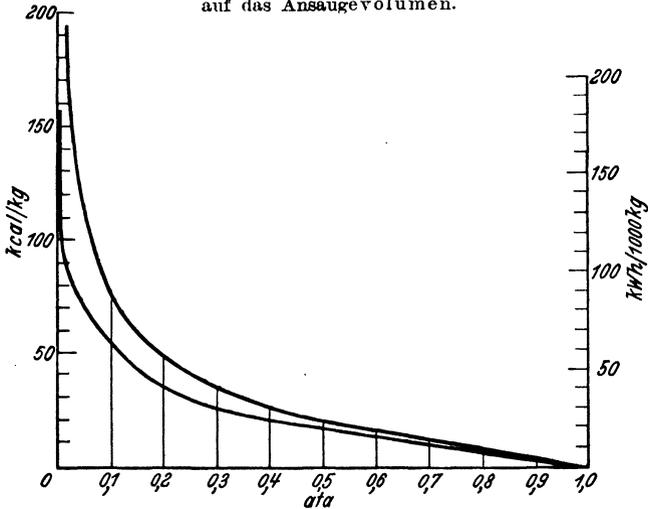


Abb. 49. Theoretischer Arbeitsaufwand für Vakuumpumpen, bezogen auf Fördergewicht für ein ideales Gas mit $\gamma = 1 \text{ kg/m}^3$. Für die wirklichen Gase muß mit γ dividiert werden. (Obere Kurve: Adiabate; untere Kurve: Isotherme.)

abfallen. Die wirkliche Verdichtung erfolgt wie bei den Kompressoren anfangs adiabatisch bis überadiabatisch. Schließlich geht der Exponent immer mehr zurück, und zwar um so mehr, je mehr das Vakuum wächst, weil das Gasgewicht und damit die abzuleitende Wärmemenge mehr und mehr abnimmt und deshalb von den Zylinderwänden leichter abgeführt wird. Kühlung ist erforderlich, sobald das Druckverhältnis etwa den Wert 2 überschreitet.

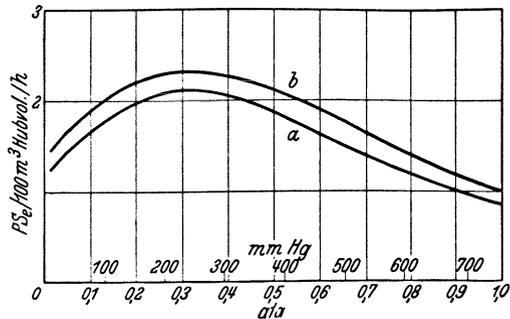


Abb. 50. Leistungsbedarf von Kolbenvakuumpumpen.

Die Ermittlung des effektiven Leistungsbedarfes kann hier nicht wie bei den Kompressoren durch einfache Division von N_i durch den mechanischen Wirkungsgrad erfolgen. Das Triebwerk muß für die größte Druckdifferenz bemessen werden, der mittlere Druck ist sehr niedrig im Verhältnis zum maximalen Kolbendruck; daher ergibt sich ein relativ hoher Reibungsverlust, der sich aber nur wenig mit dem Vakuum ändert. Dazu kommt noch die Schieberreibung, die mit wachsender Druckdifferenz größer wird. Einigermaßen zutreffende Werte erhält man, wenn man zu N_i einen nur wenig veränderlichen Betrag für die Reibungsarbeit addiert. Abb. 50 zeigt Erfahrungswerte für Kolbenmaschinen bezogen auf m^3 Hubvolumen. Für zweistufige Schieberpumpen ist ein ungefähr 20% höherer Leistungsbedarf erforderlich.

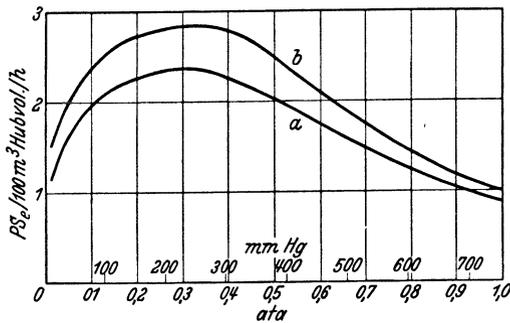


Abb. 51. Effektiver Leistungsbedarf für Rotationsvakuumpumpen.
 a große Maschinen, b kleine.

Verwendet man Rotationskompressoren als Vakuumpumpen, so ist der Einfluß der starren Steuerung zu beachten (vgl. S. 445).

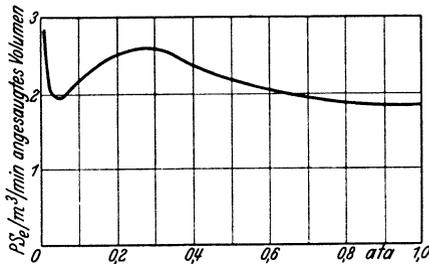
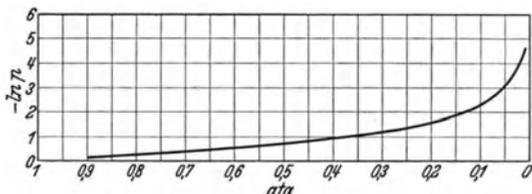


Abb. 52. Effektiver Leistungsbedarf für Wasserringvakuumpumpen.

Würde man die Austrittskante nahe dem Endvakuum (also für sehr hohes Druckverhältnis) ausführen, so würde beim Anfahren (Ansaugedruck 1 ata) ein hoher Überdruck auftreten. Man muß sie demnach so ausführen,

daß ein zulässiger Überdruck eingehalten wird und der Mehrbedarf an Antriebsleistung nicht zu groß ausfällt. Klein, Schanzlin & Becker, Frankenthal wenden auch hier Druckausgleich und nach Bedarf auch selbsttätige Ventile (s. S. 445) an. Wie bei den Rotationskompressoren ist

Abb. 53. — $\ln p$.

auch hier der Unterschied zwischen großen und kleinen Maschinen größer als bei den Kolbenvakuumpumpen (s. Abb. 51).

Bei den auf S. 447 behandelten Wasserringmaschinen gelten etwa die Werte der Abb. 52.

Für das Evakuieren von Behältern hat Weiß unter Voraussetzung gleichbleibenden Ansaugvolumens die Formel aufgestellt:

$$Q = \frac{V}{t} (-\ln p). \quad (19)$$

Darin bedeuten:

V m³ Rauminhalt des Behälters,
 Q m³/min Ansaugvolumen,
 t min Zeit.

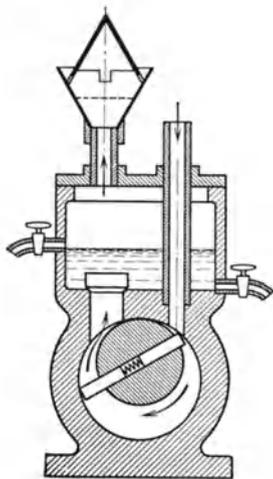


Abb. 54. Rotierende Ölluftpumpe (Arthur Pfeiffer, Wetzlar).

Die Kurven der Abb. 47 gelten also nur soweit, als das Ansaugvolumen bei Enddruck sich nur wenig von dem bei Anfangsdruck unterscheidet. Darüber hinaus muß erst der mittlere Liefergrad aus dem Wert für den Druck p nach der Formel $\lambda_{\text{mittel}} = 0,42 \lambda_p + 0,58$ ermittelt werden. ($-\ln p$) ist aus Abb. 53 abzulesen.

Soll eine Saug- oder Heberleitung evakuiert werden, d. h. ein Raum, dessen Größe sich mit zunehmenden Vakuum vermindert, so ist nicht nur der Anfangsrauminhalt, sondern auch die Form des Raumes zu berücksichtigen. Ist der horizontale Querschnitt gleichbleibend, so erhält man ein angenähert zutreffendes Ergebnis, wenn man einmal so rechnet, als bliebe die Größe des Raumes konstant, ein zweites Mal so, als wenn bei konstantem Druck in der verlangten Zeit ein Volumen von der Größe des Raumes zu fördern wäre. Aus beiden Werten nimmt man das Mittel. Ist der Raum von ungleichem Querschnitt, so wird man eine Maschine wählen, die mehr der ersten Rechnung entspricht, wenn der Querschnitt mit steigendem Vakuum wächst.

Die zur Erzeugung und Aufrechterhaltung von Vakuum in Kondensations- und Eindampfanlagen in großem Umfange benutzten Strahlverdichter sind in einem besonderen Abschnitt behandelt (S. 482).

Für die Erzeugung von Hochvakuum in luft- oder gasgefüllten Räumen von 0,1 bis etwa 0,001 mm QS (zweistufig) verwendet man

hauptsächlich rotierende Ölluftpumpen (natürlich auch für Gase). Es sind dies Maschinen nach dem Prinzip der Rotationskompressoren mit nur zwei Schiebern in einem durchgehenden Schlitz (Abb. 54). Dauernde Ölzufuhr dient zur besseren Abdichtung im Inneren und zur Ausfüllung des schädlichen Raumes. Der Austritt ist durch ein Ventil verschlossen, über dem noch eine Ölschicht steht. Für höhere Anforderungen wird zwecks vollkommener Abdichtung nach außen die ganze Pumpe in eine Ölkammer gesetzt. Wasserkühlung ist nur dann erforderlich, wenn heiße Gase oder große Mengen zu fördern sind oder dauernd mit geringem Vakuum gearbeitet wird. Der Leistungsbedarf beträgt ungefähr 1,6 PS für 100 m³ Stundenleistung bei hohem Vakuum, maximal 5 PS bei etwa 70% Vakuum.

Bemerkenswert ist, daß für das Leerpumpen auf hohes Vakuum nicht mehr die Formel (19) zutrifft, nach der die Leerpumpzeit proportional der Größe des zu evakuierenden Behälters ist. Je kleiner der Raum, desto länger ist relativ die erforderliche Pumpzeit.

Höchstvakuum von etwa $1 \cdot 10^{-6}$ mm QS erzielt man mit rotierenden Quecksilberpumpen oder mit Quecksilberdampfstrahlapparaten.

V. Turbokompressoren und Turbogebläse.

A. Wirkungsweise, Energieumsatz.

Die Arbeitsweise dieser Maschinen beruht auf der Fliehkraftwirkung, die das verwendete Gas in schnell umlaufenden Schaufelrädern erfährt.

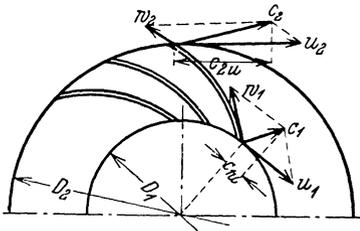


Abb. 55. Laufradschema.

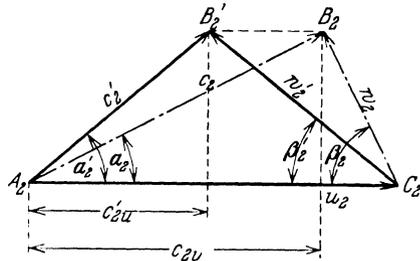


Abb. 56. Theoretisches und wirkliches Geschwindigkeitsdiagramm.

Hierdurch wird Geschwindigkeit und Druck des Gases erhöht. Seine hohe Geschwindigkeit beim Verlassen des Schaufelrades wird in dem umschließenden Leitrad (Diffusor) zum größten Teil gleichfalls in Druck umgesetzt. Bei mehrstufigen Maschinen wird das Gas durch Umkehrkanäle zur Nabe des nachfolgenden Laufrades geführt. Die Druckerhöhung hat nach den allgemeinen Gesetzen für die Verdichtung der Gase (S. 408) eine Temperaturerhöhung zur Folge. Übersteigt diese ein bestimmtes Maß, so muß entweder das Gehäuse (Diffusor und Umkehrkanäle) gekühlt werden, oder das Gas wird nach etwa je 3—4 Stufen in Zwischenkühlern zurückgekühlt, einmal um dem idealen Verdichtungsprozeß der Isothermen in wirtschaftlicher Weise nahezukommen,

andererseits um größere Wärmedehnungen zu vermeiden. Die Größe der Fliehkraft hängt vom spezifischen Gewicht ab. Es ist klar, daß infolge des geringen spezifischen Gewichtes der Gase in einer Stufe nur ein verhältnismäßig geringes Druckverhältnis erreichbar ist (für Luft 1,3—1,4). Theorie und Betriebseigenschaften haben große Ähnlichkeit mit denen der Kreiselpumpen. Es gelten deshalb dieselben Bezeichnungen wie S. 533, sowie Abb. 55 und 56¹.

u	Umfangsgeschwindigkeit in m/s,
c	absolute Geschwindigkeit in m/s,
w	relative Geschwindigkeit in m/s,
n	Drehzahl pro min,
α	Winkel zwischen u und c ,
β	Winkel zwischen w und der negativen Richtung von u ,
$c_u = c \cdot \cos \alpha$	Umfangskomponente der absoluten Geschwindigkeit c ,
$c_r = c \cdot \sin \alpha$	Radialkomponente der absoluten Geschwindigkeit c ,
$r = D/2$	Radius in m,
M_d	das Drehmoment in mkg,
$\omega = \frac{2\pi \cdot n}{60}$	Winkelgeschwindigkeit.

Das Fußzeichen 0 bezeichnet die Stelle vor dem Eintritt in das Laufrad, das Fußzeichen 1 den Eintritt in die Laufradkanäle, das Fußzeichen 2 den Austritt aus den Laufradkanälen, das Fußzeichen 3 die Stelle hinter dem Laufradaustritt (Eintritt in den Diffusor).

Das zum Antrieb des Schaufelrades nötige Drehmoment ist gleich der Differenz der Bewegungsgrößen am Austritt gegenüber dem Eintritt, also

$$M_d = \frac{1}{g} (r_2 c_{2u} - r_1 c_{1u}) \quad [\text{mkg}] \quad (20)$$

und die auf 1 kg/s Gas übertragene Arbeit

$$L = M_d \cdot \omega = \frac{1}{g} (u_2 \cdot c_{2u} - u_1 \cdot c_{1u}) \quad [\text{mkg/kg} = \text{m}]. \quad (21)$$

Wenn der Eintritt in das Laufrad radial erfolgt, wird $c_{1u} = 0$ und damit

$$L = \frac{1}{g} u_2 \cdot c_{2u} \quad [\text{m}]. \quad (21 \text{ a})$$

L ist also seiner Dimension nach eine Druckhöhe, gemessen in m Gassäule. Man bezeichnet diese im allgemeinen mit H . Für unendlich viele Schaufeln ist dann die theoretische Druckhöhe

$$H_{\text{theor } \infty} = \frac{1}{g} (u_2 \cdot c_{2u} - u_1 \cdot c_{1u}) \quad \text{I. Hauptgleichung}$$

$$\text{bzw.} \quad = \frac{1}{g} u_2 \cdot c_{2u}. \quad (22)$$

Nach dem Geschwindigkeitsdiagramm Abb. 56 und dem Kosinussatz ist

$$\begin{aligned} w_1^2 &= c_1^2 + u_1^2 - 2 \cdot c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1 \\ w_2^2 &= c_2^2 + u_2^2 - 2 \cdot c_2 \cdot u_2 \cdot \cos \alpha_2, \end{aligned}$$

¹ Die Abb. 55—59, 65—70, 72—74 und 77 sind entnommen aus Erwin Schulz: Turbokompressoren und Turbogebläse. Berlin: Julius Springer 1931.

hieraus ergibt sich

$$u_1 \cdot c_{1u} = u_1 \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1 = \frac{1}{g} (c_1^2 + u_1^2 - w_1^2)$$

$$u_2 \cdot c_{2u} = u_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2 = \frac{1}{g} (c_2^2 + u_2^2 - w_2^2),$$

in Gleichung (22) eingesetzt, erhält diese die Form

$$H_{\text{theor}} = \frac{1}{2g} (c_2^2 - c_1^2 + u_2^2 - u_1^2 + w_1^2 - w_2^2) \text{ II. Hauptgleichung.} \quad (23)$$

Der Anteil $\frac{1}{2g} \cdot (c_2^2 - c_1^2)$ bedeutet die Erhöhung der kinetischen Energie, während der Rest den statischen Überdruck (Spaltdruck) hinter dem Laufrad darstellt. Erstere wird in dem das Laufrad um-

schließenden Leitrad (Diffusor) in Druck umgesetzt. Das Verhältnis des Spaltdruckes zum Gesamtdruck einer Stufe wird als Reaktionsgrad des Laufrades bezeichnet. Er hängt von der Form der Laufradschaufeln ab. Vorwärts gekrümmte Schaufeln ($\beta > 90^\circ$) ergeben große Gesamtdruckhöhen. Die Erhöhung des Spaltdruckes ist um so geringer, je stärker die Schaufeln nach vorwärts gekrümmt sind (Abb. 57). Da die Umsetzung der kinetischen Energie im Leitrad mit wesentlich schlechterem Wirkungsgrad erfolgt als im Laufrad, wählt man in der Regel rückwärts gekrümmte Schaufeln ($\beta = 40-70^\circ$), bei denen die Druckerhöhung im Laufrad größer ist als die Zunahme der kinetischen Energie. Wäre β so klein, daß c_2 radial gerichtet ist, so würde $c_{2u} = 0$ und damit $H = 0$, d. h. es würde überhaupt kein Druck erzeugt. Vgl. mit Kreiselpumpen S. 534.

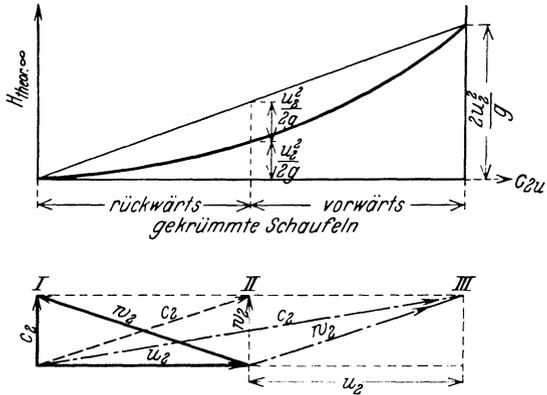


Abb. 57. Austrittsdreiecke und theoretische Förderhöhen bei verschiedenen Schaufelformen.

Gleichung (22) bzw. (23) setzt parallele Strömung des Gases voraus, was nur bei unendlicher Schaufelzahl möglich ist. Würde das Gas auf dem gleichen Radius vor und hinter der Schaufel den gleichen Druck ausüben, so könnte kein Drehmoment übertragen werden, also auch keine Druckerhöhung eintreten. Auf der Schaufelrückseite, als der Stelle des geringen Druckes, wird das Gas mit größerer Geschwindigkeit strömen. Dadurch entsteht eine Ablenkung der Stromfäden und aus dem theoretischen Geschwindigkeitsbild entsteht das wirkliche (Abb. 56), bei dem die Umfangskomponente c_{2u} der Absolutgeschwindigkeit c_2 kleiner geworden ist. Dieser Unterschied vermindert nur die erreichbare Druckhöhe und Energieübertragung, bedeutet aber keinen

Verlust. Für die Beziehung $\frac{H_{\text{theor}}}{H_{\text{theor } \infty}} = \varepsilon$ hat Pfeleiderer die Nährungs-
gleichung aufgestellt:

$$\frac{1}{\varepsilon} = 1 + 2 \frac{\mu}{z} \cdot \frac{\sin \beta_2}{1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2}. \quad (24)$$

Hierin bedeuten: μ eine Erfahrungszahl (1,6—2), z die Zahl der Lauf-
schaufeln. Für $\beta_2 = 40\text{—}60^\circ$ (also rückwärts gekrümmt) kann im
Mittel $\varepsilon = 0,85$ angenommen werden.

Die wirkliche Förderhöhe H_{eff} bleibt gegen H_{theor} nochmals zurück
infolge von Verlusten durch Reibung des Gases in den Kanälen, durch
Wirbel und Stoß. Man bezeichnet als Umsetzungswirkungsgrad

$$\eta_u = \frac{H_{\text{eff}}}{H_{\text{theor}}}.$$

Setzt man das Verhältnis $\frac{c_u}{u} = \varphi$ in die Gleichung (22) ein, so wird
 $H = \frac{u_2^2}{g} \cdot \varphi$. Aus dem Geschwindigkeitsdreieck (Abb. 56) ergibt sich mit
Hilfe des Sinussatzes

$$\varphi = \frac{c_{2u}}{u_2} = \frac{\text{tg } \beta_2}{\text{tg } \alpha_2 + \text{tg } \beta_2}.$$

Die Werte ε , η_u und φ faßt man unter der Bezeichnung Druckhöhen-
ziffer zusammen:

$$\mu = \varepsilon \cdot \eta_u \cdot \varphi.$$

Dann wird $H_{\text{eff}} = \frac{1}{g} \cdot u_2^2 \cdot \mu$ und bei x -Stufen von gleichem Durch-
messer und gleichen Schaufelwinkeln.

$$H_{\text{eff}} = \frac{1}{g} \cdot u_2^2 \cdot \mu \cdot x.$$

Die Druckhöhenziffer μ ändert sich mit der Belastungsziffer $\delta =$
 $\frac{V_{\text{sec}}}{u_2 \cdot r_2^2}$. Von δ ist ferner der Gesamtwirkungsgrad abhängig. Für
große Werte δ ergeben sich geringe Verluste durch Reibung und durch
die Labyrinthdichtungen zwischen Laufrad und Welle gegenüber dem Ge-
häuse. Um δ möglichst groß zu erhalten, müßten u_2 und r_2 klein gewählt
werden. Ersteres würde aber große Stufenzahlen erfordern. Betreffs
 r_2 sind die Ausführungen über das Laufrad zu beachten (s. S. 460).

Die Druckhöhe in m Gassäule ergibt sich aus dem Druckunter-
schied P' in kg/m^2 bzw. p' in at aus der Beziehung

$$H_{\text{eff}} = \frac{P'}{\gamma} = \frac{10000 p'}{\gamma}.$$

Das spezifische Gewicht hinter einer Stufe oder nach einer
Gruppe von Stufen oder am Druckstutzen hängt außer von der Ansaug-
temperatur und dem Druckverhältnis auch von dem Exponenten der poly-
tropischen Verdichtung nach Gleichung (10) ab, insbesondere also davon,
ob keine Kühlung (Gehäuse- oder Zwischenkühlung) zur Anwendung
kommt, ferner von der Reibung des Gases an den Wänden usw. Da die

Größe des Exponenten den isothermischen Wirkungsgrad bestimmt, läßt sich für die Ermittlung von H_{eff} auch die Tabelle Abb. 3 verwenden, indem man die Ordinate für das betreffende Druckverhältnis durch das spezifische Gewicht am Eintritt dividiert, also

$$H_{\text{eff}} = \frac{N_{\text{is}} \cdot 60 \cdot 75}{\eta_{\text{is}} \cdot \gamma_e} . \quad (25)$$

Zu beachten ist dabei, daß bei Zwischenkühlung jede Gruppe von Stufen für sich behandelt, also der Wirkungsgrad wie für eine ungekühlte Maschine mit dem Druckverhältnis der Gruppe eingesetzt wird. Für γ_e ist dann der Wert beim Eintritt in das 1. Rad der Gruppe einzusetzen.

Die theoretische Arbeit zur Verdichtung von 1 m^3 Gas bzw. der Energiebedarf pro m^3/min gefördertes Gas ist nach den allgemeinen Gesetzen (S. 408), abhängig vom Anfangs- und Enddruck, aber unabhängig vom spezifischen Gewicht. Die chemische Zusammensetzung hat dann einen Einfluß, wenn der Exponent der polytropischen Verdichtung dadurch verändert wird [Gleichung (8—12)].

Am einfachsten geht man von der idealen Verdichtung (Isotherme) aus und drückt den wirklichen Leistungsbedarf aus mit Hilfe des effektiven isothermischen Wirkungsgrades¹

$$\eta_{\text{is-eff}} = \frac{N_{\text{is}}}{N_e} ,$$

wobei N_e die wirkliche Leistungsaufnahme an der Wellenkupplung ist. N_{is} ist aus Tabelle Abb. 3 zu entnehmen. Dieser Wirkungsgrad muß mit steigendem Druckverhältnis fallen und stellt deshalb einen Wertmaßstab nur für gleiche Druckverhältnisse dar. Für ein Druckverhältnis z. B. von 1,3 wird man $\eta_{\text{is}} = 0,65$ als niedrig bezeichnen müssen, dagegen bei einem Druckverhältnis 4 als hoch. Hier ist das Gesamtdruckverhältnis gemeint, nicht das der einzelnen Stufe, ferner der günstigste Wirkungsgrad der Maschine, der in der Nähe des sog. Normalpunktes auftritt. Er beträgt zwischen 2 und 8 ata (Ansaugedruck 1 ata) 60—70%, für geringere Drücke auch darüber. Gebläse ohne Kühlung sind natürlich ungünstiger im Wirkungsgrad als solche mit Kühlung. Über den Verlauf des Wirkungsgrades in Abhängigkeit vom Fördervolumen siehe unter Abschnitt Regulierung, Abb. 71—75. Der durchschnittliche Wirkungsgrad kann bei häufigem oder längerem von der Normalleistung stark abweichenden Betrieb sehr erheblich niedriger sein als im Normalpunkt.

B. Laufrad.

Der Querschnitt der Laufradkanäle muß stetig verlaufen, er nimmt nach außen zu bei meist abnehmender Breite, so daß $w_2 < w_1$ ist. Die Schaufeln sind außen meist geradlinig, innen in der Regel etwas gekrümmt. Ihre Zahl ist wesentlich größer als bei Kreiselpumpen; zuweilen wird die

¹ Zu unterscheiden ist $\eta_{\text{is}} = \frac{N_{\text{is}}}{N_e - N_m}$, wobei N_m die mechanische Verlustleistung (Lagerreibung) bezeichnet.

Hälfte der Schaufeln verkürzt ausgeführt, um den Eintrittsquerschnitt nicht zu sehr einzuengen. Der Verengungsfaktor $\tau = \frac{D \cdot \pi}{D\pi - z \frac{s}{\sin \beta}}$

kann außen gewöhnlich gleich 1 angenommen werden. Hierbei ist s mm die Schaufelstärke, z die Schaufelzahl.

Nach dem Stetigkeitsgesetz muß sein:

$$D_1 \cdot \pi \cdot b_1 \cdot \tau_1 \cdot c_{1r} = D_2 \cdot \pi \cdot b_2 \cdot \tau_2 \cdot c_{2r}. \quad (26)$$

Die Breite wird mindestens $b_2 > \frac{b_1}{3}$ ausgeführt,

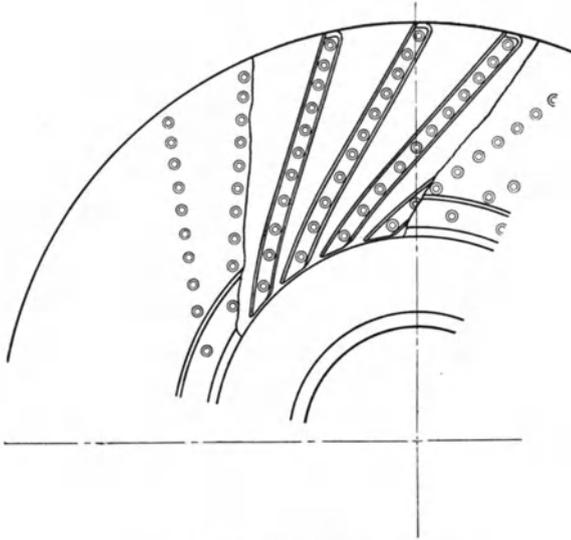


Abb. 58a. Laufrad (Bauart Demag).

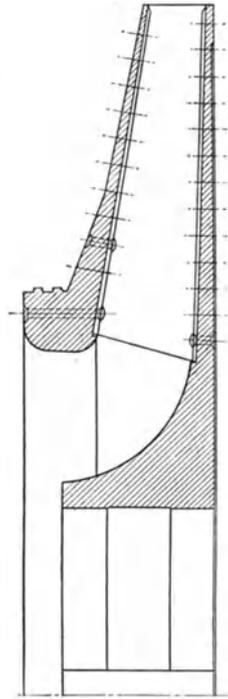


Abb. 58b.

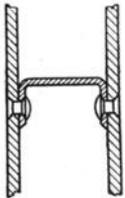


Abb. 58c.

wegen einfacher Herstellung auch $b_2 = b_1$. Um den hohen Beanspruchungen durch die Fliehkräfte bei Umfangsgeschwindigkeiten bis zu 250 m/s standzuhalten, kann für die Laufräder nur Material hoher Festigkeit verwendet werden. Wie Abb. 58a—c zeigen, besteht ein Laufrad aus Nabenscheibe, den Schaufeln, der Deckscheibe. Letztere trägt Rillen für die Radstopfbüchse. Die Schaufeln werden zwischen die Scheiben genietet, sie werden hergestellt entweder aus U-förmig gebogenem Blech, oder durch Ausfräsen von Nietzapfen aus den Schaufeln. Letzteres ergibt glattere Kanäle.

Der Außendurchmesser $D_2 = 2 r_2$ des Laufrades (Abb. 59) darf ein gewisses Verhältnis zum Durchmesser $D_0 = 2 r_1$ nicht unterschreiten, da sonst die Gasführung in den von den einzelnen Stufen gebildeten Kanälen zu kurz würde, um dem Gas genügende Führung zu geben. Man wählt etwa 1,8 für $\varphi = \frac{c_2 u}{u_2} = 0,8$; für stärker gekrümmte Schaufeln mit

$\varphi = 0,6$ etwa $1,6$. Der Eintrittsdurchmesser D_0 ist bedingt durch die Geschwindigkeit c_0 , mit der das Gas axial in das Rad eintreten soll. Es ist

$$V_{\text{sec}} = \frac{\pi}{4} (D_0^2 - d_n^2) \cdot c_0. \quad (27)$$

Da nur ein Teil der Geschwindigkeit c_0 sich in der Beschauflung nutzbar in Druck umsetzt, wird man c_0 nicht zu hoch wählen, um den Verlust einzuschränken. Im allgemeinen werden etwa 3—4% des Druckgefälles P' einer Stufe in Geschwindigkeit umgesetzt.

$$0,04 P' = \frac{\gamma \cdot c_0^2}{2g}. \quad (28)$$

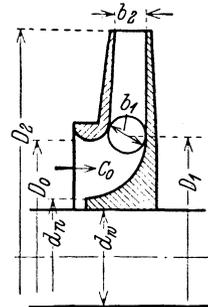


Abb. 59. Schema für Laufradmaße.

Abb. 60 veranschaulicht nach vorstehenden Gleichungen bzw. Annahmen die Beziehungen zwischen Volumen, Drehzahl, Druckverhältnis und Durchmesser für Luft von 15° . Abb. 61 läßt den Unterschied bei stärker gekrümmten Schaufeln erkennen. Bei gleichem Volumen und gleichem Druckverhältnis sind hier wesentlich größere Drehzahlen und kleinere Durchmesser möglich. Steigerung der Leistung oder Erhöhung der Drehzahl bei gleichzeitiger Verkleinerung des Durchmessers erhält man durch zweiflutige Anordnung

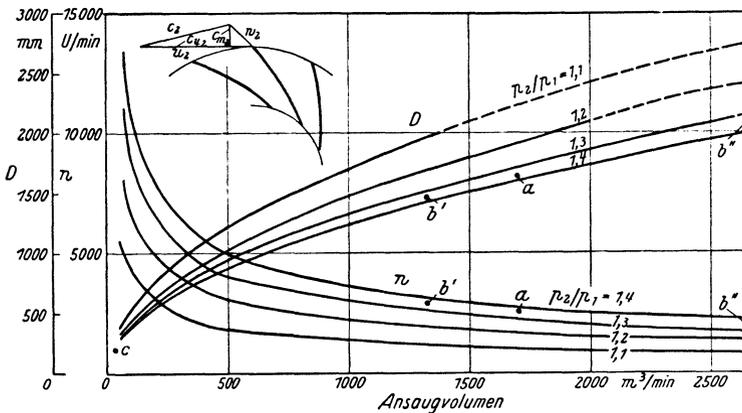


Abb. 60¹. Turbokompressoren mit normaler Schaufelkrümmung ($c_{u2}/u_2 = 0,8$). Annahmen: $D_2/D_0 = 1,8$; $D_2/d_n = 7$; Luft von 15° .

(Abb. 80), d. h. durch Teilung in parallel geschaltete Gasströme. Während bezüglich des Fördervolumens nach oben eine Grenze praktisch noch nicht erreicht ist, gibt es eine untere Grenze, und zwar in Abhängigkeit vom Gesamtdruckverhältnis. Soll der Wirkungsgrad nicht zu ungünstig werden, darf wegen der Randstörungen die Schaufelbreite nicht zu schmal werden (b_2 mindestens etwa 10 mm). Maßgebend ist

¹ Abb. 60, 61, 62 und 80 sind entnommen aus Landsberg: Die Grenzleistung von Turbogebläsen. VDI-Zschr. 1931, 1383.

hier das Endvolumen V_2 der Stufe nach Gleichung (26). Um ausreichende Breite zu erzielen, verringert man in den letzten Stufen den

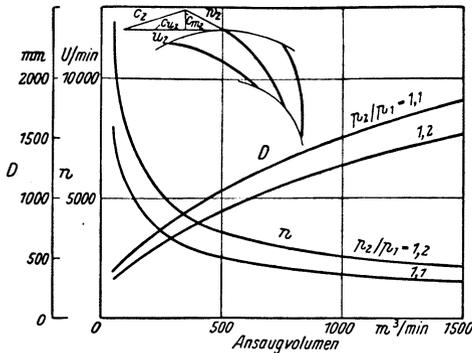


Abb. 61¹. Turbokompressoren mit verstärkter Rückwärtskrümmung der Schaufeln ($c_{u2}/u_2 = 0,6$).
Annahmen: $D_2/D_0 = 1,6$; $D_2/d_n = 6$.

Durchmesser und damit auch die Umfangsgeschwindigkeit und das Druckverhältnis. Hierdurch wächst die Stufenzahl und der Wirkungsgrad wird besser. Kritische Drehzahl und Herstellungskosten begrenzen diese Maßnahmen. Abb. 62 zeigt das zulässige Druckverhältnis (für Luft von 15° C) in Abhängigkeit vom Ansaugvolumen, ferner die erforderliche Stufenzahl, Durchmesser und Drehzahl. Die für höhere Drücke stets erforderliche Kühlung ist dabei berücksichtigt.

Selbstverständlich lassen sich auch Maschinen für geringere Fördermengen bauen, allerdings unter Verschlechterung des Wirkungsgrades.

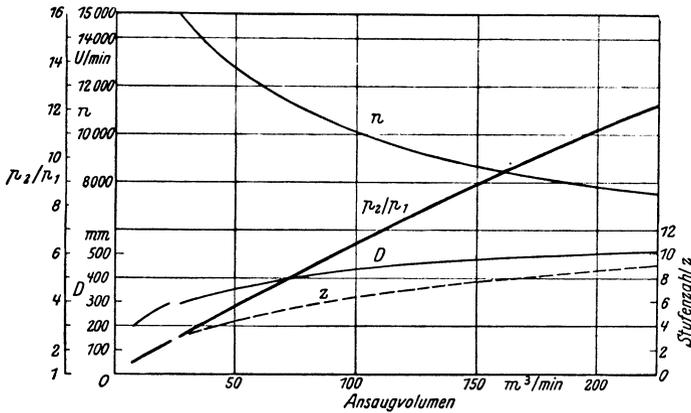


Abb. 62¹. Untere Grenzleistung von Turbokompressoren; erreichbarer Enddruck in Abhängigkeit vom Ansaugvolumen (Luft von 15° C).
Annahmen: $b_{2min} = 10$ mm; $c_{m2}/u = 0,12$. Höhere Enddrücke sind nur mit schlechtem Wirkungsgrad zu erreichen.

Das zwischen Laufrad und den Gehäusewänden befindliche Gas wirkt bremsend auf das Laufrad und verursacht einen Energieverlust. Er ist nach Stodola:

$$N_r = K \cdot \gamma_m \cdot D_2^2 \cdot u_2^3 \cdot x \cdot 10^{-6} \text{ [PS]}. \tag{29}$$

K ist eine Konstante von im Mittel 1,55; x ist die Stufenzahl. Bei gleichem Durchmesser haben die letzten Stufen den höchsten Verlust. Er ändert sich also bei derselben Maschine mit dem Enddruck, da sich

¹ Siehe Fußnote S. 461.

mit diesem das spezifische Gewicht γ ändert. Für hohe Drücke ist es auch aus diesem Grunde zweckmäßig, kleine Durchmesser zu wählen. Die Radreibungsverluste sind bei den üblichen Darstellungen der Wirkungsgrade eingeschlossen. Über den Einfluß des Austrittswinkels β_2 auf das stabile oder labile Arbeitsgebiet siehe S. 465.

C. Leitvorrichtungen.

Beim Austritt aus dem Laufrad hat das Gas noch eine hohe Absolutgeschwindigkeit, die im Diffusor oder Leitrad mit möglichst geringem Verlust in Druck umgesetzt werden soll. Der schaufellose Diffusor

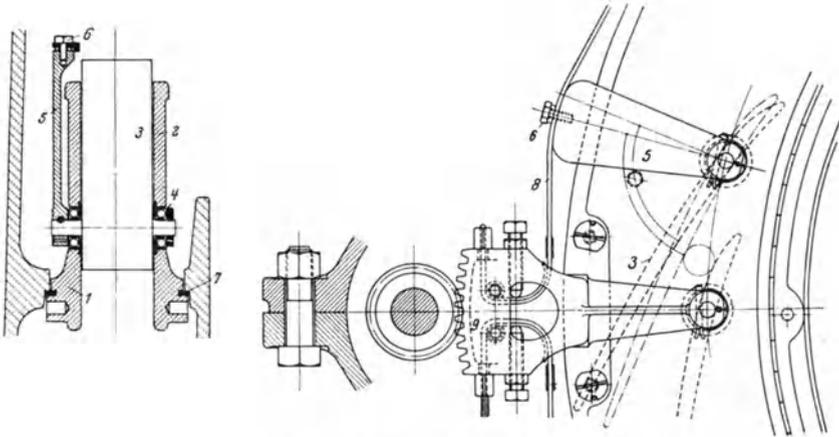


Abb. 63. BBC-Diffusorregelung.

arbeitet ungünstiger, ist aber bei schmutzigem (z. B. teerhaltigem) Gas angebracht. Der Verlust an Geschwindigkeitshöhe ist um so geringer, je größer der äußere Durchmesser des Diffusors ist. Der Kanal verbreitert sich nach außen hin, jedoch soll der Winkel nicht größer als $10-12^\circ$ betragen, da sich sonst der Strahl ablöst.

Die Schaufeln des Leitrades sind entweder geradlinig oder am Eintritt nach einer Evolvente gekrümmt. Sie werden eingegossen oder eingesetzt. Die Seitenwände sind dann eben. Der Eintrittswinkel ist bestimmt durch

$$\operatorname{tg} \alpha_3 = \frac{c_3 r}{c_3 u} = \frac{c_2 r}{c_2 u}.$$

Zwischen Lauf- und Leitrad ist ein Spalt von 40—100 mm frei zu lassen, da bei geringem Spalt ein pfeifendes Geräusch entsteht. Für die Querschnitte zwischen den Schaufeln gilt die Stetigkeitsgleichung

$$V_{\text{sec}} = a_3 \cdot b_3 \cdot z_3 \cdot c_3. \quad (30)$$

Für das sekundliche Volumen kann das Ansaugvolumen eingesetzt werden, da die Volumenverringerung durch die Kompression fast aufgehoben wird durch die Volumenvergrößerung infolge der Temperatur-

zunahme. z_3 bedeutet die Zahl der Leitschaufeln, a_3 ist der Abstand von einer Schaufel zur anderen, und zwar senkrecht zur Oberfläche am Eintritt, b_3 ist die Breite in Richtung der Welle, $c_3 = c_2 \cdot \frac{r_3}{r_2}$ ist die Absolutgeschwindigkeit beim Eintritt in die Schaufel. Um die Reibungsverluste gering zu halten, wird man quadratischen Querschnitt anstreben, also $a_3 = b_3$.

Drehbare Leitschaufeln werden verwendet für die Diffusorregulierung der Firma Brown, Boveri & Co. (BBC) (Abb. 63). Die Drehzapfen sind in Kugellagern (4) gelagert, die in die Seitenwände (2) eingebaut und durch Deckbleche gegen den Gasstrom geschützt sind. Die Hebel (5) sind auf dem Drehzapfen aufgekeilt und durch Klemmen (6) mit einem Drahtseil (8) verbunden. Die Klemmvorrichtung (9) greift mittels eines Zahnsegmentes in die Verstellvorrichtung ein. Über die Wirkungsweise siehe unter Regulierung, S. 471.

Für die Umkehrschaufeln, deren Zahl weitaus geringer ist, gelten die gleichen strömungstechnischen Gesichtspunkte, nur findet hier umgekehrt eine Umsetzung von Druck in Geschwindigkeit statt.

D. Verhalten im Betrieb.

Während bei Kolbenkompressoren die Fördermenge proportional der Drehzahl und dem Ansaugedruck, aber vom Enddruck nur insoweit abhängig ist, als dadurch der volumetrische Wirkungsgrad verändert wird, stehen die Werte P , V und n bei Turboverdichtern in einem ganz charakteristischen Zusammenhang, der durch die Kennlinie (Druckvolumenkurve oder Charakteristik) dargestellt wird (Abb. 64). Theoretisch würden es Geraden sein, deren Neigung durch den Schaufelwinkel β_2 bestimmt wird (Abb. 65). In Wirklichkeit ergeben sich durch die auftretenden Verluste parabelförmige Kurven. Man erhält sie durch

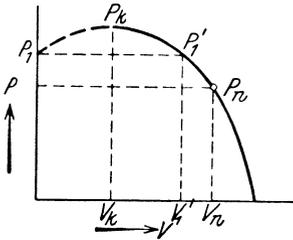


Abb. 64. Kennlinie.

Versuch oder auf zeichnerischem Wege in derselben Weise, wie bei den Kreiselpumpen (S. 540). Der Schnittpunkt der Kennlinie mit der Ordinatenachse zeigt den Druck bei geschlossenen Druckstutzen an. Der Versuch, diesen Druck praktisch festzustellen, darf nicht lange ausgedehnt werden, da sich die Maschine dabei schnell erhitzt. Für mehrstufige Maschinen sind Kurven der einzelnen Stufen nach gleichem Gasgewicht (nicht gleichem Volumen) einander zuzuordnen, woraus sich die resultierende Kennlinie ergibt.

Für verschiedene Drehzahlen derselben Maschine ergeben sich angenähert kongruente Kennlinien (Abb. 66). Die Scheitel P_{kn} , P_{k1} , P_{k2} liegen auf einer Parabel, deren Achse die Ordinatenachse ist und deren Scheitel auf dem Nullpunkt des Koordinatenkreuzes liegt. Außerdem ist der Verlauf des isothermischen Gesamtwirkungsgrades und des Leistungsbedarfes dargestellt.

Soll ein Turbokompressor ein anderes Gas fördern als für ihn vorgesehen war, so bleiben die Fördermenge und die in m Gassäule

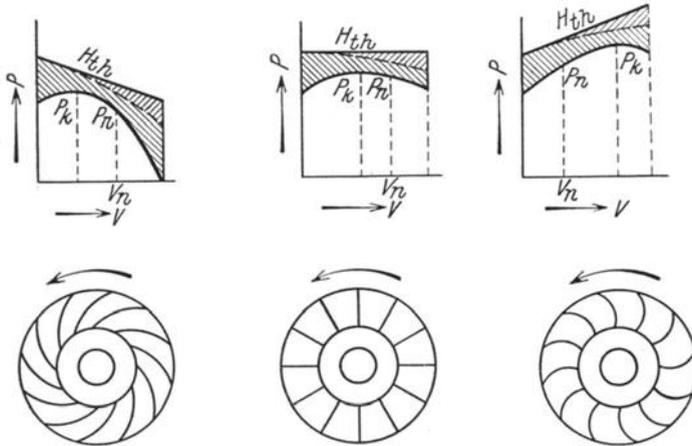


Abb. 65. Kennlinien bei verschiedenen Schaufformen.

ausgedrückte Druckhöhe unverändert, der Druck in at sowie N_e ändern sich proportional dem spezifischen Gewicht der Gase. Der Wirkungsgrad bleibt ebenfalls unverändert, so daß man zu seiner Feststellung bei Abnahmeversuchen Luft als Fördermittel benutzen kann. Nur wenn die Gase mehr als 2-atomig sind (s. S. 417), tritt eine Änderung bezüglich Energiebedarf und Wirkungsgrad ein.

Eine Änderung des spezifischen Gewichtes und damit der Fördermenge, des Druckes und des Leistungsbedarfes tritt ein, wenn sich die Ansaugtemperatur oder der Ansaugdruck (Barometerstand) ändern. Auch der etwaige Wasserdampfgehalt der Gase spielt dabei eine Rolle. Das niedrigste vorkommende spezifische Gewicht ist maßgebend für den zu erreichenden Mindestdruck und das Mindestgasgewicht. Das höchste spezifische Gewicht ist maßgebend für die Maximalleistung der Antriebsmaschine.

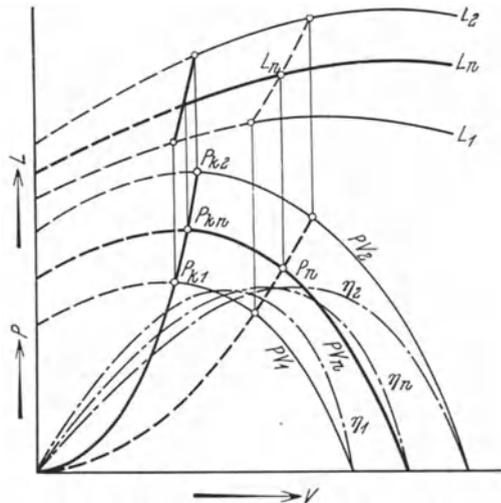


Abb. 66. Kennlinien, Leistungsbedarf und Wirkungsgradkurven bei veränderter Drehzahl.

Auf welchem Punkt der Kennlinie der Kompressor arbeitet, richtet sich nach dem Widerstand (Gegendruck), den das geförderte Gas erfährt. Gleichbleibender Widerstand stellt sich ein, wenn das Fördergut durch eine Flüssigkeit zu drücken ist, vorausgesetzt, daß sich deren

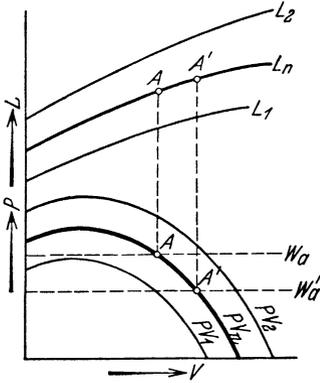


Abb. 67. Kennlinien und konstante Widerstände W_a und W'_a .

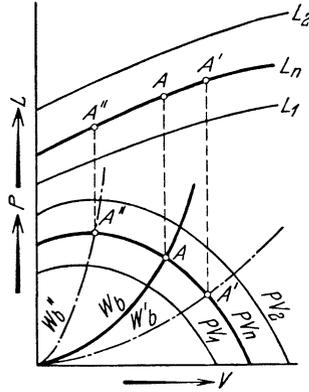


Abb. 68. Kennlinien und Rohrleitungswiderstände W_b , W'_b , W''_b .

spezifisches Gewicht, Zähigkeit usw. oder die Höhe der Flüssigkeitssäule nicht ändert. Die Verschiebung des Betriebspunktes bei Veränderung des Widerstandes veranschaulicht Abb. 67.

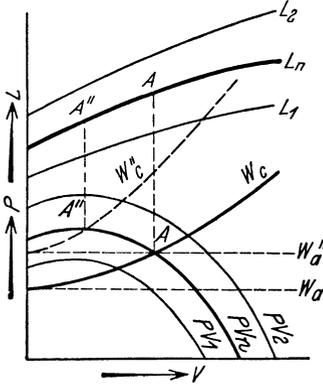


Abb. 69. Kennlinien und kombinierte Widerstände W_c , W''_c .

Handelt es sich nur um Rohrleitungswiderstände, so ändert sich der Widerstand ungefähr mit dem Quadrat der Geschwindigkeit, also der Fördermenge (Abb. 68). Meistens treten beide Arten von Widerständen gleichzeitig auf (Abb. 69).

Eine Änderung des Gegendruckes und damit eine Verlegung des Betriebspunktes tritt in vielen Fällen dadurch ein, daß der Verbrauch nicht der Fördermenge entspricht, also eine Auf- oder Entladung des fast immer nur aus Rohrleitung bestehenden Speicherraumes stattfindet.

Haben zwei gleiche Turbokompressoren auf dieselbe Leitung zu arbeiten und hängt der Gegendruck von dem geförderten Volumen ab, so tritt im Gegensatz zu Kolbenkompressoren keine Verdopplung der Leistung ein, weil nunmehr beide Maschinen infolge des höheren Gegendruckes auf einem weiter links liegenden Punkt der Kennlinien arbeiten (s. Abb. 68 u. 69). Bei einem Zusammenarbeiten mit einem Kolbenkompressor würde dessen Leistung unverändert bleiben, die des Turbokompressors aber sinken. Fördern mehrere Kompressoren auf ein gemeinsames Netz, so ist je ein Rückschlagventil zwischen Maschine und Leitung zwischen-

zuschalten. Liegt der bei dem Fördervolumen 0 erzeugbare Druck unter dem Netzdruck, so muß man zunächst über ein Ausblaseventil abblasen lassen und dieses allmählich drosseln, bis der Netzdruck überschritten wird. Dadurch öffnet sich das Rückschlagventil und die wirksame Förderung beginnt.

Für den Fall, daß ein Gebläse¹ nicht mit konstantem Ansaugdruck und veränderlichem Enddruck, sondern umgekehrt, mit veränderlichem Ansaugdruck und konstantem Enddruck (Gassauger, Exhaustor) arbeitet, lassen sich die Kennlinien und der Kraftbedarf aus den Kurven für das Druckgebläse in derselben Weise, wie S. 469 bei den Kennlinien für gedrosselten Ansaugdruck ableiten (Abb. 70).

Ist der Druck auf dem höchsten Punkt P_k (kritischer Punkt) angelangt (Abb. 64 u. 66), der Verbrauch aber immer noch kleiner als die Förderung, so hört diese plötzlich auf; aus der Leitung strömt Gas zurück, die Maschine arbeitet auf dem Leerlaufpunkt. Sobald der Druck im Netz auf P_1 gesunken ist, da der Verbrauch weitergeht, beginnt die Förderung wieder, und zwar springt der Betriebspunkt von P_1 auf P'_1 , wobei das Volumen V'_1 gefördert wird. Da V'_1 größer ist als der Verbrauch, beginnt wieder die Aufspeicherung und der Druckanstieg, bis der Punkt P_k erreicht ist, dann reißt die Förderung wieder ab usw. Diese Erscheinung wird mit „Pumpen“ bezeichnet, wegen des starken Geräusches, das eine gewisse Ähnlichkeit hat mit dem bei

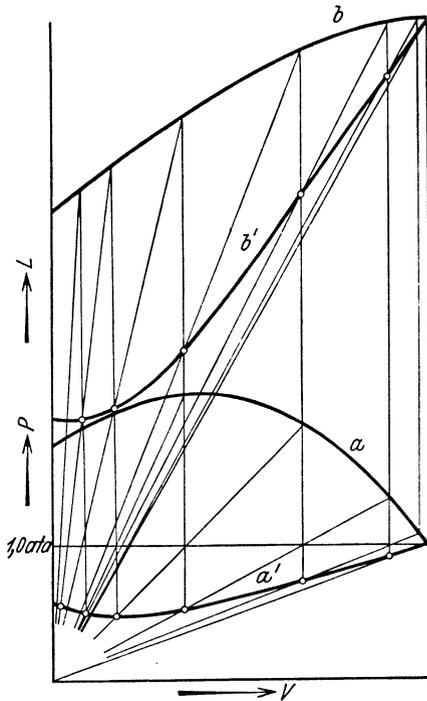


Abb. 70. Ableitung der Kennlinien und des Leistungsbedarfs eines Gassaugers (a' und b') aus den bekannten Linien (a und b) für Gebläsebetrieb.

Kolbenpumpen auftretenden Geräusch. Zwar ist eine Gefahr für die Maschine dabei nicht zu befürchten, auch wird die Gasförderung an den Verbrauchsstellen nicht unterbrochen, dennoch muß das Pumpen bei geordnetem Betrieb vermieden werden. Bei kleinem Speichervolumen kann es vorkommen, daß der Druck im Netz schneller abfällt als jener in der Maschine. Dann beginnt die Förderung wieder, ehe der Druck P_1 erreicht ist. Dieses leichte Pumpen bezeichnet man mit „Schnaufen“.

Die Verbindungslinien der kritischen Punkte der einzelnen Kennlinien (für verschiedene Drehzahlen Abb. 66 oder für verschiedene

¹ Als Gebläse werden Maschinen für niedrigen Druck und meist ohne jede Kühlung bezeichnet.

Ansaugedrucke Abb. 72 u. 73) nennt man Pumpgrenze. Sie teilt die Diagramme in ein stabiles (rechtes) und ein labiles (linkes) Arbeitsgebiet.

E. Regulierung.

Die Aufgaben der Regulierung können verschieden sein. Meist wird es sich darum handeln, eine der drei Größen: Enddruck, Fördermenge oder Ansaugedruck konstant zu halten. Diese drei Aufgaben laufen praktisch auf die eine hinaus: die Fördermenge zu ändern. Turboverdichter haben Tendenz zur Selbstregelung, wie sich aus der Kennlinie ergibt, d. h. einem Druckanstieg wird durch Verminderung der

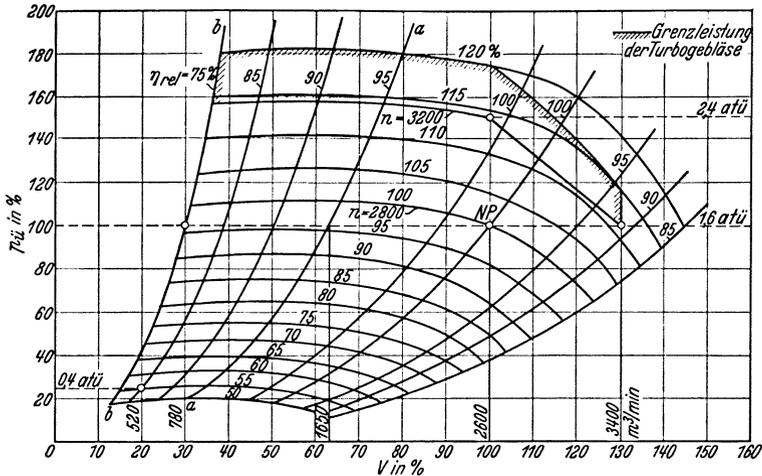


Abb. 71. Kennlinien bei veränderlicher Drehzahl und Diffusorregulierung (BBC).

Fördermenge entgegengewirkt, einem Druckabfall durch Vergrößerung der Förderung. Doch wird man selten damit auskommen, sondern durch besondere Vorrichtungen, die teils von Hand, teils automatisch betätigt werden, eingreifen müssen. Fast immer kommen mehrere der nachgenannten Verfahren an derselben Maschine zur Anwendung.

- Oberhalb der Pumpgrenze:
1. Drehzahländerung,
 2. Drosselung,
- unterhalb der Pumpgrenze:
3. Ausblaseventil,
 4. Leitschaufelregulierung,
 5. Leerlaufregulierung,
 6. Elektro-Aussetz-Regulierung.

1. Drehzahländerung.

Wie aus den Kennlinien für verschiedene Drehzahlen (Abb. 66—69, 71) zu ersehen ist, genügt es, um die Fördermenge um einen gewissen Prozentsatz zu ändern, die Drehzahl um einen weitaus kleineren Prozentsatz zu variieren. Der Unterschied in den Prozentsätzen ist um so größer, je

flacher die Kennlinie verläuft und je mehr sie sich der Pumpgrenze nähert. Im allgemeinen wird sie schon bei 10—20% Verringerung der Drehzahl gegenüber dem normalen Betriebspunkt erreicht sein. Bei Antrieb durch Dampfturbinen ist die Einstellung einer anderen Drehzahl durch Verstellen des Geschwindigkeitsreglers der Turbine leicht zu erreichen. Automatisch kann es durch einen Servokolben erfolgen, der mit Hilfe eines Membrandruckreglers über ein Relais betätigt wird.

Bei elektrischen Antrieb besteht die Möglichkeit für Drehzahländerung, wenn Gleichstrom zur Verfügung steht (evtl. Gleichrichter). Bei Drehstrominduktionsmotoren kommen in Frage: Widerstandsregelung

für Maschinen mit niedrigem Enddruck (Gebläse) und geringer Herabsetzung der Drehzahl (bis etwa 15%). Der in der Anschaffung teure Kommutatormotor findet für größeren Reglerbereich und Leistungen bis 500 PS Anwendung. Für größere Leistungen und Drehzahländerung über 20% ergeben sog. Regelsätze gute Wirkungsgrade, haben jedoch hohe Anlagekosten zur Folge.

2. Drosselung.

Bei gleichbleibender Drehzahl (Antrieb durch Drehstrommotoren) erzielt man weitgehende Regulierung durch Drosselung in der Saugleitung. Man verändert also das spezifische Gewicht des Fördergutes. Das Volumen hinter der Drosselstelle bleibt dasselbe wie bei ungedrosseltem Zustand, dasselbe Druckverhältnis vorausgesetzt. Unter diesen Umständen liegt der Betriebspunkt auf dem entsprechend niedrigeren Druck. Nach S. 465 braucht man nur den Maßstab zu ändern, falls das spezifische Gewicht ein anderes wird. Für den vorliegenden Fall der Änderung des spezifischen Gewichtes durch Drosseln ist es erforderlich, das Volumen zu der Fördermenge bei ungedrosseltem Ansaugdruck in Beziehung zu setzen. In Abb. 72 sind *a, b, c* Linien des Druckes hinter dem Saugstutzen für je eine bestimmte Stellung des Drosselorgans. Sie verlaufen in Abhängigkeit von der Fördermenge angenähert parabolisch. Die Punkte der Kennlinie PV_a , welche zur Drossellinie *a* gehören, findet man, indem man vom Nullpunkt Strahlen nach den einzelnen Punkten der Kennlinie PV_n , z. B. P_2 und dessen Fußpunkt auf der Atmosphärenlinie P_1 , dann durch den Schnittpunkt P_{1a} mit der Linie *a* die Parallele zur Ordinatenachse zieht. P_{2a} ist der entsprechende

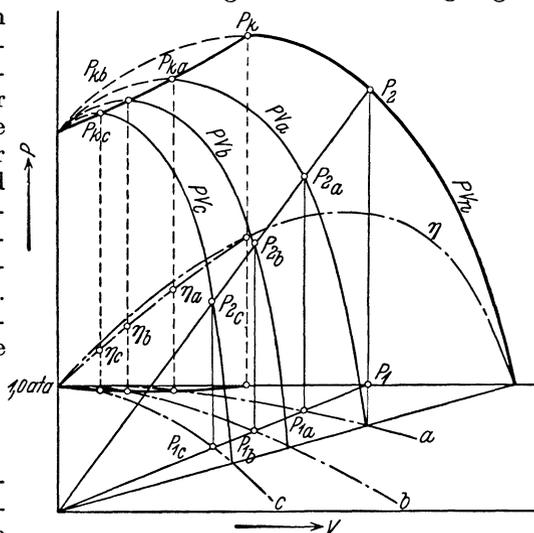


Abb. 72. Kennlinien bei Saugdrosselung.

Punkt der neuen Kennlinie, da aus der Ähnlichkeit der Dreiecke folgt: $P_2: P_1 = P_{2a}: P_{1a}$. Die kritischen Punkte P_k der Kennlinien ergeben die obere Saugdrosselpumpgrenze. Der Wirkungsgrad für die Punkte dieser Grenzkurve unterscheidet sich nur wenig von dem der ungedrosselten Ansaugung. Ändert sich, wie es praktisch meist vorkommt, der Ansaugedruck nicht augenblicklich nach einer Parabel, sondern bleibt er annähernd gleich, so ergibt sich ein Verlauf nach Abb. 73. Die kritischen Punkte P_k liegen nun auf einer durch den Nullpunkt gehenden Geraden (untere Saugdrosselpumpgrenze). Die

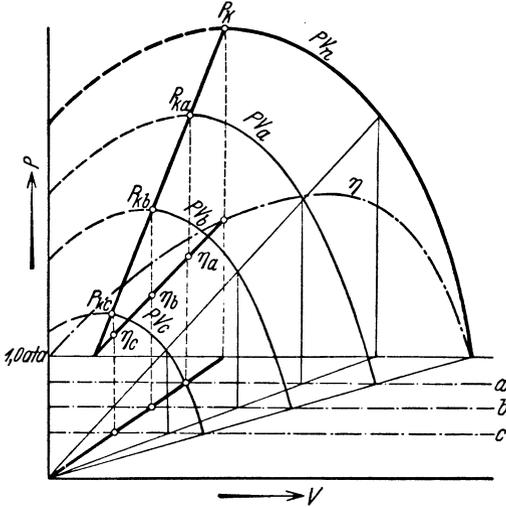


Abb. 73. Kennlinien bei gleichbleibendem Unterdruck in der Saugleitung.

Verschlechterung des Wirkungsgrades ist hier ganz erheblich. Das labile Gebiet (links der Pumpgrenze) ist wesentlich größer als an der oberen Pumpgrenze.

Drosseln bedeutet zwar stets eine Energievergeudung, doch ist der Mehraufwand gegenüber ungedrosselter Ansaugung gering. Beim Kolbenkompressor müßte man den Anfangsdruck in demselben Maße drosseln, wie die Förderung verringert werden soll. Nur bei einstufigen Kolbenkompressoren ist, je nach dem Druckverhältnis, eine geringere Drosselung aus-

reichend. Bei Turbokompressoren genügt eine bedeutend kleinere Herabsetzung des Ansaugedrucks, da mit der durch das Drosseln bedingten Erhöhung des Druckverhältnisses eine starke Verringerung der Fördermenge verbunden ist. Bei sehr niedrigen Drücken wendet man meist nicht Drosselung am Saugstutzen, sondern am Druckstutzen an, weil der Unterschied in wirtschaftlicher Hinsicht gering ist.

3. Ausblaseventil.

Muß die Fördermenge über die Pumpgrenze hinaus verringert werden, so läßt man den Kompressor mit dem kritischen Volumen weiter arbeiten und bläst den Überschuß durch ein Ausblaseventil ins Freie ab. Das ist natürlich eine Energievergeudung. Wo man nur selten und wenige min mit geringer Leistung arbeitet, verwendet man oft dieses Mittel. Man begnügt sich dabei meist mit Handbetätigung. Der automatische Betrieb wird abhängig gemacht vom kritischen Druck oder vom Druck und Volumen.

4. Leitschaufelregulierung.

Da ein längeres Arbeiten im labilen Gebiet mit Hilfe des Ausblaseventils wegen der Energieverluste nicht angebracht ist, hat man die Leitschaufelregulierung eingeführt. Die Leitschaufeln sind, wie bei Wasserturbinen, drehbar angeordnet (s. S. 463, Diffusorregulierung von Brown, Boveri & Co.). Dadurch ist es möglich, die Stellung der Leitschaufeln der Fördermenge und der ihr entsprechenden Geschwindigkeit anzupassen und Stöße und Wirbel weitgehend zu vermeiden. Die

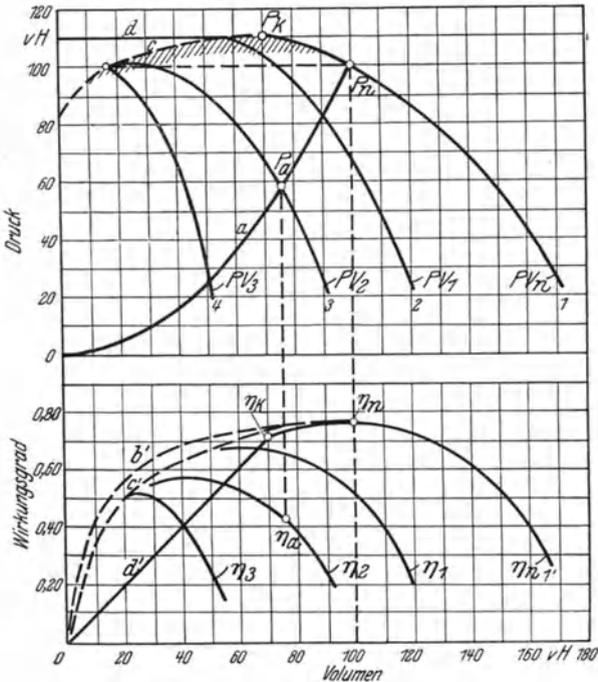


Abb. 74. Kennlinien und Wirkungsgrade bei Diffusorregulierung.

Folge hiervon ist eine Verschiebung der Kennlinien und der Pumpgrenze bis weit in das sonst labile Gebiet hinein. Das Pumpen wird bis auf sehr geringe Fördermengen mit gutem Wirkungsgrad verhindert (Abb. 71 und 74).

Man hat auch vor dem Eintritt in das Laufrad drehbare Leitschaufeln angeordnet und dadurch einen ähnlichen Erfolg erzielt.

5. Leerlaufregulierung.

Sobald die Pumpgrenze erreicht ist, wird die Drosselklappe in der Saugleitung ganz geschlossen. (Verfahren der Frankfurter Maschinenbau-Aktiengesellschaft.) Das Rückschlagventil, das bei

diesem Verfahren erforderlich ist und dicht hinter der Maschine angeordnet wird, schließt sich. Um Erhitzung im Leerlauf zu vermeiden, läßt man einen ganz geringen Gasstrom durch ein gleichzeitig geöffnetes Ausblaseventil entweichen. Da die Laufräder zum größten Teil im Vakuum laufen, ist die Reibung und damit der Leerlaufenergiebedarf sehr gering. Sobald der Druck im Netz unter eine bestimmte Höhe gesunken ist, schließt ein Druckregler das Ausblaseventil und öffnet die Drosselklappe in der Saugleitung. Dann beginnt die Förderung wieder mit einem wesentlich größeren als dem kritischen Volumen.

Auch das AEG-Havliccek-Verfahren ist als Leerlaufregulierung zu bezeichnen. Sobald bei Erreichung der Pumpgrenze die Förderung

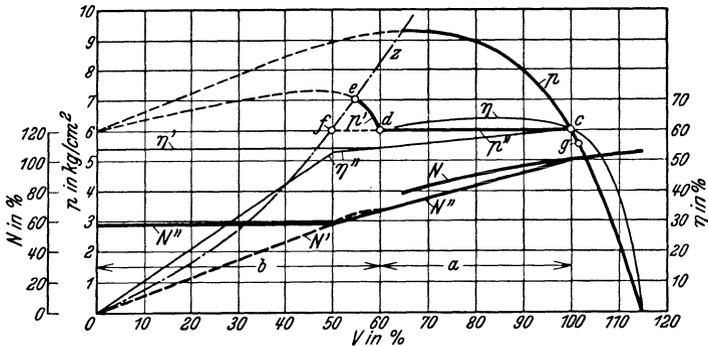


Abb. 75. Elektro-Drossel- und Aussetz-Regulierung.

abreißt, schließt sich das Rückschlagventil und durch eine besondere Umführungsleitung strömt ein schwacher Gasstrom in den Kompressor zurück, der das Pumpen verhindert. Von einem beliebig einstellbaren Regler wird bei entsprechendem Netzdruck die Drehzahl der Turbine gesteigert, so daß die Förderung wieder aufgenommen wird.

6. Elektro-Aussetz-Regulierung.

Dieses Verfahren der AEG ist noch radikaler in der Vermeidung von Energieverlusten. Im stabilen Arbeitsgebiet wird durch einen Schaltmotor, der über ein Kontaktmanometer seinen Strom erhält, die Drosselklappe in vielen Stufen betätigt, wobei der gewünschte Druck mit geringer Toleranz eingehalten werden kann (vgl. Linie $c-d$, Abb. 75). Wo Druckerhöhung im Netz zulässig, läßt man dann die Maschine auf der Kennlinie $d-e$ weiter arbeiten, die der Stellung der Drosselklappe für Punkt d entspricht. Bei Erreichung der Pumpgrenze wird der Hauptmotor automatisch ausgeschaltet. Die Wiedereinschaltung erfolgt völlig selbsttätig, sobald der Netzdruck auf einen zulässigen Wert g gesunken ist. Selbstverständlich muß die Schaltapparatur bei Wiederaufnahme der Förderung die Drosselklappe wieder voll öffnen. Durch den Druckanstieg $d-e$ wird eine gewisse Gasmenge im Netz gespeichert und die Häufigkeit des Ein- und Ausschaltens des Hauptmotors wesentlich

verringert. Außer von dem Druckanstieg e gegen d ist die Häufigkeit des Schaltens abhängig von der Größe des Speichervolumens S in m^3 (Rohrleitung und etwaige besondere Speichergefäße), der mittleren Förderung des Kompressors V_m in m^3/min während der Speicherung und dem Verbrauch Q in m^3/min . Bezeichnet Δp die Druckdifferenz zwischen Ein- und Ausschalten, t_f die Zeit der Förderung, t_0 die der Unterbrechung, $t_p = t_f + t_0$ die Periode, so ist angenähert

$$t_0 \cdot Q = S \cdot \Delta p = t_f \cdot (V_m - Q) \text{ und} \\ t_p = t_0 + t_f = S \cdot \Delta p \cdot \left(\frac{1}{Q} + \frac{1}{V_m - Q} \right). \quad (31)$$

Die größte Schalthäufigkeit tritt auf, wenn $t_0 = t_f$, d. h. $Q = 1/2 V_m$. Soll das Gasvolumen konstant gehalten werden, so muß dafür gesorgt werden, daß ein merklicher Druckunterschied auftritt, falls sich das Fördervolumen in ganz geringem Maße ändert. Man baut für diesen Zweck in die Rohrleitung Venturidüsen ein, die diese Aufgabe erfüllen, ohne einen nennenswerten Gesamtwiderstand zu erzeugen.

Die selbsttätigen Regler (oft Vorsteuerung genannt) sind Kolben oder Membranen, die unter Einwirkung des Gasdruckes und einer Gegenkraft ihre Stellung ändern und durch pneumatische oder hydraulische Übertragung auf die Schaltorgane (z. B. Drosselklappe) einwirken. Auch Kontaktmanometer werden als Regler verwendet. Die Übertragung geschieht elektrisch und gestattet Fernübertragung auf beliebige Entfernungen.

F. Kühlung.

Zur Ersparnis von Energie durch Annäherung an die Isotherme und zur Vermeidung unzulässiger Wärmedehnungen wird von einem gewissen Gesamtdruckverhältnis an das Gas gekühlt, und zwar entweder durch Innen- (Gehäuse-) oder Außenkühlung (Zwischenkühler). Beide Verfahren sind für kleinere Gasmengen als gleichwertig zu bezeichnen, für größere ist die Außenkühlung vorteilhafter. Bei der Gehäusekühlung werden die Wände der Leit- und Umkehrkanäle durch einen wasserdurchflossenen Raum voneinander getrennt. Um die erforderliche Kühlfläche unterzubringen, muß der Durchmesser des Gehäuses sehr groß gemacht werden. Damit das Wasser mit größerer Geschwindigkeit fließt und durcheinander gewirbelt wird (die Wärmeübertragung hängt wesentlich davon ab), wird es durch eingegossene Rippen mehrfach umgeleitet. Besonderer Wert ist auf gute Reinigungsmöglichkeit zu legen. Vorteile der Gehäusekühlung sind: Vermeidung des Druckverlustes im Zwischenkühler und Nichterfordern eines Kellers. Als Nachteil muß man die komplizierte Gestalt der Gußstücke nennen und als deren Folge die Möglichkeit von Undichtheiten infolge von Gußfehlern oder von Rissen, die durch Wärmespannungen im Betrieb auftreten können. Durch Aufteilung in eine größere Anzahl von Gußstücken (Ausführung AEG) kann man dieser Gefahr begegnen, muß aber dafür zahlreiche Flanschen und Dichtungen in Kauf nehmen. Bei schlechtem Kühlwasser wird man stets die Außenkühlung vorziehen. Die Zwischen-

kühler (Außenkühlung) werden senkrecht oder schräg neben den Maschinengehäusen angeordnet, und zwar so, daß sie in den Keller hineinragen, und nur mit den oberen Deckeln über den Maschinenhausflur herausragen. Die Rohre sind aus Messing, mitunter aus Kupfer (auch verzinkt) hergestellt. Sie werden vom Wasser durchflossen und vom Gas außen umspült.

Für die Ermittlung der Kühlfläche glatter Rohre gilt das auf S. 437 Gesagte. Dabei ist folgendes zu beachten: Da bei dem gleichen Druckverhältnis (z. B. 8) beim Kolbenkompressor nur ein Zwischenkühler in Frage kommt, beim Turbokompressor dagegen meist drei, so wird man bei diesem auf geringeren Druckverlust (Widerstand des Kühlers) größeren

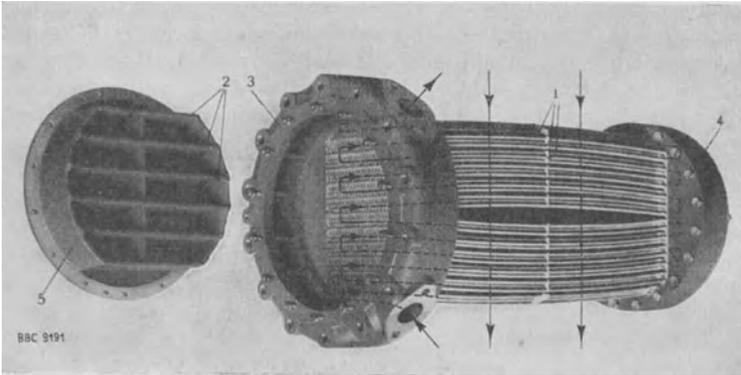


Abb. 76. Kühler von Brown, Boveri & Co.

Wert legen müssen als bei jenen. Der Druckverlust beträgt ungefähr

$$\Delta P = 0,8 \cdot \frac{w^{1,8}}{2g} \gamma z \text{ [mm Wassersäule]}, \quad (32)$$

worin z die Zahl der Rohrreihen ist, die das Gas zu passieren hat, w die Geschwindigkeit an dieser Stelle. Deshalb läßt man hier das Gas nicht mehrfach zu dem Rohrbündel hin- und herströmen. Man verzichtet darauf, die Wärmeübergangszahl α_{Gas} durch hohe Geschwindigkeit zu steigern, sondern steigert die Wärmeübergangszahl α_{Wasser} dadurch, daß man das Wasser durch Umkehrkammern in den Deckeln mehrfach hin- und herführt. Dadurch wird seine Geschwindigkeit wesentlich erhöht, während das Gas entweder nur einmal oder mit einmaliger Umkehr quer durch das Rohrbündel geführt wird. Abb. 76 zeigt einen Kühler der Firma Brown, Boveri & Co. Die Rohre sind leicht gebogen, damit sie sich infolge der ungleichen Temperatur frei dehnen können. In der Mitte sind sie mit einem Zwischenblech verlötet, um schädliche Schwingungen zu verhindern. Das ganze Rohrbündel kann sich nach unten in einer Stoffbüchse dehnen. Die Demag verwendet Rippenrohre aus verzintem Kupfer, die gegen Schwingungen sehr steif sind. Im übrigen entspricht diese Ausführung mehr derjenigen, wie sie bei Kolbencompressoren üblich ist.

G. Ausführungen.

Die Gehäuse einstufiger Gebläse sind gewöhnlich von einer Spirale umgeben, so daß auch hier noch ein Teil der Geschwindigkeit in Druck umgesetzt wird. Mit Ausnahme kleiner einstufiger Maschinen sind die Gehäuse stets horizontal geteilt, um die Welle mit den Laufrädern ausbauen zu können. Die Abdichtung der Gehäusehälften erfolgt durch aufgeschliffene Flächen. Bei Arbeiten mit giftigen Gasen wird außerdem noch zwischen den Flächen eine ringsumlaufende Nut vorgesehen, aus der etwa durchtretendes Gas durch ein Abzugsrohr abgeleitet werden kann. Für Gase, welche Flüssigkeiten ausscheiden, z. B. Teer, werden an der tiefsten Stelle der Umkehrkanäle Bohrungen zum Ablassen der flüssigen Anteile vorgesehen. Eine Unterteilung der Gehäuse in zwei Einheiten kommt in der Regel nur für kleine Fördermengen in Betracht. Die beiden Lager sind mit der unteren Gehäusehälfte entweder zusammengegossen oder mit ihr verschraubt. Die Lager sind bei größeren Maschinen stets Gleitlager mit Druckumlaufschmierung, wobei das Öl durch einen Kühler gekühlt wird.

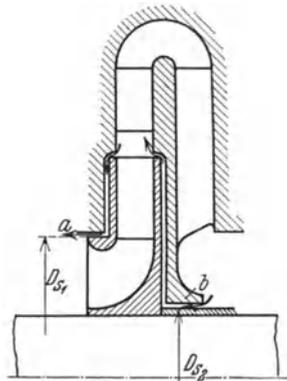


Abb. 77. Abdichtungsstellen am Laufrad (a) und an der Welle (b).

Das Gehäuse wird meist von einer durchgehenden Grundplatte getragen und diese mit derjenigen der Antriebsmaschine verbunden. Diese Konstruktion ermöglicht sichere und bequeme Montage und Verteilung der Last auf das Fundament. Oft genügt Auflagerung auf Einzelgrundplatte. In allen Fällen muß auf die Wärmedehnung des Gehäuses durch gleitende Auflagerung Rücksicht genommen werden. Die Fundamente sind wesentlich leichter als für Kolbenmaschinen gleicher Leistung, sollten aber bei größeren Maschinen stets auf Schwingungsfestigkeit nachgerechnet werden.

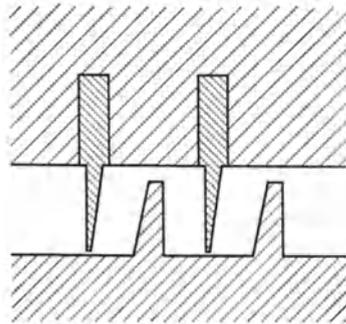


Abb. 78. Labyrinthabdichtung.

Die rotierenden Teile müssen gegen das Gehäuse nicht nur nach außen, sondern auch im Inneren an den Stellen *a* und *b* abgedichtet werden (Abb. 77). Dies geschieht durch Labyrinth (Abb. 78). Scharfe Kämme aus Messing, Aluminium oder Hartblei, die bei etwaigem Anstreifen sich abschleifen, laufen mit sehr geringem Spiel von 0,2—0,4 mm in entsprechenden Nuten. Die in jedem Spalt entstehende hohe Geschwindigkeit wird im folgenden Ringraum durch Stoß und Wirbel vernichtet und die Energie dabei in Wärme umgewandelt. Eine vollständige Abdichtung ist durch Labyrinth nicht

zu erzielen. Der Gasverlust ist bei der Dimensionierung der Maschine zu berücksichtigen. Er beträgt normal etwa 1—2%.

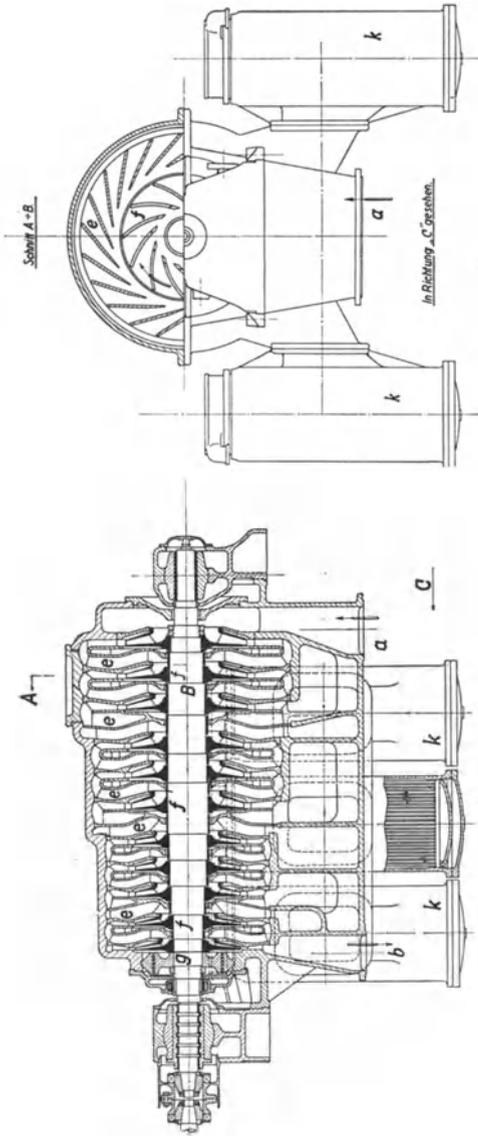


Abb. 79a und b. a Eintritt, b Austritt, f Laufräder, e Leitvorrichtungen, g Ausgleichkolben, k Zwischenkühler.

Bei der hohen Umfangsgeschwindigkeit der Welle würden Stopfbüchsen aus festem Packungsmaterial heiß laufen; nur Kohleringe haben sich für manche Fälle, z. B. Leuchtgasgebläse, bewährt. Für die Außenabdichtung explosiver, giftiger oder übelriechender Gase verwendet man eine Sperrflüssigkeit (Wasser bzw. Öl), wobei dafür gesorgt werden muß, daß beim Anfahren oder Abstellen Flüssigkeit nicht in das Gas gelangen kann.

Da bei jedem Laufrad auf den Eintrittsquerschnitt die Differenz des Spaltdruckes gegen den Eintrittsdruck wirkt, entsteht eine axiale Schubkraft, die meist durch einen Ausgleichkolben (g) aufgenommen wird (Abb. 79a); dessen Abdichtung erfolgt wiederum durch Labyrinth. Der Raum zwischen Kolben und Außenabdichtung wird an das Saugrohr angeschlossen. Zuweilen wird der axiale Schub durch ein Drucklager aufgenommen, wodurch der Gasverlust vermieden wird. Bei doppelseitig ansaugenden Maschinen erübrigt sich ein Ausgleichkolben. Die Wellen werden meist starr ausgeführt, d. h. die Be-

triebsdrehzahl liegt unterhalb der kritischen Drehzahl, doch muß mitunter hiervon abgewichen werden. Das Durchfahren der kritischen Drehzahl hat dann möglichst schnell zu erfolgen. Selbstverständlich sind die rotierenden Teile dynamisch auszuwuchten.

Abb. 79a u. b zeigt einen Schnitt durch einen elfstufigen Kompressor mit Außenkühlung für eine Leistung über 20000 m³/h und 7 atü von C. H. Jaeger & Co., Leipzig. Abb. 80 veranschaulicht ein doppeltseitig saugendes fünfstufiges Hochofengebläse für 159000 m³/h 1,6 atü, ohne jede Kühlung mit Leitschaufelregulierung in den Stufen 1, 3 und 5. Als Beispiel für Sonderbauarten seien genannt: Kleinkompressor für 1800 m³/h 7 atü der Frankfurter Maschinenbau-Aktiengesellschaft mit Leichtmetallrädern, vierstufiges Hochdruckumwälzgebläse der Firma

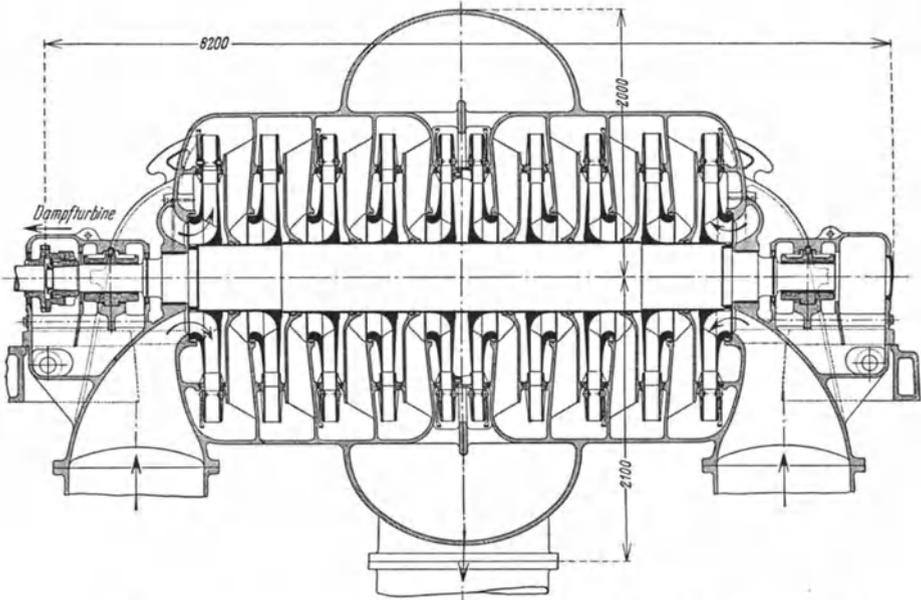


Abb. 80. Zweiseitig saugendes Hochofengebläse (Ausführung Brown, Boveri & Co.). Wegen der geringen Verdichtung haben alle Laufräder gleichen Durchmesser.

Brown, Boveri & Co. für 12,3 m³/min bei 232 at Ansaug- und 258 at Enddruck. Drehzahl $n = 14000$, $N_e = 1100$ PS. Turbokompressoren für Kältemaschinen sind in dem Kapitel „Kältetechnik“, S. 358—362 erwähnt.

Für den Antrieb eignen sich für mittlere und größere Leistung am besten Dampfturbinen; einmal wegen der einfachen wirtschaftlichen Drehzahlregulierung, ferner, weil sich die Turbinen fast in allen Fällen mit gutem Wirkungsgrad für die gleiche Drehzahl, wie der Verdichter bauen lassen und daher direkte Kupplung ermöglicht wird. Für Spül- und Ladegebläse an Verbrennungsmotoren werden auch Abgasturbinen verwendet. Bei elektrischem Antrieb stimmen die für den Verdichter günstigen Drehzahlen sehr oft nicht mit den Motordrehzahlen überein. Dann ist es zweckmäßig ein Zahnradgetriebe zwischenzuschalten. Dieses hat sich in neuerzeitlicher Ausführung als durchaus betriebssicheres Maschinenelement vom besten Wirkungsgrad erwiesen. Riemenantrieb

und direkter Antrieb durch schnell laufende Kolbendampfmaschinen usw. kommen nur für Gebläse mit geringer Leistung in Betracht.

Die Vorzüge der Turbokompressoren und -gebläse sind gegenüber Kolbenmaschinen gleicher Leistung folgende: Geringer Platzbedarf und billige Fundamente, auch für die Antriebsmaschine, daher geringe Anlagekosten für Gebäude und Krane. Vollkommene Ölfreiheit des Gases: Explosionen infolge Bildung von Öldämpfen sind unmöglich. Die Kühlflächen werden nicht durch einen Ölüberzug in ihrer Wirkung verschlechtert. Die Entfernung des Öles aus Gasen, die in Kolbenmaschinen verdichtet wurden, ist umständlich und kostspielig. Gleichmäßige, stoßfreie Förderung, die einen Windkessel überflüssig macht und einwandfreie Messung der Gasmenge durch Düsen leicht ermöglicht. Äußerst geringer Ölverbrauch, da das Lageröl dauernd zirkuliert und nur verdunstetes oder verschlammtes Öl von Zeit zu Zeit ersetzt werden muß.

Wenn auch der gesamte Wirkungsgrad, zumal bei kleineren und mittleren Leistungen, nicht jenen der Kolbenmaschinen erreicht, so werden obige Vorzüge doch oft den Ausschlag zugunsten von Turbokompressoren und -gebläsen geben.

VI. Ventilatoren.

A. Allgemeines.

Als Ventilatoren werden Gebläse mit umlaufenden Flügelrädern bezeichnet, die sich von den Turbokompressoren durch geringe Schaufelhöhe und Schaufelzahl und verhältnismäßig geringe Drehzahlen und Druckhöhen unterscheiden. Für die Konstruktion gelten dieselben Berechnungsgrundlagen, wie sie für den Turbokompressorenbau erläutert wurden.

Die Bezeichnungen sind im allgemeinen die gleichen wie die auf S. 456 wiedergegebenen. Hinzu kommen noch folgende:

- w_d Geschwindigkeit in der Druckleitung in m/s,
- w_s Geschwindigkeit in der Saugleitung in m/s,
- p_0 statischer Druck in mm H₂O,
- p_d Druck hinter dem Ventilator in mm H₂O,
- p_s Druck vor dem Ventilator in mm H₂O.

Die statische Druckhöhe H' ist theoretisch

$$H' = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}. \quad (33)$$

Zu dieser statischen Höhe tritt die dynamische Druckhöhe H'' . Die wirklich erreichte Druckhöhe h zeigt bedeutende Abweichungen, die bedingt sind durch endliche Schaufelzahl, Wirbelbildung, nicht stoßfreien Eintritt und Umsetzung von Geschwindigkeit in Druck und Spaltverluste. Das Verhältnis der wirklich erreichten zur theoretischen Druckhöhe sei mit $\eta_p = \frac{h}{H}$ oder Druckwirkungsgrad bezeichnet. Dieser Wirkungsgrad ist nicht zu vergleichen mit den Energiewirkungsgrad

η_e , d. h. dem Verhältnis der an die Luft abgegebenen Energie zu der dem Ventilator zugeführten.

Nach Art der Ventilatoranordnung lassen sich mehrere Fälle unterscheiden:

1. Aus einem Raum soll ruhende Luft in einem anderen geschafft werden, wobei an beiden Seiten der gleiche Druck herrscht. Der Ventilator hat lediglich den Transport der Luft zu besorgen, also die Beschleunigung der Luft von 0 auf die Geschwindigkeit in der Druckleitung w_d . Demnach

$$\Delta p = \frac{w_d^2}{2g} \gamma_d. \quad (34)$$

Für solche Fälle eignet sich am besten der Schraubenventilator.

2. Der Ventilator entnimmt Luft einer langen Saugleitung und stößt sie mit der Geschwindigkeit w_d ins Freie. Dann wird, vorausgesetzt, daß die Geschwindigkeit in der Druckleitung w_d gleich der Geschwindigkeit in der Saugleitung w_s ist: $\Delta p = p_0 - p_s$, d. h. gleich dem statischen Unterdruck.

3. Ähnlich liegt der Fall, wenn statt eines saugenden ein drückender Ventilator genommen wird, dann ist

$$\Delta p = p_d - p_0 + \frac{w_d^2}{2g} \gamma_d, \quad (35)$$

also gleich dem statischen plus dem dynamischen Druck.

4. Der allgemeine Fall ist der, daß vor und hinter dem Ventilator Widerstände auftreten, durch die die Druckdifferenz bedeutend vergrößert wird, dann ist

$$\Delta p = (p_d - p_s) + \frac{w_d^2}{2g} \gamma_d - \frac{w_s^2}{2g} \gamma_s. \quad (36)$$

Ist der Druckunterschied bekannt, so ergibt sich die theoretisch erforderliche Leistung für V m³/s

$$N = \frac{\Delta p V}{75}. \quad (37)$$

Zur Berechnung eines Ventilators muß Δp bekannt sein. Aus dem Energiewirkungsgrad für ähnliche Ausführungen läßt sich dann die an die Ventilatorwelle zuzuführende Energie berechnen. Der Wirkungsgrad schwankt je nach Größe und Bauart. Für einen Niederdruckventilator $V = 173$ m³/min einer bestimmten Bauart ist in Abb. 81 eine Leistungskurve dargestellt.

Es ist wichtig, bei Berechnung und Erweiterung von Anlagen das Verhalten eines Ventilators unter verschiedenen Betriebsbedingungen zu kennen. Die Gleichung, die eine Beziehung zwischen Druckhöhe und Drehzahl herstellt, lautet:

$$\frac{H}{n^2} = K_1 + K_2 \frac{V}{n}. \quad (38)$$

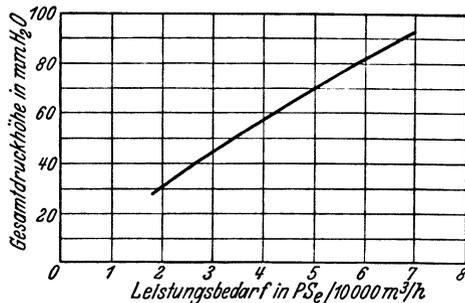


Abb. 81. Leistungsbedarf und Druckhöhe für 10000 m³/h.

In dieser Gleichung bedeuten K_1 und K_2 zwei Konstanten. In anderer Form geschrieben und als Gesetz der Affinität bezeichnet lautet sie:

$$\frac{V_1}{n_1} = \frac{V_2}{n_2}$$

$$\frac{H_1}{n_1^2} = \frac{H_2}{n_2^2}$$

Wird eine konstante äquivalente Öffnung vorausgesetzt (s. S. 491), so müßten im H - V -Diagramm die H - V -Kurven Parabeln sein. In der

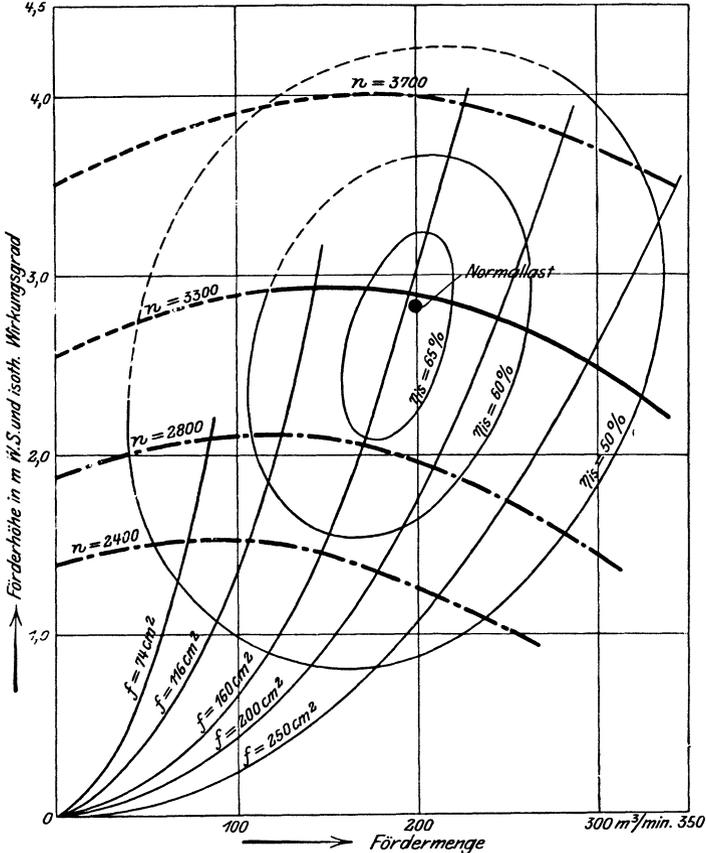


Abb. 82. Kennlinien, Wirkungsgrade und äquivalente Weiten.

Praxis sehen solche Kurven wegen der Verluste ganz anders aus. Hat man durch Versuch für eine bestimmte Drehzahl eine solche H - V -Kurve (genannt Kennlinie) ermittelt, so kann man auf Grund der obigen Gleichungen weitere Kennlinien ermitteln, dabei ist zu berücksichtigen, daß die meisten Verlustquellen dem Quadrate der Geschwindigkeiten bzw. dem Volumen in erster Potenz proportional sind. Die Gleichung (38) würde dementsprechend die Form annehmen

$$h = K_1 n^2 + K_2 n V - K_3 V^2. \tag{38 a}$$

Ändert sich nicht die Drehzahl, sondern die Schieberöffnung, so fließt durch die Öffnung f das Volumen V und es besteht die Beziehung $V = f \cdot \mu \sqrt{2g \frac{h}{\gamma}}$. Für jede Schieberstellung hat also das Verhältnis $\frac{V}{\sqrt{h}}$ einen konstanten Wert. Entspricht h dem Gesamtwiderstand einer Leitung, so bedeutet f den äquivalenten Querschnitt der Leitung. Zusammenfassend kann man folgendes sagen:

1. Die Fördermenge ist proportional der 1. Potenz der Umdrehungszahl.
2. Der Druck ist proportional der 2. Potenz der Umdrehungszahl.
3. Die Leistung ist proportional der 3. Potenz der Umdrehungszahl.

Diese drei Tatsachen, die an eine konstante äquivalente Weite der Rohrleitungen gebunden sind, bezeichnet man als Proportionalitätsgesetze.

Die vorhin erörterten Gesetze dürfen insbesondere nicht außer acht gelassen werden, wenn man Ventilatoren parallel schaltet. Ist beispielsweise eine Anlage zu klein, so kann man nicht einfach ein gleiches Aggregat als Zusatzaggregat anordnen; in diesem Falle müssen beide Aggregate unter veränderten Bedingungen laufen, für die sie nicht gebaut sind. Eine anschauliche Darstellung der Beziehungen zwischen Drehzahl, Druckhöhe, äquivalenter Weite, isothermischen Wirkungsgrad und Fördermenge ist in Abb. 82 gegeben.

B. Schraubenventilatoren.

Für ganz geringe Druckhöhen von etwa 10—30 mm H₂O und größere Luftmengen eignet sich sehr gut der Schraubenventilator. Sein Anwendungsgebiet ist die Fortbewegung von Luft zum Zwecke der Kühlung, der Trocknung und Heizung, sowie das Absaugen von Rauch, Gasen und Dämpfen. Bei allen Anwendungsgebieten hat der Ventilator ruhende Luft von außen oder von innen anzusaugen. Die Schaufeln sind derart ausgebildet, daß der Querschnitt gegen Austrittsende größer wird, d. h. daß eine Umsetzung von Geschwindigkeit in Druck stattfinden kann (s. Abb. 83). Würde die gesamte Geschwindigkeitsenergie in Druck umgesetzt, so würde die theoretische Höhe sein:

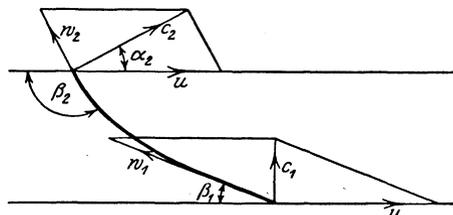


Abb. 83. Geschwindigkeitsdreiecke eines Schraubenventilators.

$$H = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}. \quad (39)$$

Es empfiehlt sich, den äußeren und inneren Durchmesser mit nicht zu großem Unterschied auszuführen, etwa

$$D_i = 0,4 - 0,7 D_a.$$

Soll am inneren und äußeren Durchmesser die gleiche Druckhöhe erreicht werden, so muß selbstverständlich der Winkel am Fuß des Ventilators größer als am Kopf sein.

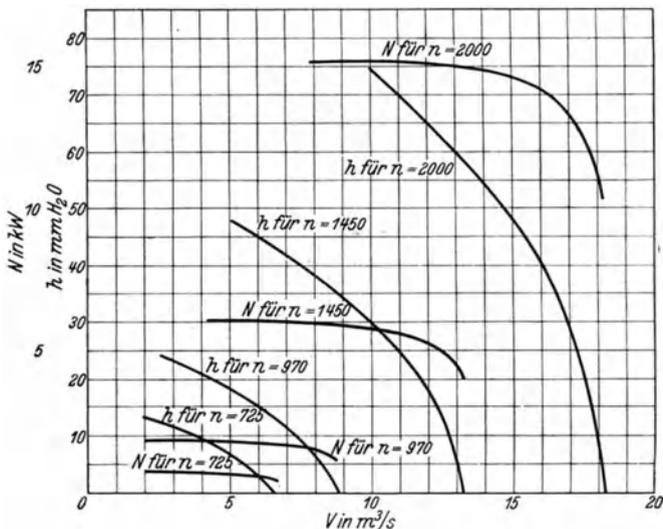


Abb. 84. Leistungsbedarf und statischer Druck in Abhängigkeit von Tourenzahl und Fördermenge eines achtflügeligen Schraubenventilator von 1000 mm Außendurchmesser.

VII. Strahlverdichter und hydraulische Kompressoren.

Strahlverdichter sind Apparate, in denen ein Treibmittel (Dampf, Wasser oder Gas) von dem Druck p_1 in einer Düse auf den Druck p_2

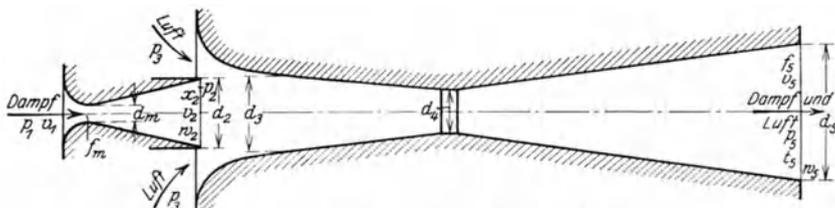


Abb. 85. Schema eines Dampfstrahlverdichters.

etwas unter dem des anzusaugenden Gases p_3 entspannt und dadurch auf hohe Geschwindigkeit gebracht wird. Hierdurch wird das Gas mitgerissen. Die Geschwindigkeit des Treibmittels und des angesaugten Gases wird in einem Diffusor verlangsamt und auf den gewünschten

Enddruck p_5 gebracht. Die ablaufenden Vorgänge sind noch nicht genügend durchforscht, so daß man oft auf den Versuch angewiesen ist.

A. Dampfstrahlverdichter.

Der Dampfstrahlverdichter, dessen Schema Abb. 85¹ zeigt, findet hauptsächlich Verwendung als Vakuumpumpe für Kondensationsanlagen und als sog. Wärmepumpe zur Verdichtung von Brüden. Das nach der I.S.-Tafel für Wasserdampf (Bd. II, S.187) für den niedrigsten Druck, also Förderung 0 zur Verfügung stehende Wärmegefälle $i_1 - i_2$ ergibt eine theoretische Geschwindigkeit nach der Gleichung

$$i_1 - i_2 = A \cdot \frac{w_{ih}^2}{2g}. \quad (40)$$

Hierbei ist $A = 1/427$.

Die wirkliche Geschwindigkeit ist $w = \varphi \cdot w_{ih}$, wobei in der Regel zu setzen ist $\varphi = 0,95 - 0,96$.

Der Endquerschnitt der Düse ist

$$f_2 = \frac{D \cdot v_2}{0,36 \cdot w_2} [\text{cm}^2],$$

worin D das stündliche Dampfgewicht, $v_2 = x_2 \cdot v_s$, x_2 der Dampfgehalt, v_s das spezifische Volumen des trocken gesättigten Dampfes vom Druck p_2 ist. Der engste Querschnitt ist

$$f_{\min} = \frac{D}{3,6 \cdot \psi} \cdot \sqrt{\frac{v_1}{P_1}}.$$

Für trocken gesättigten Dampf ist $\psi = 20$,
für überhitzten Dampf $\psi = 21$.

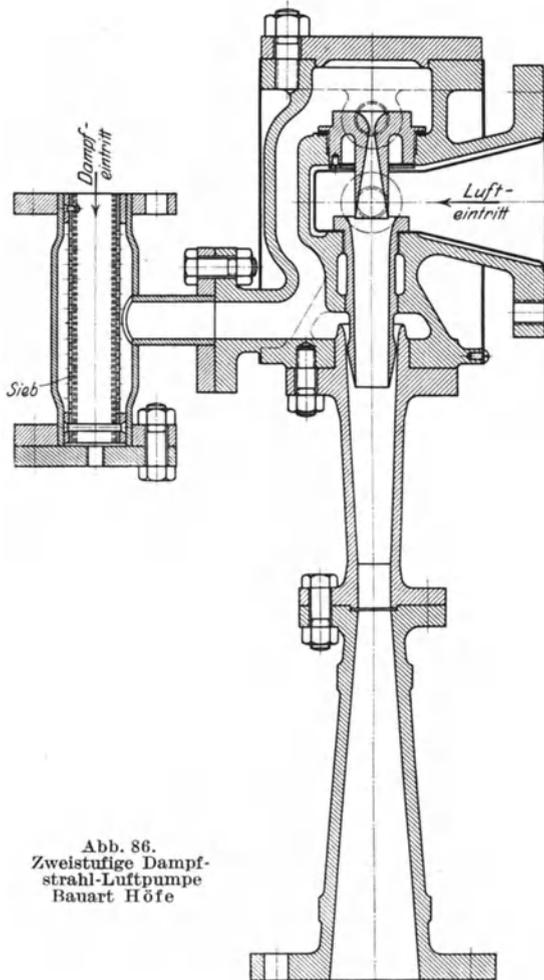


Abb. 86.
Zweistufige Dampfstrahl-Luftpumpe
Bauart Höfe

¹ Die Abb. 85—89 sind entnommen aus K. Höfer: Die Kondensation bei Dampfkraftmaschinen. Berlin: Julius Springer 1925.

Die erforderliche Arbeit für adiabatische Kompression des Gases ist der Abb. 48 u. 49 zu entnehmen. Für den Dampf benützt man die Wasserdampf-I.S.-Tafel (Bd. II, S. 187). Sobald Gas gefördert wird, wird der Druck p_2 nicht erreicht, sondern ein etwas höherer Druck. Der Durchmesser d_3 (Beginn des konischen Teils des Diffusors) wird nur wenig größer ausgeführt als d_2 . Der Konus ist sehr schlank zu halten. Die Austrittsgeschwindigkeit hinter dem Diffusor, welche einen Verlust bedeutet, wählt man mit etwa 30—50 m/s.

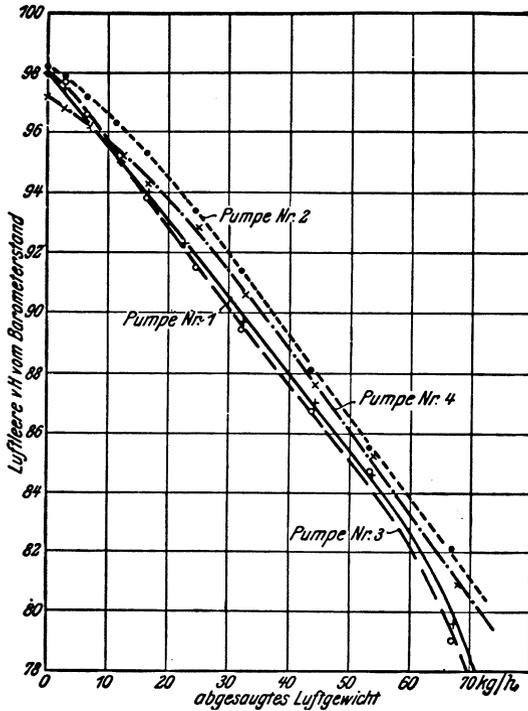


Abb. 87. Vakuum und Fördermenge bei vier Westinghouse-Leblanc-Apparaten gleicher Bauart.

geförderten Gewichtes trockener Luft von dem erreichten Vakuum bei Westinghouse-Leblanc-Apparaten bei 9 ata und 3% Feuchtigkeit des eintretenden Dampfes, Gegendruck 1,1 ata, Dampfverbrauch 474 kg/h.

Abb. 88 zeigt die Förderleistungen eines zweistufigen Radojet-Strahlverdichters für trockene Luft, sowie für Luftdampfgemische bei verschiedenen Temperaturen. Eintrittszustand 8,1—9,1 ata gesättigt bis leicht überhitzt, Gegendruck 1,02—1,12; Dampfverbrauch 780 bis 880 kg/h.

Abb. 89 bringt einen Vergleich mit einem ebenfalls zweistufigen Radojet-Verdichters, aber mit Zwischenkondensator. Bei ungefähr gleichen Verhältnissen ist der Dampfverbrauch nur 390 kg/h.

Beider Erzeugung von Vakuum hat es sich als wirtschaftlich erwiesen, bis 85% einstufig zu arbeiten, darüber hinaus aber mit zwei hintereinandergeschalteten Düsen. Abb. 86 zeigt einen zweistufigen Apparat Bauart Höfer. Das Verhältnis beider Stufen ist für die Förderung 0 ungefähr gleich zu machen. Die erforderlichen Dampfmen gen für beide Stufen verhalten sich etwa wie 1 : 8.

Eine Dampfersparnis erzielt man, wenn man den Dampf der ersten Düse in einem Zwischenkondensator verflüssigt, so daß er nicht wieder komprimiert zu werden braucht.

Abb. 87 veranschaulicht die Abhängigkeit des

Der adiabatische Wirkungsgrad, d. h. das Verhältnis der adiabatischen Verdichtungsarbeit des Gases zu dem adiabatischen Wärme-

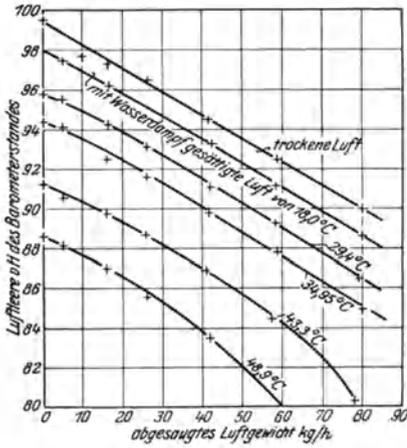


Abb. 88. Förderleistung eines zweistufigen Radojet-Apparates ohne Zwischenkondensation.

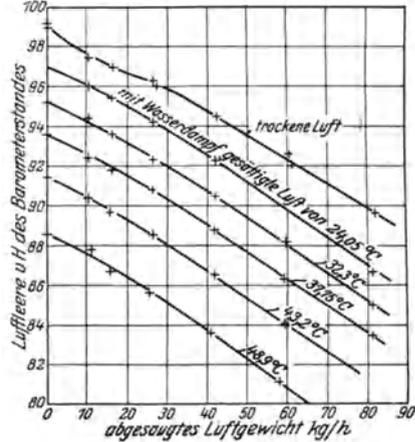


Abb. 89. Förderleistung eines zweistufigen Radojet-Apparates mit Zwischenkondensation.

gefälle des Dampfes ist außerordentlich verschieden. Aus den Abb. 86—89 und Angaben der Firma Gebr. Körting, Hannover wurden die Werte der

Abb. 90 ermittelt. Sie können nur als Anhalt für Überschlagsrechnungen dienen, dies nur für günstigste Betriebsverhältnisse, d. h. wenn die tatsächlichen Verhältnisse denjenigen entsprechen, die für die Konstruktion maßgebend waren.

Schwankt die zu fördernde Menge erheblich, so ist es vorteilhafter, mehrere kleinere Apparate parallel zu schalten. Zweistufige Verdichter werden beim Anfahren zunächst nur mit der zweiten Stufe betrieben. Erst bei 85% Vakuum setzt man auch die 1. Stufe in Tätigkeit. Zwecks schnelleren Anfahrens wird der Atmosphärenstufe oft ein einstufiger Apparat parallel geschaltet.

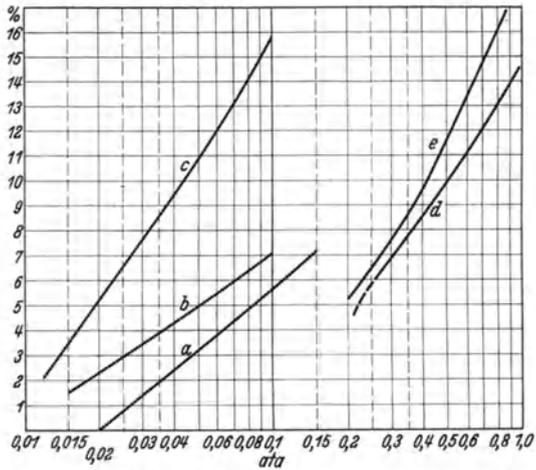


Abb. 90. Adiabatische Wirkungsgrade von Dampfstrahl-Vakuumpumpen. Es gelten a für Abb. 87, b für Abb. 88, c für Abb. 89, d für einstufige Apparate bei 8 atü Dampfdruck, e bei 3 atü Dampfdruck.

Den Dampfdruck wird man etwas niedriger als den Kesseldruck wählen, damit bei Schwankungen des letzteren nicht Versagen (Abschnappen) eintritt.

Die Verdichtung von Luft von 1 ata auf höhere Drücke erfordert nach Angaben der Firma Gebr. Körting, Hannover einen Dampfverbrauch ungefähr nach Abb. 91, woraus sich Wirkungsgrade von etwa 12—17% (die höheren Werte für die niedrigen Dampfdrücke) ergeben.

Dampfstrahl-Wärmepumpen, bei denen etwas feuchter Dampf mit geringem Druckverhältnis verdichtet wird, erreichen nach Angaben der Lurgi-Gesellschaft, Frankfurt a. M. 25—32% Wirkungsgrad.

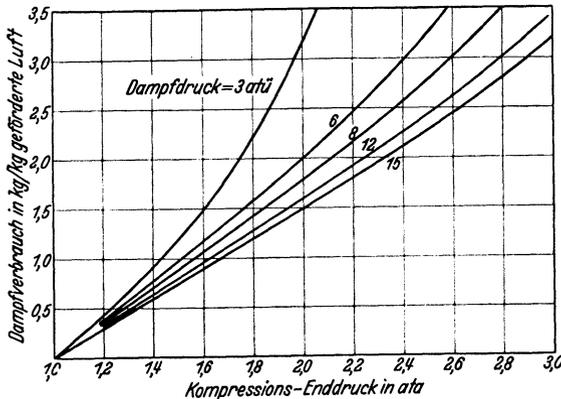


Abb. 91. Dampfverbrauch von Strahlapparaten für Verdichtung von 1 ata auf höhere Drücke.

Der adiabatische Wirkungsgrad erscheint sehr ungünstig; der isothermische wäre gemäß Abb. 49, S. 452 bzw. Abb. 3, S. 410 noch erheblich niedriger. Bei einem Vergleich mit einer Schiebervakuumpumpe, die von einer Dampfmaschine angetrieben wird (wegen der geringen Leistung meist elektrischer Antrieb), würde diese bessere Werte ergeben. Da die im Dampf verbleibende Wärme aber in der

Regel anderweitig nutzbar gemacht werden kann, ist der Wirkungsgrad nicht in erster Linie maßgebend. Wichtige Faktoren sind Einfachheit, Billigkeit in Anschaffung und Betrieb, Ölfreiheit des Abdampfes, geringer Platzbedarf usw.

Gasstrahlgebläse werden angewendet bei mittelbarem Saugzug von Kesselfeuerungen und bei der Sonderbewetterung in Bergwerken, wo sie an die Preßluftleitungen angeschlossen werden (Wetterlütten). Der Wirkungsgrad der letzteren beträgt nach Maerks [Glückauf 1924, 1027] nur 0,28—6,7%.

B. Wasserstrahlverdichter.

Für Wasser als Treibmittel gilt dasselbe Schema wie für Dampf (Abb. 85), nur ist die Düse nicht erweitert. Die Verdichtung kann als isotherm angesehen werden; die Arbeit L_{is} ist aus Abb. 48 und 49 zu ermitteln; siehe auch Abb. 3, S. 410.

Wasserstrahlverdichter großer Leistung finden hauptsächlich Verwendung als Vakuumpumpen für Kondensatoren von Dampfkraftanlagen, kleinste Einheiten dienen als Laboratoriumsgeräte.

Bezeichnen

H m WS den Überdruck des Wassers vor der Düse $\left(\frac{H}{10} + 1 = p_1 \text{ ata}\right)$,

p_3 ata den Druck des abzusaugenden Gases,

p_5 ata den Enddruck hinter dem Diffusor,

G_w kg das Gewicht des Wassers,

c m/s die Geschwindigkeit,

φ den Verlustfaktor für die Düse,

ζ eine Verlustzahl für den Diffusor,

so ist

$$[10 \cdot (p_5 - p_3) + H] \cdot \varphi = \frac{c_3^2}{2g} \text{ oder } H = \frac{c_3^2}{2g \cdot \varphi} - 10 \cdot (p_5 - p_3). \quad (41)$$

Im Diffusor geht wieder ein Teil der Energie durch Rückströmen des Gases, Wirbelung und Reibung verloren. Die durch die Geschwindigkeitsabnahme frei werdende Energie wird in Verdichtungsarbeit umgewandelt und zur Förderung des Wassers vom Druck p_3 auf den Druck p_5 verbraucht.

$$G_w \cdot (1 - \zeta) \cdot \frac{c_3^2 - c_5^2}{2 \cdot g} = L_{is} + G_w \cdot 10 \cdot (p_5 - p_3). \quad (42)$$

Aus den beiden Gleichungen erhält man

$$H = \frac{1}{G_w \cdot (1 - \zeta) \cdot \varphi} [L_{is} + G_w \cdot 10 \cdot (p_5 - p_3)] + \frac{c_3^2}{2 \cdot g \cdot \varphi} - 10 (p_5 - p_3). \quad (43)$$

Durch Multiplikation mit dem Wassergewicht ergibt sich die Pumpenarbeit in mkg

$$G_w \cdot H = \frac{L_{is}}{(1 - \zeta) \cdot \varphi} + \frac{G_w \cdot 10 \cdot (p_5 - p_3)}{(1 - \zeta) \cdot \varphi} [1 - (1 - \zeta) \cdot \varphi] + \frac{G_w}{\varphi} \cdot \frac{c_3^2}{2g}. \quad (44)$$

Das erste Glied wird durch Abb. 48, jedoch mit geändertem Maßstab dargestellt; das zweite entspricht einer Geraden, die bei p_5 die Abszissenachse schneidet und bei $p_3 = 0$ den Höchstwert erreicht. Der Austrittsverlust, den das Restglied darstellt, bleibe als annähernd konstant zunächst unberücksichtigt. Die Ordinaten der beiden genannten Kurven ergeben addiert eine parabelförmige Linie, deren Scheitel (bei dem kritischen Druck p_k) gegenüber der der Isotherme (Abb. 48) mehr oder weniger nach links verschoben ist.

Soll ein Versagen (Abschnappen) vermieden werden, so muß die Druckwasserenergie mindestens der Scheitelhöhe zuzüglich Austrittsverlust entsprechen. Je weiter p_k nach links abweicht, desto größer ist das erforderliche Maximum $G_w \cdot H$.

Infolge der isothermischen Verdichtung spricht man bei Wasserstrahlverdichtern selten vom adiabatischen Wirkungsgrad, sondern vom isothermischen, der definiert ist durch $\eta_{is} = \frac{L_{is}}{G_w \cdot H}$. Aus Gleichung (44)

geht hervor, daß $G_w \cdot H$ am kleinsten ausfällt, je kleiner G_w und je größer H . Eine gewisse Wassermenge ist aber zweifellos notwendig, um die Luft mitzureißen und am Rückströmen zu verhindern. η_{is} hängt also auch von der Vollkommenheit der Mischung zwischen Gas und Wasser ab. Der theoretische Höchstwert $\eta_{is} = (1 - \zeta) \cdot \varphi$ wird sich deshalb nie erreichen lassen.

Soll auf einen höheren als den kritischen Druck evakuiert oder dauernd auf einem solch hohen Druck gearbeitet werden, so ist es nicht notwendig, daß $G_w \cdot H$ dem Scheitelwert der Kurve entspricht.

Handelt es sich, wie es überwiegend der Fall ist, nicht um Förderung trockener Luft, sondern um Luft, die mehr oder weniger mit Wasserdampf gesättigt ist, so ist an Stelle von p_3 zu setzen $p_L - p_D$, wobei p_L den Druck der Luft und p_D den des Wasserdampfes bedeutet.

Abb. 92 zeigt als Beispiel den isothermischen Wirkungsgrad einer Wasserstrahl-Kondensationsluftpumpe von Gebr. Körting, Hannover. Die Dampftemperatur betrug etwa 18°C , der Wasserdampfdruck 15 mm Hg, die Wassermenge beim höchsten Vakuum etwa $100 \text{ m}^3/\text{h}$,

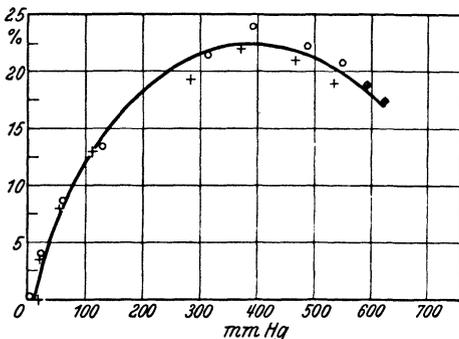


Abb. 92. Isothermischer Wirkungsgrad einer Körting-Wasserstrahl-Kondensations-vakuumpumpe.

bei dem geringsten Vakuum von etwa 30% etwa $75 \text{ m}^3/\text{h}$, der Wasserdruck 6 m.

Bei dem Vergleich der Wirkungsgrade von Dampf- und Wasserstrahlverdichtern ist zu berücksichtigen, daß der Unterschied zwischen η_{is} und η_{ad} bei hohem Vakuum sehr groß wird (vgl. Abb. 49), daß aber andererseits die Druckwasserenergie fast immer erst durch Pumpen erzeugt werden muß. Liegt der gewünschte Druck wesentlich oberhalb des Druckes p_k , so braucht die Wasser-

menge nicht für diesen Druck bemessen zu werden; infolgedessen sind dann die Wirkungsgrade erheblich besser als in Abb. 92 für die gleichen Drücke. Deshalb wendet man Wasserstrahlpumpen zuweilen in Verbindung mit Dampfstrahlpumpen an, indem letztere als Vakuumstufe, erstere als Atmosphärenstufe arbeitet.

Die Wasserpumpe wird bei manchen Ausführungen mit den Strahlapparaten zusammengebaut als rotierende oder Schleuderrad-Luftpumpen. Als einfache und in der Anschaffung billige Kleinapparate sind Wasserstrahlpumpen in Laboratorien viel im Gebrauch; bei dem in der Regel geforderten hohen Vakuum sind sie aber rotierenden Vakuum-pumpen (S. 455) in bezug auf Wirtschaftlichkeit und erreichbare Luft-leere sehr unterlegen.

C. Hydraulische Kompressoren.

Diese Apparate, die auf den ersten Blick nur eine Abart der Wasserstrahlapparate zu sein scheinen, arbeiten nach der Umkehrung des Prinzips der sog. Mammutpumpe (S. 568). Ein senkrecht fallrohr trägt am oberen Ende eine Anzahl Düsen, durch die Luft von dem einströmenden Wasser angesaugt wird. Am unteren Ende des Fallrohrs trennt sich in einem Abscheideraum die Luft vom Wasser, beide

strömen durch je ein Steigrohr ab. Der erzeugte Luftdruck entspricht der Höhe der Wassersäule im Steigrohr, ist aber nicht abhängig von dem Gefälle des Wassers. Die Verdichtung erfolgt hauptsächlich statisch, daher mit gutem isothermischen Wirkungsgrad, nämlich 0,6—0,7 bei 4—120 m Gefälle in einer Stufe. Bezeichnet Q die Wassermenge in m^3/h , H m das Wassergefälle, N_{is} nach Abb. 3 (S. 410) den isothermischen Leistungsbedarf in $\text{PS}/\text{m}^3/\text{min}$, so ist

$$\frac{Q \cdot H}{270} = \frac{N_{\text{is}}}{\eta_{\text{is}}}. \quad (45)$$

Ist Wasser mit natürlichem Gefälle vorhanden, so läßt sich Druckluft mit sehr geringen Betriebskosten erzeugen. Die Anlagekosten sind selbst dann, wenn ein Schacht für Steig- und Fallrohr zur Verfügung steht, oft höher als die eines normalen Kompressors. Da solche günstige Voraussetzungen sehr selten zutreffen, sind hydraulische Kompressoren praktisch nicht von Bedeutung.

VIII. Energierückgewinnung aus verdichtetem Gas.

Die dem Kompressor zugeführte Energie wird nach S. 408 restlos in Wärme umgesetzt. Diese wird zum geringen Teil an die umgebende Luft oder an das Fundament abgegeben, zum größten Teil aber an das Kühlwasser, oder sie wird, sofern kein Endkühler vorhanden ist, mit dem Gas fortgeführt. Die Kühlwassererwärmung ist eine Form der Energierückgewinnung, die allerdings im wirtschaftlichen Sinne keinen Gewinn, sondern einen Verlust bedeutet, da man für die Beseitigung dieses lästigen Abfallproduktes besondere Aufwendungen machen muß. Durch stärkere Ausnützung des Kühlwassers der Kühler (nicht aber der Zylinder), also hohe Ablauftemperaturen, ließe sich die Wärme in einer Form gewinnen, die eher verwertbar ist; aber die erzielbaren Wärmemengen sind verhältnismäßig gering. Die Kühlflächen müßten vergrößert werden, auch müßte wegen der Kesselsteinablagerung öfter gereinigt werden. Gewöhnlich stehen im Werk noch andere ergiebige Abfallwärmemengen zur Verfügung, so daß man fast nie von dieser Möglichkeit Gebrauch macht.

Die Tatsache, daß aus verdichtetem Gas mechanische Energie zurückgewonnen werden kann, steht mit den Hauptsätzen der Wärmelehre bzw. mit der obigen Behauptung, daß die Kompressionsarbeit in Wärme umgewandelt und abgeführt wird, nur scheinbar in Widerspruch. Die Wärme, die für die Leistung mechanischer Arbeit erforderlich ist, entnimmt das Gas seinem eigenen Wärmeinhalt, d. h. es kühlt sich stark ab oder die Wärme strömt von außen dem gekühlten Gase zu. — Ebenso wie die Kühlung bei dem eigentlichen Verdichtungs Vorgang sehr wenig wirksam ist, so daß dieser fast adiabatisch erfolgt, muß man auch trotz Erwärmung der Arbeitszylinder mit fast adiabatischer Expansion rechnen. Durch Erhitzung vor der Expansion bzw. bei mehrstufiger Expansion durch Zwischenerhitzung läßt sich die Arbeit je Gasmengeneinheit

erheblich steigern. Für die Ermittlung der Expansionsarbeit kann man wieder die Isotherme benützen (Abb. 3). Man rechnet das zur Verfügung stehende Volumen auf den Atmosphärendruck isothermisch um, d. h. man multipliziert mit dem Verhältnis der absoluten Drücke. Wendet man Vorerwärmung an, so rechnet man das Volumen noch im Verhältnis der absoluten Temperaturen nach Gleichung (4) um. Der isothermische Wirkungsgrad, bezogen auf die Anfangstemperatur, wird auch im günstigsten Falle kaum den für die Kompression erreichen. Herrscht am Austrittsstutzen der Expansionsmaschine derselbe Zustand wie am Saugstutzen des Kompressors — das ist dann der Fall, wenn man auf die Endtemperatur des Kompressors vor- bzw. zwischen-erhitzt —, so können nicht mehr als etwa 70% der an der Kompressorwelle aufgewandten Arbeit wieder gewonnen werden.

Die Höhe der Vor- bzw. Zwischenerhitzung hängt, wie beim Kompressor, von der Rücksicht auf die Schmierung bzw. bei einer Turbine von den Festigkeitseigenschaften des Materials bei höheren Temperaturen ab, auch von den steigenden Wärmeverlusten durch Leitung, Strahlung und im abströmenden Gas.

Eine nahezu kostenlose Wärmequelle steht dann zur Verfügung, wenn Kompressor und Expansionsmaschine dicht nebeneinander aufgestellt werden bzw. direkt auf dieselbe Kurbelwelle arbeiten. Die Kühler der Kompressoren ersetzt man durch Wärmeaustauscher mit Nachkühlern. Will man aus besonderen Gründen (z. B. Forderung nach einfacher Anlage und Überwachung) auf eine Vor- bzw. Zwischenerhitzung verzichten, so ist zu berücksichtigen, daß durch Vereisung Betriebsstörungen auftreten, wenn das Gas nicht wasserfrei ist. — Bei Druckluftlokomotiven im Bergbau ist die Luft durch die hohe Kompression auf 150—200 at praktisch wasserfrei. Infolgedessen kann man hier auf 20—30° unter Null expandieren lassen und begnügt sich mit geringer Vor- bzw. Zwischenerwärmung durch die warme Grubenluft. Bei Druckluftwerkzeugen wie Hämmer, Stampfer, Bohrmaschinen usw. muß man auf Erwärmung verzichten, ja sogar meistens auf die Expansion, da die Arbeitskolben volle Füllung erhalten. Das Verhältnis der mit den Werkzeugen geleisteten Arbeit zur Verdichtungsarbeit ist, abgesehen von den gewöhnlich noch reichlich großen Verlusten durch Undichtigkeiten der Rohrleitungen mit etwa 25% außerordentlich niedrig. Man findet sich wegen der außerordentlichen Vorzüge der pneumatischen Werkzeuge damit ab.

IX. Förderung von Gasen, Strömung durch Öffnungen und in Rohrleitungen.

A. Strömung durch Öffnungen.

Strömt Gas aus einem Raum mit dem konstanten Druck p_1 (ata) bzw. h_1 (mm WS) durch eine Öffnung in einen anderen mit dem Druck p_2 bzw. h_2 , so kann bei kleinem Druckverhältnis (bei 1,1 beträgt der Fehler

etwa 2%) die Geschwindigkeit w (m/s) nach der Bernoullischen Formel ermittelt werden

$$w = \varphi \cdot 2 \cdot g \cdot h / \gamma \quad (46)$$

oder unter Einsetzung von $h/\gamma = H$ (m Gassäule)

$$\varphi^2 \cdot H = \frac{w^2}{2 \cdot g}.$$

$\varphi = 0,98-0,99$ für gut abgerundete Düse,

$\varphi = 0,666$ für einfache Öffnung in dünner Wand.

Für größere Druckverhältnisse ist die adiabatische Expansionsarbeit nach Gleichung (14) zu berücksichtigen, die sich in Strömungsenergie umsetzt.

$$w = \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot g} \cdot \sqrt{L_{\text{ad}}}. \quad (47)$$

Diese Geschwindigkeit wird jedoch bei gewöhnlichen Mündungen begrenzt durch die kritische Geschwindigkeit w_k , die gleich der Schallgeschwindigkeit ist (für Luft $w_k = 332 \cdot \sqrt{1 + t/273}$). Sie tritt auf bei dem kritischen Druck p_k , d. h. wenn

$$\frac{p_k}{p_1} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}.$$

Für Gase mit $k = 1,4$ wird dieses Verhältnis gleich 0,528 oder der reziproke Wert $p_1/p_k = 1,894$. Ist p_2 kleiner als p_k , so erfolgt die restliche Expansion außerhalb der Mündung. Bei weiterer Steigerung von p_1 (Abb. 85) tritt kein Zuwachs an Geschwindigkeit und damit an Durchflußvolumen ein, wohl aber an Durchflußgewicht. Überkritische Geschwindigkeiten lassen sich erzielen in erweiterten (Laval-) Düsen.

B. Strömung in Rohrleitungen.

Die Gasströmung in Rohrleitungen erfolgt in der technischen Praxis stets turbulent. Die wirbelfreie (laminare) Strömung kommt nur bei sehr engen, glatten Leitungen und geringen Geschwindigkeiten vor und bleibt hier außer Betracht.

Höhenunterschiede zwischen Anfang und Ende der Leitung spielen eine Rolle bei Lüftungsanlagen und Kaminen, wenn durch Erwärmung ein Unterschied im spezifischen Gewicht verursacht wird; in anderen Anlagen nur, wenn die Höhenunterschiede sehr groß sind und das spezifische Gewicht sehr groß ist. So würde eine Preßluftleitung, für die über Tage ein Kompressor 7 ata erzeugt, in einer Tiefe von 1000 m 7,9 ata aufweisen, wenn kein Leitungswiderstand vorhanden wäre. Für einen Druck von 150 ata über Tage in der gleichen Tiefe etwa 170 ata.

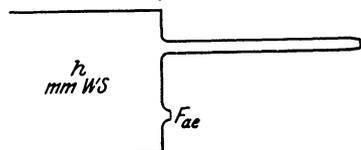
Für die Berechnung von Leitungen für ganz geringe Drücke, zu deren Erzeugung in der Regel Ventilatoren dienen, ist der Begriff des äquivalenten Querschnitts F_{ae} eingeführt. Für eine zu vergleichende Leitung mit dem Durchflußvolumen V m³/s und der Widerstandshöhe h ist F_{ae} derjenige Querschnitt, durch den bei gleicher Druckhöhe h das

gleiche Volumen V strömt. Abb. 93 drückt dies bildlich aus. Wird Kontraktion durch gute Abrundung vermieden, so ist

$$V = F_{ae} \cdot w_{ae} = F_{ae} \cdot 2 \cdot g \cdot h / \gamma. \quad (48)$$

Für Luft mit $\gamma = 1,226$ wird $F_{ae} = 0,25 \cdot V/h$.

Da alle Teilwiderstände (Eintritts-, Austritts- und Reibungswiderstände) von γ und w^2 abhängen, läßt sich für jeden ein äquivalenter Querschnitt angeben. Die Gesamtwirkung hintereinandergeschalteter Widerstände erhält man nach der Gleichung



$$\frac{1}{F_{ae}^2} = \frac{1}{F_1^2} + \frac{1}{F_2^2} + \frac{1}{F_3^2}. \quad (49)$$

Abb. 93. Schema für äquivalenten Querschnitt.

Sie wird am einfachsten graphisch gelöst gemäß Abb. 94. Die Höhe F_{ae} im rechtwinkligen Dreieck mit den Katheten

F_1 und F_2 stellt die Zusammenfassung dieser beiden Werte dar, F_{ae} ist die Höhe im rechtwinkligen Dreieck mit den Katheten F_{ae} und F_3 .

Der Reibungswiderstand h_r für Leitungen mit Kreisquerschnitt ist

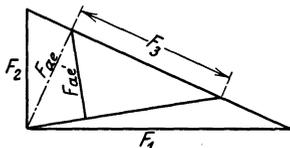


Abb. 94. Zusammensetzung von äquivalenten Querschnitten.

$$h_r = \frac{\lambda \cdot l \cdot \gamma \cdot w^2 \cdot 10^4}{d \cdot 2 \cdot g}. \quad (50)$$

1 und d sind die Länge bzw. der Durchmesser der Leitung in m, g ist die Erdbeschleunigung und λ ein Koeffizient, der abhängig ist von der Rauigkeit der Wand, vom Durchmesser, der Geschwindigkeit und der Zähigkeit des Gases. Für ihn sind die verschiedensten Formeln aufgestellt worden, von denen allerdings keine Allgemeingültigkeit beanspruchen kann. Für normale saubere Röhre und mittlere Durchmesser kann $\lambda = 0,01$ angenommen werden. Es steigt z. B. für verschmutzte Röhre (Staubförderung) bis 0,03. Die Geschwindigkeit für Lüftungsanlagen wählt man zu $w \leq 10$ m/s, für Staubsaugeleitungen $w = 15$ bis 18 zuweilen bis 25 m/s. Für andere als Kreisquerschnitte ist statt d zu setzen $4 F/U$, wenn F der Flächeninhalt und U der Umfang des beliebigen Kanals ist.

Von einer eingehenden Behandlung verzweigter Rohrleitungen für geringe Drücke muß hier abgesehen und auf V. Blaß [Die Strömung in Röhren. Oldenbourg 1911] verwiesen werden. Erwähnt sei nur, daß es darauf ankommt, kraftverzehrende Widerstände an den Verzweigungsstellen zu vermeiden. Dazu ist außer guter Formgebung noch erforderlich, daß die Querschnitte einer Verzweigungsstelle sich wie die äquivalenten Querschnitte der einzelnen Leitungen verhalten.

Für Leitungen höheren Druckes und Fernleitungen ist auf Grund von Messungen an ausgeführten Anlagen (normale Stahlrohre) folgende Formel aufgestellt worden:

$$\frac{p_1^2 - p_2^2}{1} \cdot 10^5 = 5973 \cdot 10^3 \cdot \gamma^{0,852} \cdot \frac{V \alpha}{d^{4,987}}. \quad (51)$$

d ist hier in mm einzusetzen, für γ der Wert von 15°C und 1 ata. α ist der Rauigkeitsgrad, für gewalzte Rohre 1,853. Das Nomogramm Abb. 95 [Industr.-Gas 1930, Nr. 7, 197] ermöglicht eine schnelle Lösung. Bemerkenswert ist, daß der Durchmesser in fast der 5. Potenz vorkommt.

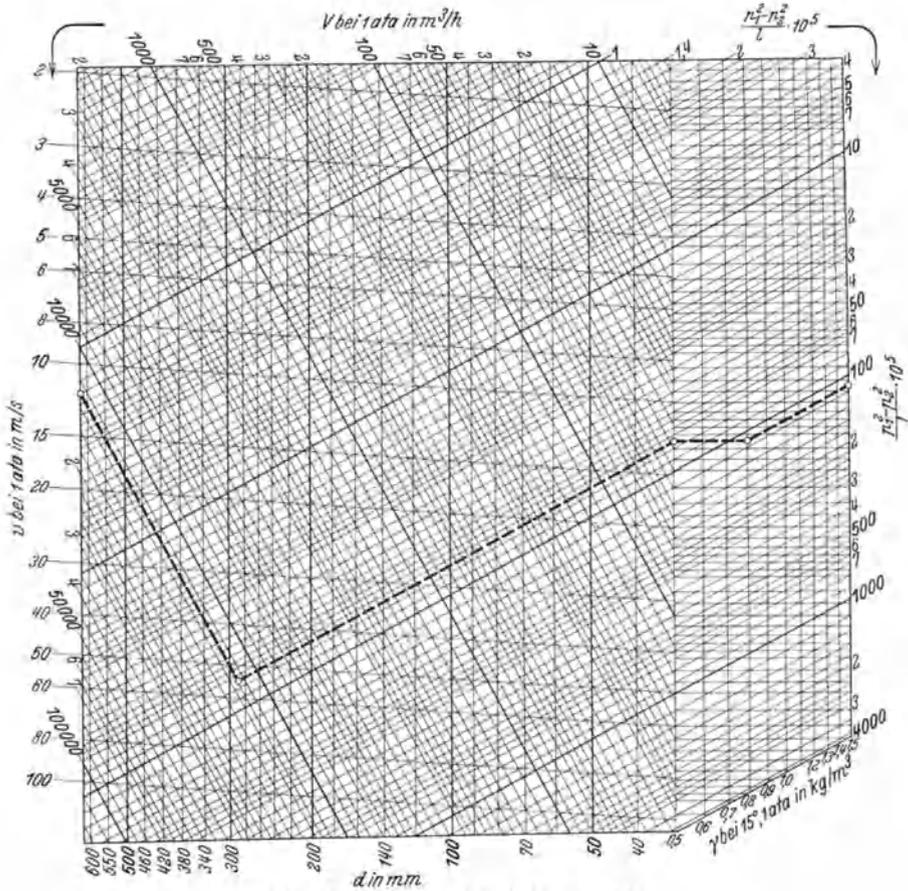


Abb. 95. Nomogramm zu Gleichung (51).

In die Leitung eingebaute Krümmen, T-Stücke, Ventile usw. haben natürlich einen größeren Widerstand als ihrer Länge entspricht. Man setzt dafür die sog. gleichwertige Länge ein, die vom Durchmesser und der Geschwindigkeit abhängt. Für mittlere Geschwindigkeiten können die Werte der folgenden Tabelle zugrunde gelegt werden.

Für die Ausführung von Rohrleitungen sollte man möglichst die DIN-Normen anwenden. Federnutflanschen werden nur selten z. B. bei NH_3 verwendet. Bei Hochdruck wird Rohr gegen Rohr unter Zwischenlage von ebenen Dichtungen aus Cu, Al oder Ni oder mittelst Linsen

Durchmesser mm	25	50	100	150	200	250	300	400	500
Normalventil ¹ . .	6	15	35	60	85	110	140	200	260
Eckventil	3	7	15	25	35	50	60	85	110
Schieber	0,3	0,7	1,5	2,5	3,5	5	6	8,5	11
T-Stück	2	4	10	17	24	32	40	60	75
Krümmen	0,2	0,4	0,7	1,7	2,4	3,2	4	6	7,5
Plötzliche zentrale Verengung	0,5	1	2,5	4	6	8	10	15	10

aus Stahl zwischen kegelig ausgearbeiteten Rohrenden gedichtet. Gewindeflanschen werden dabei in der Regel nicht mit dem Rohr verschweißt.

Bei der Anlage von Leitungen sind etwaige Wärmedehnungen durch Einschaltung von Rohrbogen oder Stopfbüchsen zu berücksichtigen. Für Gase, die Flüssigkeit absondern, sind Abscheidegefäße vorzusehen. Bei Atmosphärendruck kann die Abführung der Flüssigkeit durch Syphon erfolgen. Auf automatische Ableitung unter Druck (Kondensatöpfe) sollte man sich nicht allzusehr verlassen.

Förderung von Flüssigkeiten, besonders von Säuren und Laugen.

Von Dipl.-Ing. E. Wisotzky VDI, Charlottenburg.

Einleitung.

Zur Förderung von Flüssigkeiten dienen:

I. Kolbenpumpen, deren Wirkung auf der hin und her gehenden Bewegung eines Verdrängers beruht.

II. Kreiselpumpen (und Schraubenpumpen), bei denen die in einem umlaufenden Schaufelrad erzeugte Zentrifugalkraft zur Förderung der Flüssigkeit ausgenutzt wird.

III. Sonstige Vorrichtungen, Flügelpumpen und Rotations- oder Wälzkolbenpumpen mit einem oder mit mehreren schwingenden oder umlaufenden Verdrängern, ferner Vorrichtungen ohne bewegte Teile, die die unmittelbare Wirkung von Dampf, Druckluft oder brennbaren Gasen verwenden, wie Pulsometer, Strahlpumpen, Mammutpumpen, Humphrey-Pumpen, Montejus, Widder.

IV. Einrichtungen zur Fortleitung von Flüssigkeiten, Rohrleitungen und Armaturen.

¹ Moderne Sonderkonstruktionen erheblich weniger.

I. Kolbenpumpen¹.

A. Förderhöhe.

Die gesamte (manometrische) Förderhöhe der Pumpe beträgt

$$H = H_n + H_w \tag{1}$$

in m Flüssigkeitssäule. Hierin ist H_n in m die Nutzförderhöhe (senkrechter Höhenunterschied zwischen Unterwasserspiegel und Auslauf des Druckrohres) (Abb. 1); H_w in m Flüssigkeitssäule die Summe der hydraulischen Widerstände der Rohrleitung.

Fördert die Pumpe aus einem geschlossenen Behälter mit dem Druck p' (in kg/cm²) in einen geschlossenen Behälter mit dem Druck p'' (etwa in einen Dampfkessel), so vergrößert sich die Förderhöhe um die Differenz dieser beiden Drücke, umgerechnet in m Flüssigkeitssäule, auf

$$H = \frac{(p'' - p') \cdot 10000}{\gamma} + H_n + H_w \tag{2}$$

γ = Gewicht der Förderflüssigkeit in kg/m³. An vorhandenen Pumpen werden der Druck p_s im Luftraum des Saugwindkessels und p_d (beide in kg/cm²) im Luftraum des Druckwindkessels gemessen (Abb. 1). Dazu kommt die senkrechte Entfernung zwischen den Flüssigkeitsspiegeln im Saug- und Druckwindkessel e , so daß sich ergibt:

$$H = \frac{(p_d - p_s) \cdot 10000}{\gamma} + e. \tag{3}$$

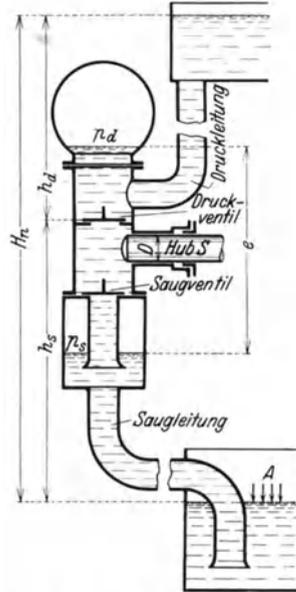


Abb. 1. Einfachwirkende Kolbenpumpe mit Rohrleitung, schematisch.

B. Hydraulische Widerstandshöhe der Rohrleitung.

Die gesamte hydraulische Widerstandshöhe einer Rohrleitung ist

$$H_w = \frac{c^2}{2g} + \Sigma \zeta \cdot \frac{c^2}{2g} = \tag{4}$$

Geschwindigkeitshöhe + Reibungshöhe in m Flüssigkeitssäule, worin c in m/s die mittlere Strömungsgeschwindigkeit, $g = 9,81$ m/s² (die Erdbeschleunigung), $\Sigma \zeta$ die Summe aller Widerstandsbeiwerte in der Rohrleitung ist. (Alle Widerstände innerhalb der Pumpe selbst gehen zu Lasten dieser und sind im Wirkungsgrad η [Gleichung (21 b)] enthalten.) Die Geschwindigkeitshöhe $\frac{c^2}{2g}$ ist unabhängig vom Druck

¹ Vgl. H. Berg: Die Kolbenpumpen, 3. Aufl. Berlin: Julius Springer 1926.

* Vgl. Regeln für Leistungsversuche an Kreiselpumpen. VDI-Verlag 1928.

in der Flüssigkeit und von den Reibungswiderständen und kann gegenüber dem Wert $\Sigma \zeta \frac{c^2}{2g}$ bei Leitungslängen $L \gg 1000 \cdot d$ meist vernachlässigt werden.

1. Der Widerstand in geraden zylindrischen Rohren

von der Länge L in m und dem Durchmesser d in m ist

$$\zeta = \lambda \cdot \frac{L}{d}. \tag{5}$$

Für glatte Rohre ist nach den Untersuchungen von Jakob und Erk [Der Druckabfall in glatten Rohren und die Durchflußziffer von Normaldüsen. Mitt. physik.-techn. Reichsanstalt, Berlin: VDI-Verlag 1924] die Widerstandsziffer

$$\lambda_0 = 0,0072 + 0,6104 \cdot Re^{-0,35}, \tag{6}$$

also abhängig von der Reynoldsschen Zahl $Re = \frac{c \cdot d}{\nu}$ und damit außer von der Strömungsgeschwindigkeit c in m/s und dem Rohrdurchmesser d in m von der kinematischen Zähigkeit ν in m^2/s der Förderflüssigkeit. Bei sehr großen Werten für Re verschwindet das zweite Glied und H_w ändert sich genau entsprechend dem Quadrat der Geschwindigkeit.

Je rauher die Wand, um so größer wird λ . Nach Mises [Elemente der technischen Hydrodynamik, S. 62 f. Leipzig u. Berlin 1914] gelten für Wandungen verschiedener Rauigkeit die Gleichungen:

$$\lambda = 0,0096 + \frac{1}{\sqrt{d}} \left(\sqrt{k} + 1,7 \sqrt{\frac{\nu}{c}} \right) \tag{7}$$

und demnach für Wasser von 20° C mit $\nu = 1 \cdot 10^{-6} m^2/s$

$$\lambda = 0,0096 + \frac{1}{\sqrt{d}} \left(\sqrt{k} + \frac{0,0017}{\sqrt{c}} \right); \tag{8}$$

k bedeutet die absolute Rauigkeit, d. h. eine dem Mittel aus den Unebenheiten der Wandung verhältnisgleiche Länge [vgl. auch L. Prandtl: Neuere Ergebnisse der Turbulenzforschung. Ztschr. VDI 1933, 105], für die nach Mises Tabelle 1 gilt:

Tabelle 1. Absolute Rauigkeit k für verschiedene Wandungen nach v. Mises.

Material	k in m	\sqrt{k} in $m^{1/2}$
Glas	0,064 ÷ 0,256 · 10 ⁻⁶	0,25 ÷ 0,5 · 10 ⁻³
Gezogenes Messing, Blei, Kupfer .	0,064 ÷ 0,32 · 10 ⁻⁶	0,25 ÷ 0,56 · 10 ⁻³
Zement, geschliffen.	2,40 ÷ 4,80 · 10 ⁻⁶	1,55 ÷ 2,2 · 10 ⁻³
Zement, roh.	6,40 ÷ 12,80 · 10 ⁻⁶	2,5 ÷ 3,6 · 10 ⁻³
Gasrohr.	6,40 ÷ 16,0 · 10 ⁻⁶	2,5 ÷ 4,0 · 10 ⁻³
Asphaltes Blech- oder Gußrohr.	9,6 ÷ 19,2 · 10 ⁻⁶	3,1 ÷ 4,4 · 10 ⁻³
Gußrohr, neu	32,0 ÷ 64,0 · 10 ⁻⁶	5,65 ÷ 8,0 · 10 ⁻³
Gußrohr, gebraucht	80 ÷ 160 · 10 ⁻⁶	9,0 ÷ 12,6 · 10 ⁻³
Blechrohr, genietet.	64 ÷ 160 · 10 ⁻⁶	8,0 ÷ 12,6 · 10 ⁻³

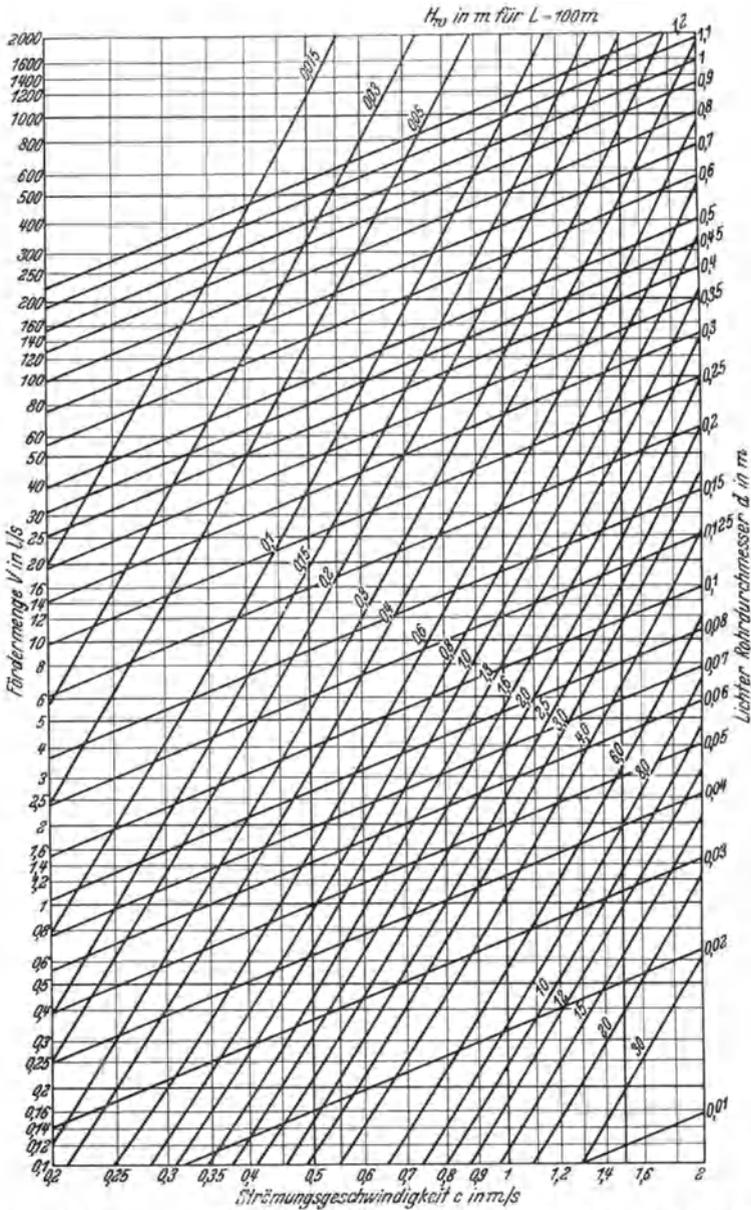


Abb. 2. Fördermengen und Widerstandshöhen in geraden Rohrleitungen, abhängig von Rohrdurchmesser und Wassergeschwindigkeit.

Für Wasser kann meistens mit genügender Genauigkeit die Gleichung von Lang gewählt werden:

$$\lambda = 0,02 + \frac{0,0018}{\sqrt{c \cdot d}} \quad (9)$$

Der Wert 0,02 gilt zunächst für neue gußeiserne Muffenrohrleitungen, während für ganz glatte Rohrleitungen 0,012 gesetzt werden kann. Für Überschlagsrechnungen kann $\lambda = 0,03$ angenommen und mit dem gefundenen d der wirkliche Wert für λ nachgeprüft werden.

Tabelle 2. Werte für $(d/d_1)^5$.

d_1/d	$(d/d_1)^5$	d_1/d	$(d/d_1)^5$
0,10	100000	0,60	12,9
0,15	13150	0,65	8,62
0,20	3125	0,70	5,95
0,25	1024	0,75	4,21
0,30	411	0,80	3,06
0,35	226	0,85	2,27
0,40	97,6	0,90	1,69
0,45	54,2	0,93	1,44
0,50	32,0	0,95	1,29
0,55	19,9	0,98	1,18

Die starke Inkrustierung der Rohrwände, die als Folge der Abscheidungen aus dem Wasser meistens zu erwarten ist, kann durch Wahl eines entsprechend größeren Rohrdurchmessers berücksichtigt werden. Ist d der ursprüngliche und d_1 der lichte Durchmesser nach der Inkrustierung, so wird die Widerstandshöhe

$$H_{w_1} = H_w \cdot (d/d_1)^5. \quad (10)$$

In Abb. 2 entsprechen die Ordinaten den Fördermengen

$$V = 1000 \cdot c \cdot \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \text{ in l/s,}$$

die Abszissen den Strömungsgeschwindigkeiten c in m/s; die flacher geneigten Linien geben die zugehörigen Rohrdurchmesser d in m und die steileren Kurven die zugehörigen Widerstandshöhen $H_w = \lambda \frac{L}{d} \cdot \frac{c^2}{2g}$ in m

Wassersäule für $L = 100$ m gerade Rohrleitung und für $\lambda = 0,02 + \frac{0,0018}{\sqrt{c \cdot d}}$

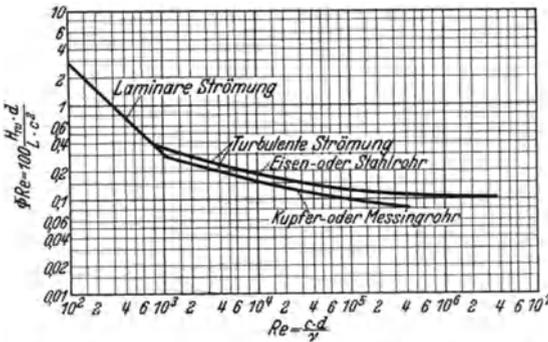


Abb. 3. Reibung von Flüssigkeiten in Rohrleitungen.

nach Lang. H_w ändert sich bei gleichem d annähernd entsprechend c^2 .

Beispiel: $V = 250$ l/s bei $c \approx 1,3$ m/s erfordert einen Rohrdurchmesser $d = 0,5$ m. Da hierfür $c = 1,275$ m/s und bei $H_w = 0,3$ m $c = 1,15$ m/s, wird das gesuchte $H_{wx} = 0,3 \cdot \left(\frac{1,275}{1,15}\right)^2 = 0,37$ m

Wassersäule oder auch bezogen auf $H_w = 0,4$ m

bei $c = 1,33$ m/s ebenfalls $H_{wx} = 0,4 \cdot \left(\frac{1,275}{1,33}\right)^2 = 0,37$ m.

Für beliebige Flüssigkeiten mit beliebigem ν gilt nach Reynolds die Beziehung

$$\Phi Re = \Phi \left(\frac{c \cdot d}{\nu} \right) = \frac{H_w \cdot d}{c^2 \cdot L}, \quad (11)$$

worin Φ ein durch Versuche gefundener Funktionswert und H_w der Reibungsverlust in m Flüssigkeitssäule für die Rohrlänge L in m.

Abb. 3* gibt für eine gerade Rohrlänge von 100 m die Werte für $100 \cdot \frac{H_w \cdot d}{L \cdot c^2} = \Phi Re$, woraus H_w berechnet werden kann.

* Entnommen aus Badger-McCabe: Elemente der Chemie-Ingenieurtechnik, übersetzt von Kutzner. Berlin: Julius Springer 1932.

Beispiel: Benzol von 20° C mit einem $\nu = 0,75 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ sei mit $c = 0,9 \text{ m/s}$ durch eine Rohrleitung mit $d = 0,15 \text{ m}$ und $L = 350 \text{ m}$ Länge zu pumpen. Es ist $Re = \frac{0,9 \cdot 0,15}{0,75} \cdot 10^6 = 180000$. Aus Abb. 3 ergibt sich $\Phi Re = 0,117$ und daraus $H_w = \frac{0,117 \cdot 350 \cdot 0,9^2}{100 \cdot 0,15} \cong 2,21 \text{ m}$, wozu noch der Widerstand der etwaigen Formstücke und Absperrvorrichtungen kommt (s. unten Ziffer 2).

Die mittlere Geschwindigkeit c wählt man in Druckleitungen für Wasser zu 0,6—1,0—2,0 m/s, in Saugleitungen zu 0,7 bis max 1,0 m/s, für dickflüssige Stoffe entsprechend weniger, die größeren Werte für kleinere Leistungen und kurze Leitungen, für hohe Drücke (Preßwasserpumpen) auch noch höhere Werte. Hohe Geschwindigkeiten ergeben enge und billige Rohrleitungen, aber großen Reibungswiderstand und Kraftbedarf. Bei langen Leitungen ist deshalb die Rohrweite mit Rücksicht auf die Wirtschaftlichkeit der ganzen Anlage zu ermitteln.

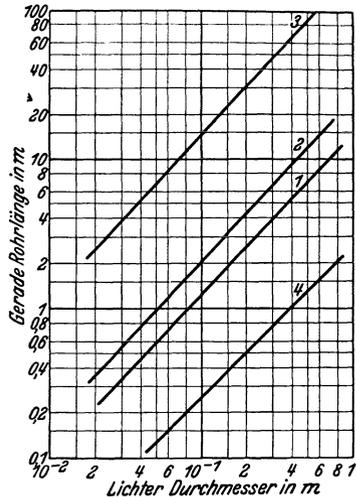


Abb. 4. Widerstand in Rohrformstücken und Ventilen, ausgedrückt in m Rohrlänge.

2. Widerstände in Formstücken und Armaturen.

a) Abb. 4 gibt in Abhängigkeit vom Rohrdurchmesser für verschiedene Formstücke und Ventile als Mindestwerte die entsprechenden geraden Rohrlängen L in m an, welche den gleichen Widerstand haben. Es gelten: Kurve 1 für normale 90° Krümmer mit Schenkellängen $d_{(\text{mm})} = 100 \text{ mm}$ und für 90° Krümmer mit Krümmungsradius $r = 5d$, ferner für Rhei-Ventile¹ mit den 10fachen Werten.

Kurve 2 für 90° Krümmer mit Krümmungsradius $r = 10d$ und

für stumpf abgeschnittene Einlaufende der Saugleitung , ferner

für einen Saugkorb mit mindestens den doppelten Werten (Widerstand im Fußventil kommt hinzu),

für T-Stücke bei gleicher Geschwindigkeit in den 3 Abzweigungen gelten nach Brabbée

in der Durchgangsrichtung die doppelten Werte der Kurve 2 

in der Abzweigungsrichtung die 3fachen Werte 

für den Zusammenlauf die 6fachen Werte 

(durch gute Abrundung der Kanten kann der Widerstand wesentlich vermindert werden).

¹ Vgl. Abschnitt IV, S. 589.

Kurve 3 für normale Din-Ventile ¹.

Kurve 4 für trichterförmiges Einlaufende des Saugrohres  und für Freiflußventile ¹, für diese mit den 10fachen Werten.

β) Krümmer. Scharfkantige Kniee sind zu vermeiden. Für Bogenstück mit kreisförmigem Querschnitt (Abb. 5) ist

$$\zeta = 0,13 + 0,16 \cdot \left(\frac{d}{r}\right)^{3,5}. \quad (12)$$

Die Gleichung ergibt die Widerstandsziffer für die erste Ablenkung des Strahles, unabhängig von der Länge der Krümmung, solange r sich



Abb. 5.



Abb. 6.

Abb. 5, 6 und 7. Krümmer.



Abb. 7.

nicht ändert. Hierzu kommt also für die Länge des Bogens das ζ für gerades Rohr [Gleichung (5) S. 496] (s. Abb. 4).

Tabelle 3. Für verschiedene Verhältnisse $d:r$.

$d:r$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
ζ	0,13	0,131	0,132	0,136	0,16	0,20	0,29	0,43	0,66	0,96	1,4	2,0

Zwei nach Abb. 6 aufeinanderfolgende Krümmer ergeben den doppelten, nach Abb. 7 den $1\frac{1}{2}$ fachen Wert für ζ .

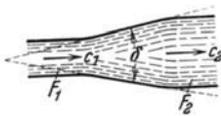


Abb. 8.

Abb. 8 und 9. Querschnittserweiterung.

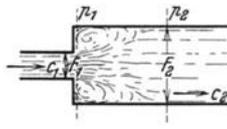


Abb. 9.

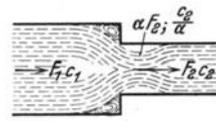


Abb. 10.

Querschnittsverengung.

γ) Querschnittserweiterung am günstigsten bei glatter Wand und dem Erweiterungswinkel $\delta \approx 8^\circ$ (Abb. 8)

$$\zeta = (0,15 \div 0,20) \cdot \left[1 - \left(\frac{F_1}{F_2}\right)^2\right], \quad (13)$$

bezogen auf c_1 ; für plötzliche Erweiterung (Abb. 9)

$$\zeta = \left(\frac{F_2}{F_1} - 1\right)^2 \quad (14)$$

bezogen auf c_2 .

d) Querschnittsverengung (zentral) bei konischem Übergang $\zeta = 0$; bei scharfkantiger Verengung (Abb. 10)

$$\zeta = 0,04 + \left(\frac{1}{\alpha} - 1\right)^2, \quad (15)$$

Vgl. Abschnitt IV, S. 589.

α = Kontraktionszahl, das Verhältnis des eingeschnürten Strahles zur Durchflußöffnung F_2 .

Tabelle 4. α und ζ für verschiedene Verhältnisse $F_2:F_1$.

$F_2:F_1$	0,01	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
α	0,60	0,61	0,62	0,65	0,70	0,77	1,00
ζ	0,50	0,46	0,42	0,33	0,23	0,13	0,00

bezogen auf c_2 .

ε) **Widerstand von Absperrvorrichtungen.** Während in geraden Röhren der Strömungswiderstand mit zunehmendem Durchmesser abnimmt, steigt er bei Ventilen mit zunehmendem Durchmesser sehr schnell an (vgl. Abb. 4). Deshalb sind für größere Durchmesser ausschließlich Absperrschieber zu verwenden. Diese sowie Durchgangshähne haben in ganz geöffnetem Zustande nur etwa 4—8% des Widerstandes eines normalen Absperrventiles. Ist die Strömung von oben gegen den Ventilteller gerichtet, so ist der Widerstand etwa 25% größer als bei der Strömung von unten; deshalb ist nach Möglichkeit die letztere zu wählen, zumal in diesem Falle das Öffnen des Ventiles leichter erfolgt und bei geschlossenem Ventil die Stopfbüchse entlastet ist.

C. Volumetrischer Wirkungsgrad, Fördermenge.

Es bedeuten:

D den Kolbendurchmesser in m;

$F = \frac{D^2 \cdot \pi}{4}$ den Kolbenquerschnitt in m²;

d den Kolbenstangendurchmesser in m;

$f = \frac{d^2 \cdot \pi}{4}$ den Kolbenstangenquerschnitt in m²;

S den Kolbenhub in m;

n die Anzahl der Umdrehungen bzw. der Doppelhübe je min;

$u_m = \frac{S \cdot n}{30}$ die mittlere Kolbengeschwindigkeit in m/s;

V_k den vom Kolben verdrängten Rauminhalt in m³/s;

V die von der Pumpe tatsächlich geförderte Flüssigkeitsmenge in m³/s;

η_v den volumetrischen Wirkungsgrad.

Es treten unvermeidliche Förderverluste auf: durch nicht rechtzeitigen Schluß der Pumpenventile, durch Undichtheiten der Ventile sowie der Abdichtungen des Kolbens und der Kolbenstange, durch Luft im Pumpenzylinder, die sich unter der Einwirkung des Unterdruckes beim Ansaugen aus dem Wasser abscheidet oder durch Undichtheiten in der Saugleitung und der Stopfbüchse eindringt, unter Umständen auch infolge fehlerhafter Konstruktion im Pumpenzylinder verbleibt und bei jedem Kolbenhingang bzw. -rückgang sich ausdehnt und wieder zusammengedrückt wird (vgl. Abschnitt N, S. 531, das Pumpendiagramm). Deshalb erfolgt die Ausbildung des Pumpenzylinders so, daß die in ihn gelangte Luft bei jedem Druckhub durch das Druckventil entweichen kann, und daß kein Luftsack vorhanden ist. Infolge der genannten Verluste ist

das Verhältnis der tatsächlichen Fördermenge zu dem vom Kolben verdrängten Rauminhalt, der volumetrische Wirkungsgrad η_v , stets kleiner als 1, also

$$\eta_v = \frac{V}{V_k}. \quad (16)$$

Es kann für guten Betriebszustand angenommen werden:

$\eta_v = 0,97 \div 0,99$ für große Pumpen bester Ausführung (Wasserwerks- und Wasserhaltungspumpen);

$\eta_v = 0,94 \div 0,98$ für mittelgroße gute Pumpen;

$\eta_v = 0,85 \div 0,94$ für kleine Pumpen und weniger gute Ausführung.

Die möglichen Ursachen für Förderverluste sind in Absatz N (S. 531) über das Pumpendiagramm behandelt.

Bei einer einfachwirkenden Kolbenpumpe ist die Fördermenge

$$V = \eta_v \cdot \frac{F \cdot S \cdot n}{60} = \eta_v \cdot \frac{F \cdot u_m}{2} \quad (17)$$

in m^3/s und der Kolbendurchmesser

$$D = \sqrt[2]{\frac{8 \cdot V}{\pi \cdot \eta_v \cdot u_m}} \quad (17a)$$

in m.

Bei einer doppeltwirkenden Kolbenpumpe (Abb. 26, 27 und 29) ist

$$V = \eta_v \cdot (2F - f) \cdot \frac{S \cdot n}{60} = \eta_v \cdot (2F - f) \cdot \frac{u_m}{2} \quad (18)$$

in m^3/s und der Kolbendurchmesser

$$D = \sqrt[2]{\frac{4 \cdot V}{\pi \cdot \eta_v \cdot u_m} + \frac{1}{2} d^2} \quad (18a)$$

in m.

Für Differentialpumpen gelten die Gleichungen (17) und (17a) der einfachwirkenden Pumpe, bezogen auf den starken Teil des Kolbens. Sie wirken einfach saugend, aber doppelt drückend. Meist wird man Zwillings- oder Drillingspumpen vorziehen.

Die Förderleistung bzw. der volumetrische Wirkungsgrad η_v vorhandener Pumpen wird bestimmt durch Ermittlung der Zeit, die zum Leerpumpen oder zum Vollpumpen eines Behälters von bekannten Abmessungen, also bekanntem Inhalt, benötigt wird.

Die laufende Messung der Fördermenge erfolgt durch in die Rohrleitung eingebaute Wassermesser mit bewegten Teilen als Geschwindigkeitsmesser mit Flügelrad (Woltmann-Messer) oder als Mengemesser mit Taumelscheibe oder mit hin und her gehendem Kolben oder aber durch Meßvorrichtungen ohne bewegte Teile wie das Staurohr von Prandtl und neuerdings mit Vorteil durch Normdüsen oder Normblenden. Venturimeter arbeiten nach dem gleichen Grundsatz, haben aber wegen der anschließenden kegelförmigen Übergänge geringeren Druckverlust. Die Meßvorrichtungen werden auch mit selbsttätiger Aufzeichnung gebaut. Sie sind möglichst weit hinter der Pumpe und so einzubauen, daß vor und hinter ihnen die Rohrleitung auf eine möglichst große Länge (mindestens auf 3 m) gerade verläuft [vgl. R. Hermann:

Strömungswiderstand in Rohrleitungen. Leipzig: Akademische Verlagsgesellschaft 1930], da sonst die Genauigkeit der Anzeige durch Wirbel beeinträchtigt werden kann.

Weiter können Auslauföffnungen oder Überfälle (nach Poncelet) verwendet werden.

(Näheres s. Kapitel „Technische Meß- und Regelverfahren“, Bd. I, S. 573.)

In Wasser- und Kanalpumpwerken wird meist durch einen mit der Pumpe verbundenen Hubzähler die Anzahl der gemachten Pumpenhübe festgestellt und mit der durch Versuche oder auch rechnerisch mit einem angenommenen η_v ermittelten Förderleistung je Hub multipliziert und so die gesamte Fördermenge bestimmt.

D. Nutzleistung und Kraftbedarf.

Die Nutzleistung einer Pumpe in PS (Pumpen-PS) ist

$$N_n = \gamma \cdot \frac{V \cdot H}{75} \quad (19)$$

(Gewicht der tatsächlichen Fördermenge in kg/s mal gesamte Förderhöhe [vgl. Gleichung (1)] in m dividiert durch 75 kg · m).

Die indizierte Pumpenarbeit N_i ist gleich dem vom Kolben verdrängten Flüssigkeitsgewicht in kg/s multipliziert mit der auf dem Kolben lastenden gesamten Widerstandshöhe, d. h. der Förderhöhe H zuzüglich der innerhalb der Pumpe (in Abb. 1 auf der Strecke e) auf den Flüssigkeitsstrom wirkenden Widerstände h_p , vornehmlich in den Ventilen, ausgedrückt in m Flüssigkeitssäule, also

$$N_i = \gamma \cdot \frac{V_k \cdot (H + h_p)}{75} \text{ in PS}_i. \quad (20)$$

Der indizierte Wirkungsgrad

$$\eta_i = \frac{N_n}{N_i}, \quad (21)$$

in dem auch der volumetrische Wirkungsgrad η_v enthalten ist [Gleichung (16)].

Weiter ist der mechanische Wirkungsgrad

$$\eta_m = \frac{N_i}{N_e} \quad (21a)$$

bedingt durch die mechanischen Reibungswiderstände des Kolbens und der Triebwerksteile.

Der Gesamtwirkungsgrad

$$\eta = \eta_i \cdot \eta_m = \frac{N_n}{N_e} \quad (21b)$$

umfaßt alle Verluste in der Pumpe (aber nicht in der Rohrleitung).

Die erforderliche Antriebs- oder Wellenleistung ist

$$N_e = \frac{N_n}{\eta} = \gamma \cdot \frac{V \cdot H}{75 \cdot \eta} \text{ (PS}_e \text{ oder Wellen-PS)}. \quad (22)$$

η ist außer von der Güte der Ausführung und dem Zustande der Pumpe in hohem Maße auch abhängig von der Größe der Förderleistung

und der Förderhöhe. Je kleiner diese beiden sind, um so mehr macht sich der Einfluß der mechanischen Reibungswiderstände und der Strömungswiderstände sowie der Undichtheiten innerhalb der Pumpe geltend, um so kleiner wird also η . Man kann annehmen

$\eta = 0,9 \div 0,95$ bei direktem Dampfantrieb, wenn die Antriebsarbeit an der Kolbenstange gemessen wird;

$\eta = 0,85 \div 0,90$ bei großen, elektrisch betriebenen, mit dem Motor direkt gekuppelten Pumpen (Wasserhaltungen);

$\eta = 0,75 \div 0,90$ je nach Größe und Förderhöhe, wenn die Antriebsarbeit an der Kurbelwelle oder der auf dieser sitzenden Riemenscheibe gemessen wird, bei kleinen Handpumpen auch noch niedriger.

Für Umrechnungen ist zu beachten:

1 PS ist gleich $75 \text{ kg} \cdot \text{m/s}$ oder $270000 \text{ kg} \cdot \text{m/h}$ oder $270 \text{ t} \cdot \text{m/h}$ oder $0,736 \text{ kW/h}$;

1 kW ist gleich 1,36 PS. 1 kW/h gleich $367000 \text{ kg} \cdot \text{m}$.

Mit einiger Genauigkeit kann nach dem Vorgang von Hrabák [Hilfsbuch für Dampfmaschinentechner, Teil II, Tabellen S. 36. Berlin: Julius Springer 1897] η bestimmt werden aus der Gleichung

$$\eta = \eta_v \cdot \frac{H}{H(1 + \mu) + h_l + h_v} \quad (23)$$

Hierin ist μ der Beiwert der zusätzlichen Reibung, h_l der Leerlaufwiderstand der Pumpe in m Wassersäule, h_v der Ventilwiderstand in m Wassersäule.

h_l und μ können für verschiedene Kolbendurchmesser D und Förderhöhen H der Tabelle 5 entnommen werden. Der Ventilwiderstand h_v beträgt etwa 0,6—1,0 m Wassersäule bei kleinen und mittleren Förderhöhen bis etwa 2 m bei größeren Förderhöhen und großen Ventilen.

Tabelle 5. Leerlaufwiderstand h_l und Beiwert μ der zusätzlichen Reibung.

Kolben σ D in m	h_l in m Wassersäule für Förderhöhen H in m						μ
	15	30	50	75	100	150	
0,10	3,10	3,30	3,60	3,80	4,00	4,20	0,113
0,15	2,30	2,48	2,78	2,98	3,18	3,38	0,104
0,20	1,90	2,05	2,25	2,55	2,75	2,95	0,098
0,25	1,66	1,81	2,10	2,30	2,50	2,69	0,090
0,30	1,50	1,64	1,93	2,13	2,32	2,51	0,086
0,40	1,30	1,43	1,72	1,92	2,11	2,29	0,077
0,50	1,19	1,31	1,60	1,80	1,98	2,16	0,070

E. Größte mögliche Saughöhe.

Die größte mögliche Saughöhe, stets zu messen bis zur Unterkante des höchsten Druckventils, in m Wassersäule ist (nach Abb. 1)

$$\max h_s = A - H_l - h_{(s,r)_0} - h_{(s,k)_0} - H_{w.s.} \quad (24)$$

Hierin bedeuten sämtlich in m Wassersäule

A : den Druck der Atmosphäre (bei geschlossenem Saugbehälter ist der Wert $\frac{10\,000 \cdot p'}{\gamma}$ einzusetzen) [vgl. Gleichung (2)];

H_t : den der Temperatur entsprechenden Druck, bei dem Verdampfen der Förderflüssigkeit beginnt;

$h_{(sv)_0}$: den Öffnungswiderstand des Saugventils (je nach Bauart und Förderhöhe im Mittel 1—2 m Wassersäule);

$h_{(sk)_0} = L_s \cdot \frac{F}{F_s} \cdot \frac{r \cdot \omega^2}{g} \cdot \left(1 + \frac{r}{l}\right)$: den zur Beschleunigung der Wassersäule in der Saugleitung von der Länge L_s in m und dem Querschnitt F_s in m² bei Beginn des Saughubes erforderlichen Druck des Kolbens vom Querschnitt F in m². Ferner ist $r = S/2$ in m der Kurbelradius; l in m die Länge der Schubstange und meist $r/l = 1/5$, $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$ die Winkelgeschwindigkeit der Kurbel, wenn n die Drehzahl je min;

$H_{ws} = \frac{c_s^2}{2 \cdot g} \cdot (1 + \Sigma \zeta_s)$: die hydraulische Widerstandshöhe der Saugleitung (vgl. S. 495).

Bei Pumpen mit Saugwindkessel kommt für L_s in der Gleichung für $h_{(sk)_0}$ nur der kurze Weg vom Saugwindkessel bis zum Kolben in Betracht.

Aus Gleichung (24) folgt, daß die Saughöhe um so kleiner sein muß,

1. je kleiner der Atmosphärendruck A ist, je höher also der Aufstellungsort liegt (s. Tabelle 6).

Tabelle 6. Mittlerer Luftdruck bei 10° C.

Für eine Höhe über dem Meeresspiegel in m	0	100	200	300	400	500	600	700
Mittlerer Luftdruck A in m Wassersäule	10,3	10,2	10,1	9,9	9,8	9,7	9,6	9,5
Höhe über dem Meere . . .	800	900	1000	1200	1500	2000	2500	
Luftdruck A	9,4	9,3	9,2	8,9	8,6	8,1	7,7	

Da der Luftdruck um $\pm 5\%$ schwanken kann, sind die Werte der zweiten Reihe zur Sicherheit um 5% zu verkleinern.

2. Je höher die Dampfspannung H_t ist, d. h. je höher die Temperatur t° C der angesaugten Flüssigkeit bzw. je niedriger ihre Verdampfungstemperatur ist. Für Wasser kann bei $A = 10$ m, bei reichlich weiter, nicht zu langer Saugleitung und bei richtig bemessenen Ventilen max h_s nach Tabelle 7 angenommen werden:

Tabelle 7. Dampfspannung H_t und größte Saughöhe max h_s abhängig von der Temperatur.

t° C	5	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
H_t in m Wassersäule	0,09	0,12	0,24	0,43	0,76	1,27	2,07	3,25	4,97	7,41	10,78
max h_s in m . . .	7,00	6,97	6,85	6,66	6,36	5,82	5,02	3,84	2,12	-0,32	-3,79

Bei Temperaturen über 70° läßt man das Wasser der Pumpe zulaufen.

3. Je größer der Öffnungswiderstand des Saugventils ist; deshalb möglichst schmale Dichtungsflächen.

4. Je größer der Massenwiderstand der anzusaugenden Flüssigkeitssäule ist; deshalb setzt man den Saugwindkessel möglichst dicht an die Pumpe, weite Querschnitte. Je größer die minutliche Drehzahl ist, um so kleiner muß die Saughöhe sein.

5. Je größer die Widerstände in der Saugleitung sind; deshalb wählt man große lichte Weite, also geringe Geschwindigkeit, möglichst kurze und gerade Leitung mit möglichst wenigen und schlanken Bögen.

Die Saugleitung soll nach der Pumpe zu ständig ansteigen, je m um mindestens 2 cm, damit sich nirgends Luft ansammeln kann. Sie ist vor Inbetriebnahme mit Druckwasser auf Dichtheit zu prüfen. Beim Verlegen im Erdboden sind Muffenrohre zu verwenden.

Bei großen Anlagen bester Ausführung (Wasserwerke) erreicht man Saughöhen bis zu 8 m und darüber. Bei kleinen Pumpen soll man nicht über 5—6 m gehen.

Ist das spezifische Gewicht γ' der Förderflüssigkeit ein anderes als das von Wasser, so ändert sich die Saughöhe im umgekehrten Verhältnis der spezifischen Gewichte. Es wird also

$$h'_s = \frac{h_s \cdot \gamma}{\gamma'}. \quad (25)$$

F. Windkessel.

Die Windkessel haben den Zweck, die Flüssigkeitsmengen, die dem mit wechselnder Geschwindigkeit sich bewegenden Kolben folgen müssen, und damit auch die entgegengesetzt gerichteten Kräfte, die bei jedem Kolbenhin- und -rückgang durch Beschleunigung bzw. Verzögerung dieser Flüssigkeitsmengen auftreten, möglichst gering zu halten, während die Flüssigkeit sich in der Saug- und Druckleitung mit annähernd gleichförmiger Geschwindigkeit bewegt. Andernfalls können sehr erhebliche Störungen des ruhigen Pumpenganges durch Wasserschläge eintreten, indem die angesaugte Flüssigkeitssäule zu Beginn des Saughubes hinter dem Kolben zurückbleibt oder die Flüssigkeitssäule in der Druckleitung gegen Ende des Hubes dem Kolben vorausseilt. Die Windkessel sind deshalb so nahe wie möglich an die Saug- bzw. Druckventile heranzusetzen. Ihre Größe kann bestimmt werden entweder unter Berücksichtigung der Vorgänge bei der in Betrieb befindlichen Pumpe oder unter Berücksichtigung der Vorgänge beim Ingangsetzen [vgl. H. Berg: Die Kolbenpumpen, 3. Aufl. Berlin: Julius Springer 1926]. Dies ist besonders zu beachten bei langen Druckleitungen und bei Antrieb durch Elektromotoren, die mit voller Drehzahl anlaufen. Hier muß der Windkessel zunächst die geförderte Flüssigkeit aufnehmen, bis durch den steigenden Druck in ihm die Flüssigkeitssäule in der Druckleitung allmählich in Bewegung kommt.

Nur bei ganz kleinen Leistungen und kleinen Saug- und Druckhöhen kann unter Umständen auf Windkessel verzichtet werden.

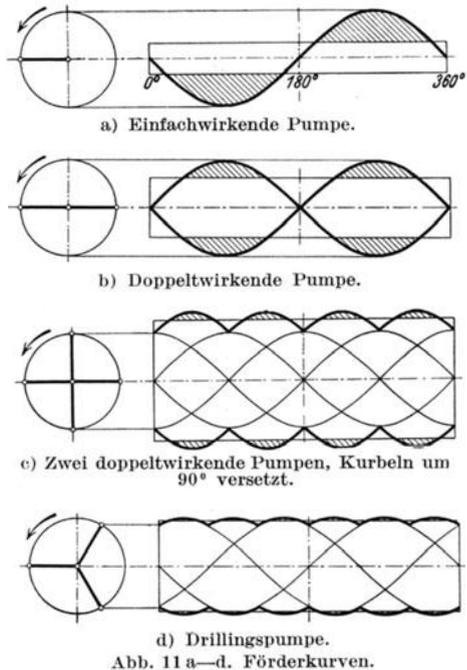
Bei langen Rohrleitungen, wie meist bei Wasserwerken und Kanal-pumpwerken, reicht der Druckwindkessel auf der Pumpe nicht aus; es ist dann ein besonderer Windkessel in die Druckleitung einzuschalten [vgl. Gramberg: Wirkungsweise und Berechnung der Windkessel. Mitt. VDI-Forsch.-Heft 120 und Ztschr. VDI 55, 842 1911)] (Luftinhalt das 50—100fache des Hubvolumens der Pumpe), besonders wenn mehrere Pumpen gleichzeitig in eine gemeinsame Druckleitung fördern.

Die Saugleitungen sind, wenn irgendmöglich, für jede Pumpe getrennt zu führen.

Die Gefahr, daß zwischen der Kolbenbewegung und den Schwingungen der Wassersäule in der Druckleitung Resonanz eintritt, ist besonders groß bei hohen Drücken und kurzen Rohrleitungen, wie z. B. bei Speiseleitungen von Dampfkesseln, wo die Pendelung des Wassers in der Druckleitung häufig ein starkes Schlagen des Rückschlagventiles hervorruft (Abhilfe durch Einschalten eines Windkessels). Aus dem gleichen Grunde sind die Lufträume der Druckwindkessel an doppeltwirkenden und Zwillingss- sowie Drillingspumpen durch eine Leitung zu verbinden.

Die vom Kolben verdrängte Fördermenge, bezogen auf die Zeit bzw. auf den vom Kurbelzapfen mit gleichförmiger Geschwindigkeit durchlaufenen Weg, ändert sich nach einer Sinuslinie, ist im Hubwechsel gleich Null und erreicht ungefähr in der Mitte des Hubes seinen größten Wert.

In Abb. 11 a—d sind diese Förderkurven dargestellt für eine einfachwirkende, eine doppeltwirkende, ferner zwei doppeltwirkende Pumpen mit um 90° versetzten Kurbeln und für eine Drillingspumpe, bestehend aus drei einfachwirkenden Pumpen mit um 120° versetzten Kurbeln, und zwar ohne Berücksichtigung der endlichen Schubstangenlänge. Die Kurven unter der Abszissenachse entsprechen dem Saughub, die Kurven über der Abszisse dem Druckhub. Die schraffierten Flächen geben diejenigen Fördermengen an, die jeweils vom Kolben mehr angesaugt bzw. fortgedrückt werden, als mit gleichförmiger Geschwindigkeit durch die Rohrleitung strömen. Am gleichmäßigsten ist die Förderung der Drillingspumpe, weshalb sie für besonders hohe Drücke (Preßwasser) fast ausschließlich verwendet wird.



Einen ungefähren Anhalt für Bemessung von Windkesseln geben die Tabellen 8 für Saugwindkessel und 9 für Druckwindkessel.

Tabelle 8. Saugwindkesselinhalt.

Saughöhe in m Wassersäule	5	6	7	8
Inhalt je nach Pumpenart und Anzahl der Krümmer in der Leitung	5 ÷ 8	8 ÷ 12	12 ÷ 16	16 ÷ 20
	faches Hubvolumen $F \cdot S$			

Tabelle 9. Druckwindkesselinhalt.

Druckhöhe + Leitungslänge in m	20	50	100	500	1000	2000
Inhalt je nach Pumpenart	4 ÷ 6	5 ÷ 7	6 ÷ 9	9 ÷ 13	12 ÷ 16	16 ÷ 20
	faches Hubvolumen $F \cdot S$					

Im Saugwindkessel scheiden sich unter dem Vakuum ständig Luft bzw. Gase aus dem Wasser ab. Diese müssen dauernd mit dem Wasserstrom abgeführt werden, wozu das Tauchrohr am unteren Ende Schlitz- oder Löcher erhält (vgl. Abb. 25). Unter Umständen ist die Luft besonders abzusaugen.

Im Druckwindkessel hat das Wasser das Bestreben, weitere Luft in sich aufzunehmen. Deshalb ist für Ergänzung des Luftinhaltes zu sorgen, entweder durch Schnüffelventile oder bei großen Pumpen und bei höheren Drücken durch besonderen Luftkompressor.

G. Pumpenventile ¹.

Die durch den Ventilsitz strömende Flüssigkeitsmenge muß in jedem Augenblick gleich der vom Kolben verdrängten Menge sein. Da die Strömungsgeschwindigkeit im Ventilspalt (Umfang des Ventiltellers mal Hub desselben) annähernd konstant ist, ähnelt das Ventilheberungsdiagramm der Förderkurve des Kolbens (vgl. Abb. 11a).

Der Ventilteller muß die seinem Volumen entsprechende Flüssigkeitsmenge verdrängen. Daher öffnet und schließt sich das Ventil erst nach dem Hubwechsel des Kolbens, und zwar schließt sich stets erst das Saugventil, bevor das Druckventil sich öffnet, und umgekehrt. Es schließt sich um so später, also mit um so größerer Geschwindigkeit und mit um so stärkerem Schlag, je größer sein Hub und je geringer seine Belastung.

¹ Vgl. H. Berg. — C. Bach: Versuche über Ventilbelastung und Ventilwiderstand. Berlin 1884; Ztschr. VDI 1886, 421; 1887, 41. — Westphal: Ztschr. VDI 1893, 381. — Klein: VDI-Forsch.-Heft 22. — Krauss: Mitt. VDI-Forsch.-Heft 233. — Schrenk: Versuche über Strömungsarten und Ventilwiderstand. Mitt. VDI-Forsch.-Heft 272, 57. — Lindner: Ztschr. VDI 1908, 1392; Ing.-Arch. 1930, H. 4, 385f. — Stückle: Die selbsttätigen Pumpenventile in den letzten 50 Jahren. Berlin: Julius Springer 1925. — Kahrs: Über den Einfluß der konstruktiven Ausführung der Pumpenventile auf ihre Gütezeit. Diss. Hannover-Wittenberg 1928. Herrosé u. Ziemsen. — Schweter: Ztschr. VDI 1930, 641.

Durch Vergrößerung derselben und damit der Spaltgeschwindigkeit wird die Schlußverspätung verkleinert und der Schlag verringert. Beim Saugventil darf die Belastung nicht so groß werden, daß beim Saughub Dampfbildung eintritt, wodurch der Öffnungsschlag des Druckventiles verstärkt wird. Dieser wird um so größer, je größer die Saughöhe, die Drehzahl und der Widerstand des Saugventiles. Verbesserung ist nicht durch Entlastung des Saugventils, sondern durch seine Vergrößerung anzustreben. Die Grenze der größten Hubhöhe eines gegebenen Ventils bei verschiedenen Drehzahlen zur Erzielung geringen Schlagens beim Schluß läßt sich nur durch Versuch festlegen und auf ähnliche Verhältnisse übertragen. Die bewegte Masse des Ventils soll möglichst gering sein, ebenso der Hub (5 bis max. 10 mm); die Belastung erfolgt durch Federspannung. Ventile mit reiner Gewichtsbelastung verlangen niedrige Drehzahlen (im Mittel 30—40 je min).

Bei der Ventilberechnung geht man von der mittleren Strömungsgeschwindigkeit c_{1m} im Sitzquerschnitt f_1 aus (Abb. 12) und erhält bei i Saug- bzw. Druckventilen auf einer Kolbenseite

$$c_{1m} = \frac{F \cdot u_m}{i \cdot f_1} \text{ m/s und } f_1 = \frac{F \cdot u_m}{i \cdot c_{1m}} \text{ m}^2. \quad (26)$$

c_{1m} wird zwischen 0,6—1,6 m/s gewählt. F = Kolbenquerschnitt in m^2 ; u_m = mittlere Kolbengeschwindigkeit in m/s.

Für Überschlagsrechnungen kann man bei kleinen einfachwirkenden Pumpen als freien Durchgangsquerschnitt des Ventilsitzes je m^3 stündliche Fördermenge etwa 6 cm^2 , bei größeren Förderhöhen und Fördermengen 4 cm^2 annehmen. Für doppeltwirkende Pumpen sind die halben Werte einzusetzen.

Die niedrigeren Werte von c_{1m} kommen in Frage bei kleinen Förderhöhen, desgleichen bei großen Saughöhen und hohen Drehzahlen, um den Ventilwiderstand klein zu halten. Stark schlammhaltige und zähe Flüssigkeiten verlangen ebenfalls große Ventile. Große Förderhöhen dagegen lassen größeren Ventilwiderstand, also auch größeres c_{1m} zu und erfordern auch aus Festigkeitsrücksichten kleine Gehäuseabmessungen.

Die Federspannung S_{f_0} in kg ergibt sich aus $P_0 = G_w + S_{f_0}$ in kg, worin G_w das Gewicht des Ventiltellers abzüglich Auftrieb in kg, unter der Annahme eines bestimmten Überdruckes

$$b_0 = \frac{P_0}{f_1 \cdot \gamma} = 0,2-0,6-1,5 \text{ m Flüssigkeitssäule}$$

entsprechend einer theoretischen Spaltgeschwindigkeit

$$c_{s_0} = \sqrt{2 \cdot g \cdot \frac{P_0}{f_1 \cdot \gamma}} = 2-3,5-5,5 \text{ m/s.}$$

Je größer c_{1m} gewählt wird, um so größer muß auch dieser Wert genommen werden. (Das Fußzeichen $_0$ gilt für den Augenblick des Anhebens bzw. des Schließens des Ventils.)

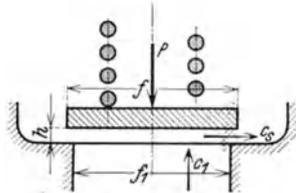


Abb. 12. Tellerventil.

c_{1m} kann erheblich, eventuell bis um 100% erhöht werden, wenn der Ventilspalt diffusorartig ausgebildet wird, weil dann ein großer Teil der Strömungsenergie wieder gewonnen wird (s. Abb. 20 eines Düsenventils von Schoene). Die kleineren Abmessungen lassen dann auch größere Drehzahlen zu. Doch muß entsprechend auch die Ventilbelastung b_0 vergrößert werden, weshalb Anwendung für Saugventil die zulässige Saughöhe stark herabdrückt. Die Versuche, das Saugventil deshalb durch mit Schieber gesteuerte Saugschlitze zu ersetzen, haben noch nicht zu voll befriedigendem Erfolg geführt.

Ausführung der Ventile.

Die Dichtungsfläche ist möglichst schmal zu halten, damit der Öffnungswiderstand klein wird. Sie wird eben oder kegelig (Abb. 13) ausgeführt (Spitzenwinkel gewöhnlich 90°). Im letzteren Falle ist zwar der Durchgangswiderstand geringer, doch bei gleichem Hub der Spaltquerschnitt kleiner; solche Ventile lassen sich schwerer einschleifen, halten schlechter dicht und neigen mehr zum Schlagen. Metallische Dichtflächen (nur bei reinen Flüssigkeiten), müssen sehr sorgfältig bearbeitet und aufgeschliffen werden.

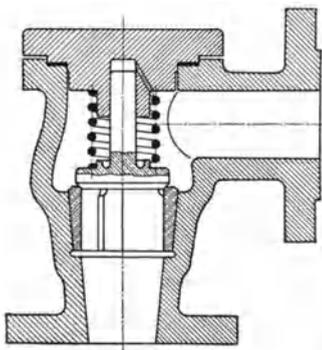


Abb. 13. Kegelventil mit unterer Rippenführung.

Die Führung der Ventile muß sicher und geradlinig sein, damit sie beim Schließen stets gleichmäßig aufsetzen. Reibungslose Führung wie beim Schoene-Ventil [Ztschr. VDI 1913, 1246; 1914, 256] durch mehrere Blattfedern oder Lenker (Abb. 20 und 21) oder beim Hoffmann-Ventil durch zentrale Zugfeder (Abb. 22) gestattet größeren Ventilhub (bis 20 mm und mehr) und höhere Drehzahl.

Material der dichtenden Teile ist meist Rotguß (bewährte Legierung 88% Kupfer, 12% Zinn ohne Zink) oder Phosphorbronze, bei sandigen, schlammigen Flüssigkeiten Gummi, Kautschuk, Leder, auch Holz. Leder darf während Betriebsunterbrechungen nicht eintrocknen. Im übrigen muß sich das Material nach der Art der Förderflüssigkeit richten (vgl. Abschnitt L, S. 520).

Tellerventile, einsitzig, meist mit 3 oder 4 unteren Führungsrippen (Abb. 13) nur für kleine Leistungen, sonst Ringventile, zweisitzig, mit einem oder mehreren konzentrischen Ringen, die einringigen auch gruppenweise angeordnet. Mehringventile geben bei richtigen Abmessungen einen ruhigeren Gang, doch wird den kleinen Gruppenventilen häufig der Vorzug gegeben mit Rücksicht auf Massenherstellung und besseres Dichthalten. Auch können bei einer größeren Zahl kleiner Ventile in einer Pumpe unbedenklich einige durch Beschädigung ausfallen und eventuell blind verschraubt werden, ohne daß die Betriebsfähigkeit der Pumpe leidet.

Die Ventilbelastung erfolgt selten durch Gewicht, meist durch Schraubenfedern aus nicht rostendem Werkstoff mit rundem oder flachem Querschnitt wie Messing, Bronze, Kupfer, nicht rostendem Stahl, auch aus bestem Weichgummi in Hülsenform.

Kugelventile nur für kleine Leistungen und dickflüssige, schlammige Stoffe, freifallend, verlangen niedrige Drehzahlen. Je nach der Flüssigkeit die Kugeln aus Stahl, Gußeisen, Bronze, Steinzeug, Hartblei, Hartgummi, letztere beide auch mit Eisenkern. Da die Kugeln sich ständig drehen, halten sie schwer dicht, weil immer andere Stellen zur Auflage kommen. Um ein Festklemmen der Kugel auf dem Sitz zu vermeiden, muß der auf die Mitte der Dichtfläche bezogene Winkel $\beta \approx 45^\circ$ sein, also $d_k \cdot \sin \beta = d_1 + b$ (Abb. 14). Für mittlere Verhältnisse ist $d_k = 3/2 d_1 - 8/5 d_1$.

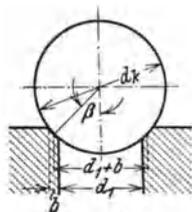


Abb. 14.
Kugelventil.

Klappenventile meist mit Gewichtsbelastung, d. h. freifallend für niedrige Drehzahlen bei schlammigen Flüssigkeiten, haben den Vorteil, daß der Durchgangsquerschnitt nicht durch Rippen verengt wird.

Kleine federnde Klappen (nach Gutermuth) haben sich in neuerer Zeit für schnellaufende Reinwasserpumpen eingeführt.

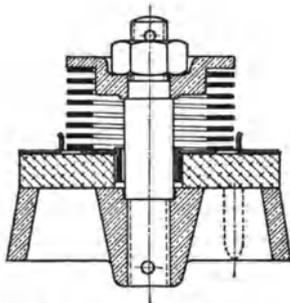


Abb. 15. Ringventil mit Weichgummidichtung.

Gesteuerte Ventile öffnen selbsttätig. Nur der Schluß erfolgt zwangsläufig. Früher besonders als große Klappenventile mit großem Hub für stark verunreinigtes (Kanal-) Wasser üblich, heute ganz durch die reibungslos geführten selbsttätigen Ringventile (u. a. nach Schoene und neuerdings Hoffmann, Abb. 20 u. 22) verdrängt.

Kleine Ventile werden in den Pumpenkörper eingeschraubt (mit schwach konischem Feingewinde) oder mit Blei oder Eisenkitt befestigt, auch durch Druckbügel oder Druckschraube gehalten, große Ventile mit mehreren seitlichen Druckbolzen (vgl. Abb. 19 und 21) oder mit Schrauben befestigt. Zwischen Ventilring und Gehäuse soll reichlich Platz sein, damit die Wasserströmung nicht beeinträchtigt wird, was besonders bei Schmutzwasserpumpen wichtig ist.

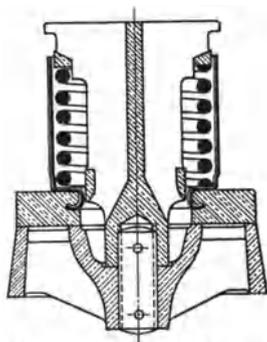


Abb. 16. Ventil mit Ring aus Eisengummi (Baart Borsig).

Bequeme Zugänglichkeit und Ausbaumöglichkeit der Ventile durch Deckel am Pumpengehäuse ist vorzusehen.

Beispiele ausgeführter Ventile.

Abb. 15 zeigt ein kleineres Ringventil, als Einzel- oder Gruppenventil verwendbar wie auch die folgenden, für niedrigen Druck, mit Weichgummi-

ring mit Metallführung, aus Messing oder Rotguß, Feder aus Flachkupfer, Ausströmung nur auf dem äußeren Umfang, für Rohwasserpumpen viel verwendet.

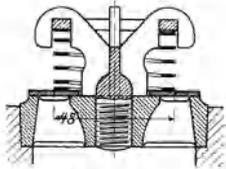


Abb. 17.
Kleines Ringventil mit
Metalldichtung.

Abb. 16 ähnlich wie in Abb. 15, Austritt jedoch zweiseitig, Ventilring aus Eisengummi¹ mit doppelter Führung (Bauart Borsig). Abb. 17 kleines Ringventil mit metallischer Dichtung mit glattem dünnem Ring von geringem Gewicht; Rippenführung verlangt Vermeidung seitlichen Druckes auf den Ring, Einbau deshalb stets senkrecht. Abb. 18 Ringventil (Bauart Weise & Monski) mit Lederdichtung nach Fernis; das Leder hat nur die Abdichtung zu bewirken, den Druck nimmt der untere Metallring auf. Für höhere Drücke, z. B. Kesselspeisung verwendbar.

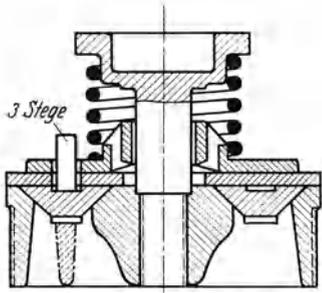


Abb. 18. Ringventil mit Fernis-
Dichtung (Ausführung
Weise & Monski).

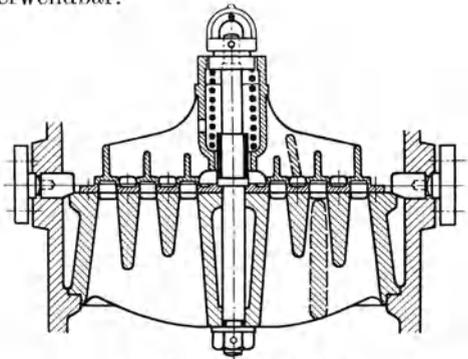


Abb. 19. Dreiringiges Ventil.

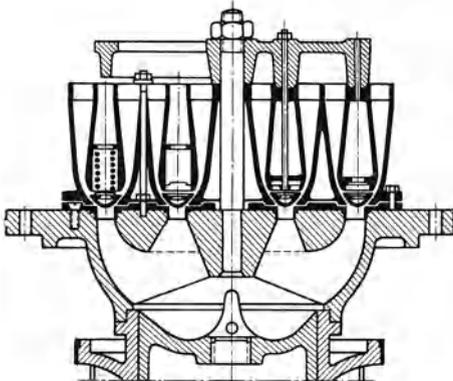


Abb. 20. Zweiringiges Düsenventil nach Schoene.

Abb. 19 stellt ein dreiringiges Ventil dar, die Ringe sind aus Rotguß durch Rippen miteinander verbunden, der Ventilsitz besteht je nach Förderhöhe aus Gußeisen oder Stahlguß mit besonders aufgelegten Sitzringen aus Rotguß.

Abb. 20 zeigt ein zweiringiges Düsenventil von Schoene (vgl. S. 510) für hohe Drehzahlen (bis 250 je min). Die Ringe sind durch je 4 Schraubenfedern aus Bronzedraht belastet und durch Lenker reibungsfrei geführt.

Für Schmutzwasserförderung haben sich selbsttätige reibungsfrei geführte Ventile mit nur einem Ringe mit großer Spaltweite und hohem

¹ Hersteller Fa. Traun & Söhne, Hamburg. Das Material ist auch für Förderhöhen von mehreren hundert Metern verwendbar.

Hub auch für größte Fördermengen sehr bewährt. In Abb. 21 ist ein solches Ventil nach Schoene (Ausführung Borsig) dargestellt, Ventil-sitz aus Stahlguß, Ring aus Stahl, Führung desselben durch 4 kräftige Blattfedern aus Aluminiumbronze. Dem gleichen Zweck dienen auch die Ventile nach Hoffmann. Abb. 22

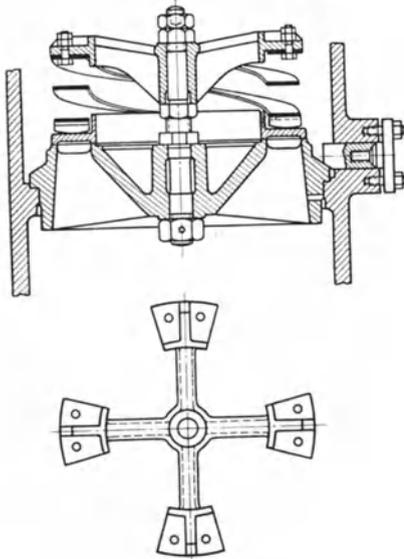


Abb. 21. Großes Ringventil für Schmutzwasserpumpen nach Schoene (Ausführung Borsig).

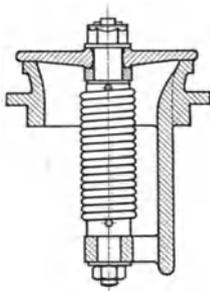


Abb. 22. Tellerventil nach Hoffmann.

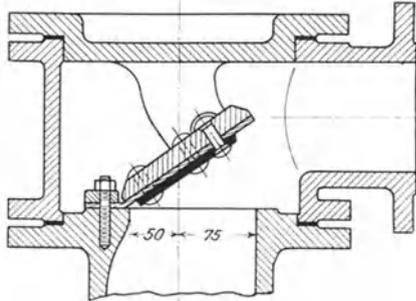


Abb. 23. Klappenventil.

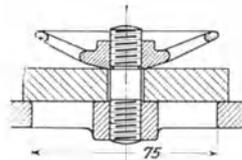
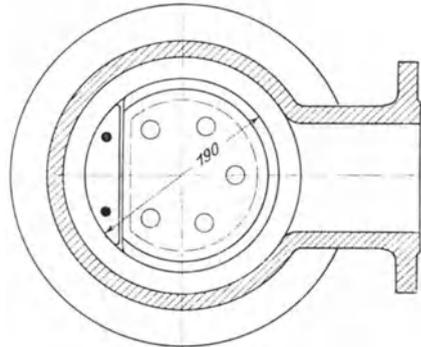


Abb. 24. Gummiklappenventil.



zeigt ein derartiges Ventil als Tellerventil (auch für größte Wassermengen als Ring- und als Mehrspaltventil ausführbar). Der besondere Vorteil dieser Konstruktion ist die zentrale Belastung des Ventils durch nur eine, entgegen allen anderen bekannten Systemen auf Zug

beanspruchte, Schraubenfeder und der Fortfall der Aufbauten über dem Ventil. Die Ausbildung des Federbolzens gestattet trotz sicherer Führung reibungsfreies Ventilspiel.

Ist der Durchmesser des Pumpenkörpers begrenzt, so ist auch Anordnung mehrerer Ringe übereinander in Etagenform möglich.

Klappen, um Gelenkbolzen drehbar, Klappe mit Leder belegt, oder die Leder- oder Gummischeibe selbst als Gelenk benutzt man nach Abb. 23, mit Anschlag zur Hubbegrenzung. Runde Klappen aus bestem Paragummi nach Abb. 24 schmiegen sich beim Öffnen dem kegeligen oder schalenförmigen Fänger an. Kegelwinkel bei höchstem Hub = 30°. Verwendung für kaltes und warmes, nicht heißes, Wasser und kleine Förderhöhen. Gummiklappen werden häufig für Kondensatorpumpen angewendet, da sie geräuschlos arbeiten.

H. Hauptabmessungen der Pumpen, Drehzahl.

Nach den Gleichungen (17) und (18) ist die Fördermenge V abhängig von dem Produkt $F \cdot S \cdot n$. Je größer die Drehzahl n , um so kleiner das Produkt $F \cdot S$ bei gegebenem V und umgekehrt. Das Verhältnis von F zu S ist abhängig von der Belastbarkeit des gegebenen Triebwerkes. Deshalb wählt man bei großen Förderhöhen kleinen Kolbendurchmesser D und großen Hub S . Stehende Pumpen erhalten meist einen kleineren Hub als liegende, um an Bauhöhe zu sparen.

Die Drehzahl n ist nicht an sich maßgebend, sondern die mittlere Kolbengeschwindigkeit $u_m = \frac{S \cdot n}{30}$. Je größer n wird, um so kleiner müssen S und der Ventilhub mit Rücksicht auf den Ventilschlag werden.

Großes n gibt wohl kleinen Pumpenzylinder und kurzen Hub, das Triebwerk wird leichter und der Platzbedarf der Pumpe kleiner, doch müssen die Ventile und sonstigen Durchgangsquerschnitte sogar größer werden, wenn die Saugfähigkeit der Pumpe nicht leiden soll. Für Pumpengehäuse und Ventile bringt also die Vergrößerung von n keinen Vorteil, sondern allenfalls nur für die Antriebsmaschine. Übliche Werte sind für

$u_m = 0,3—0,8$ m/s bei kleinen Pumpen (mit kleinem S und großem n);

$u_m = 0,6—1,4$ m/s bei mittleren Pumpen;

$u_m = 1,4—2,0$ m/s bei großen Pumpen

und entsprechend für die Drehzahl

$n = 100—300$ je min für kurzhübige Pumpen ($S < 0,4$ m);

$n = 60—100$ für mittelhübige Pumpen ($S = 0,4—0,6$ m);

$n = 45—60$ für langhübige Pumpen (S bis 1,2 m).

Bei Ventilen mit Gewichtsbelastung und bei schlammigen, zähen sowie heißen Flüssigkeiten liegen die zulässigen Drehzahlen weit unter den vorstehend angegebenen.

J. Antrieb, Inbetriebsetzung und Regelung der Kolbenpumpen.

Unmittelbarer Antrieb ist bei Dampfbetrieb üblich von der verlängerten Kolbenstange der Dampfmaschine aus. Ohne Schwungrad (Simplex- und Duplexpumpen): für Kesselspeisung, Behälterfüllung und ähnliches bei unterbrochenem Betrieb. Mit Schwungrad im Dampfverbrauch günstiger durch Ausnutzung der Expansion des Dampfes: für Wasser- und Kanalwerke, Wasserhaltungen.

Bei elektrischem Antrieb erfolgt Riemen- oder Zahnradübertragung; das Ritzel besteht aus Rohhaut, Novotext oder ähnlichem Material zur Minderung des Zahngeräusches. Direkter elektrischer Antrieb bedingt schweren, langsam laufenden Motor auf der Pumpenkurbelwelle und bei Drehstrom schlechten Leistungsfaktor. Er wird daher selten und nur für große Pumpen für Wasser- und Kanalwerke und für Wasserhaltungen verwendet.

Bei Verbrennungskraftmaschinen wird Riemen- oder Seiltrieb angewendet. Bei Wasserkraftmaschinen kommen alle Antriebsarten vor. Bei kleinen Leistungen auch Antrieb von Transmission durch Riemen.

Bei offenem Riemen soll der Achsenabstand mindestens gleich der Summe der Durchmesser der treibenden und der getriebenen Riemenscheibe sein, besser mehr; Übersetzung höchstens 1:6. Riementrieb senkrecht bzw. schräg zwischen 90° bis etwa 45° zur Waagerechten ist zu vermeiden. Riemenrollen gestatten den Achsenabstand herunterzusetzen bis etwa zur Summe aus dem zweifachen Durchmesser der treibenden (kleineren) und dem halben Durchmesser der getriebenen Scheibe. Riemenführung auch senkrecht, Übersetzung bis 1:10 und darüber zulässig; Schwingungsdämpfung ist erforderlich.

Vor Inbetriebsetzung sind Pumpenzylinder und bei Vorhandensein eines Fußventils in der Saugleitung auch diese (nicht die Windkessel) durch Auffüllen von der Druckleitung her durch Umläufe an den Saug- und Druckventilen vollkommen zu entlüften; sonst nur der Pumpenzylinder allein durch den Umlauf am Druckventil, der so angeordnet sein muß, daß völliges Füllen bis unter das Druckventil möglich ist, worauf die Pumpe nach dem Anlaufen die Saugleitung selbst entlüftet (eventuell ist Öffnen und Wiederschließen des Umlaufes während des Ganges der Pumpe zu wiederholen). Bei großen Pumpen und großen Saughöhen erfolgt auch Entlüftung durch Strahlpumpe oder Luftpumpe (vgl. Abschnitt II N, S. 546). Der Anschluß der Luftsaugleitung muß dicht unter dem Druckventil sitzen.

Die Verbrennungskraftmaschinen können nur mit einem Bruchteil ihrer Normalleistung anfahren; deshalb sind die Pumpen beim Anfahren zu entlasten, entweder durch Umläufe an den Druckventilen oder durch eine entsprechend große Umföhrungsleitung zwischen den beiden Kolbenseiten doppelwirkender Pumpen. [Die Absperrung dieser Umföhrungsleitung erfordert besondere Ausbildung (Zylinderventil mit langer Föhrung), da Absperrventile und Wasserschieber gewöhnlicher Ausführung durch den hin und her pendelnden Wasserstrom schnell unbrauchbar

werden und meist stark schlagen. Hähne sind nur bei reinen Flüssigkeiten und kleinen Leistungen brauchbar.] Auch werden feste und lose Riemenscheiben (nur bei kleineren Leistungen) und Reibungskupplungen verwendet.

Regelung der Fördermenge.

[Vgl. Walter: Dynamik und Leistungsregelung von Kolbenkompressoren und Pumpen. Berlin: Julius Springer 1921.]

Diese ist durch Drehzahländerung bei Antrieb durch Dampfmaschine oder Gleichstrommotor ohne weiteres, bei Drehstrommotor nur unter erheblichen Verlusten, bei Verbrennungskraftmaschinen nur in ganz engen Grenzen möglich.

Bei Dampfpumpen erfolgt die Regelung entweder durch Füllungsänderung von Hand oder bei Schwungraddampfpumpen auch durch Leistungsregler (unter anderem von Weiß, Tolle, Stumpf, Steinle u. Hartung, als Achsregler für Ventildampfmaschinen von Proell). Dieser gestattet die Drehzahl in weiten Grenzen einzustellen und verhindert in allen Stellungen ein Durchgehen der Maschine bei plötzlicher Entlastung (etwa durch Rohrbruch) durch vollständiges Absperren des Dampfes.

Eine Verminderung der Leistung bei gleichbleibender Drehzahl erfolgt durch entsprechendes Öffnen von Umläufen an Druck- oder Saugventilen (letzteres nur, wenn kein Fußventil in der Saugleitung) oder zwischen beiden Pumpenseiten doppelwirkender Pumpen. Dieses Öffnen wird häufig angewendet, besonders bei Speisepumpen. Es ist aber unwirtschaftlich, da beim Druckhub der volle Druck auf den Kolben und damit der Kraftbedarf der Volleistung bestehen bleibt. Bei kleinen Pumpen wird mitunter auch der Hub geändert, indem der Kurbelzapfen verstellbar ausgebildet wird (vgl. Abb. 30 und 31, S. 522 u. 523).

Völliges Aufheben der Förderung bei Ingangbleiben der Pumpe kann selbsttätig erfolgen durch Abheben des Saugventiles von seinem Sitz, so daß das Wasser durch dasselbe hin- und herpendelt. Dieses Verfahren ist besonders bei hohem Druck (Preßwasserpumpen) üblich. Man kann das gleiche erreichen durch Niederhalten des Saugventiles, so daß der Kolben im Vakuum läuft (er darf aber nicht trocken laufen). (Ein an die Druckleitung angeschlossener Kolben hält bei Erreichung eines bestimmten Druckes durch ein Gestänge das Saugventil auf seinem Sitz fest oder hebt es dauernd von demselben ab, bis der Druck um einen bestimmten Betrag gesunken ist, worauf das Saugventil wieder freigegeben wird und die Pumpe wieder zu arbeiten beginnt. Bei Vorhandensein eines Preßwasserakkumulators kann das Saugventil auch durch diesen in seiner höchsten Stellung beeinflußt werden).

Bei Pumpen mit elektrischem Antrieb ist selbsttätige Ein- und Ausschaltung des Motors bei Erreichung bestimmter Wasserstände oder Drücke üblich, bei offenen Behältern durch Schwimmer, bei geschlossenen durch Druckschalter (Kontaktmanometer) [vgl. P. Kurgaß: Das Delphinpumpwerk und seine Anwendung. Ztschr. VDI 1912, 435]. Die Pumpe muß bei selbsttätigem Betrieb stets sicher ansaugen können, deshalb erfolgt ihre möglichst tiefe Aufstellung am besten so, daß ihr das Wasser zulaufen kann.

Auch bei Dampfpumpen, besonders bei schwungradlosen, ist selbsttätige Regelung sowie Ein- und Ausschaltung gebräuchlich. Sie laufen, da sie mit voller Füllung arbeiten, in jeder Stellung an. Diese selbsttätige Regelung erfolgt vor allem für Dampfkesselspeisung, wo durch den Wasserstand im Kessel das Regelventil der Dampfmaschine beeinflusst wird (Wasserstandsregler von Hannemann, Askania-Werke, Schneider & Helmecke). Dampfpumpen mit Schwungrad müssen zwei Zylinder und entsprechende Kurbelversetzung haben, um in jeder Stellung sicher anlaufen zu können.

K. Bauarten der Kolbenpumpen. Ausführungsbeispiele.

Bei Handpumpen (Antrieb durch Schwengel, Hebel oder Kurbel) (Abb. 33, 35 und 37) ist zu beachten, daß die Arbeitsleistung eines Mannes etwa $8 \text{ kg} \cdot \text{m/s}$ beträgt bei höchstens $\frac{1}{2}$ stündiger ununterbrochener Arbeit. (Es können also beispielsweise auf 10 m Förderhöhe etwa $0,8 \text{ l/s}$ oder 48 l/min gefördert werden.)

Einfachwirkende Pumpen, liegend nach Abb. 25 (Bauart Borsig), oder stehend nach Abb. 26, 30—36, letztere werden wegen geringeren Platzbedarfes bevorzugt, nur für kleine Leistungen und nicht zu große Förder-

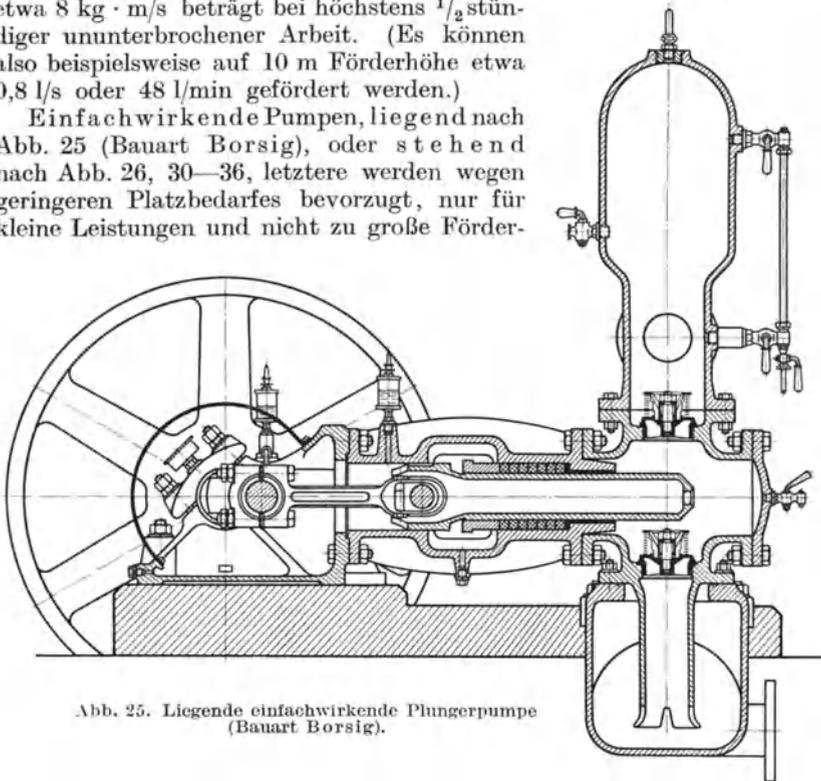


Abb. 25. Liegende einfachwirkende Plungerpumpe
(Bauart Borsig).

höhen verwendet, da bei Hingang des Kolbens nur Saugwirkung, bei Rückgang nur Druckwirkung erfolgt. Der Kraftbedarf bei Hingang und Rückgang ist sehr verschieden, sobald die Druckhöhe wesentlich

größer wird als die Saughöhe. Da ferner die Wasserströmung in den Rohrleitungen intermittierend ist, wenn nicht die Windkessel sehr reichlich bemessen sind (vgl. Abb. 11a—11d), werden deshalb besser Zwillingsanordnung mit Kurbelversetzung um 180° oder Drillingsanordnung mit Kurbelversetzung um 120° verwendet.

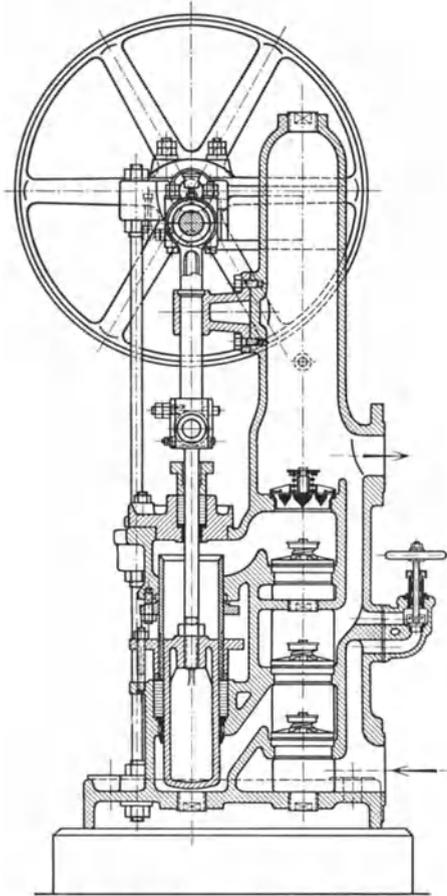


Abb. 26. Una-Pumpe (Klein, Schanzlin & Becker).

Doppeltwirkende Pumpen, stehend nach Abb. 26 (Una-Pumpe von Klein, Schanzlin & Becker, Frankenthal/Pfalz), liegend nach Abb. 27 (Bauart Weise & Monski) ebenfalls nur für mittlere Förderhöhen. Bei großen Förderhöhen wird die Kolbenstange im Verhältnis zum Kolben sehr stark und die Leistung auf beiden Kolbenseiten sehr ungleich. Deshalb erfolgt besonders bei Wasserhaltungen die Verwendung zweier einfachwirkender Pumpen mit hintereinander angeordneten und um 180° gegeneinander gedrehten Gehäusen und Antrieb des hinteren Kolbens durch Traverse und Umföhrungsstangen vom Kreuzkopf aus.

Die Rohrbrunnen-Kolbenpumpen zur Förderung des Wassers aus tiefen Bohrlöchern werden durch die mit Elektromotor direkt gekuppelten Rohrbrunnenkreislumpen immer mehr verdrängt. Die großen Gestängegewichte lassen nur niedrige Drehzahlen (20—30 je min) zu. Der einfachwirkende durchbrochene Scheibenkolben trägt das Druckventil. Differentialwirkung und Ausgleich der Gewichte erfolgt durch Verdrängerkolben. Bei kleiner Förderhöhe über Terrain findet der Gewichts-ausgleich durch Druckluft oder durch Gegengewichte, die aber die Massenwirkung vergrößern, statt. Gewichts-ausgleich und doppelte Fördermenge werden erreicht durch doppelwirkende Ausbildung nach Abb. 28 (Bauart Weise & Monski) mit zwei gegenläufigen Kolben *a* und *b*. Der Kolben *a* hat ein Rohrgestänge, das über das in üblicher Weise ausgeführte Gestänge des Kolbens *b* geschoben ist. Beide Kolben

haben Ventile, die jedesmal nur beim Niedergang der Kolben geöffnet sind, während das Saugventil *c* während einer Kurbelumdrehung zweimal spielt, demnach sowohl, wenn Kolben *a*, als auch, wenn Kolben *b* aufwärts geht.

Schwungradlose Dampfpumpen sind einfach im Aufbau. Hubzahl und damit Leistung sind in sehr weiten Grenzen veränderlich, die

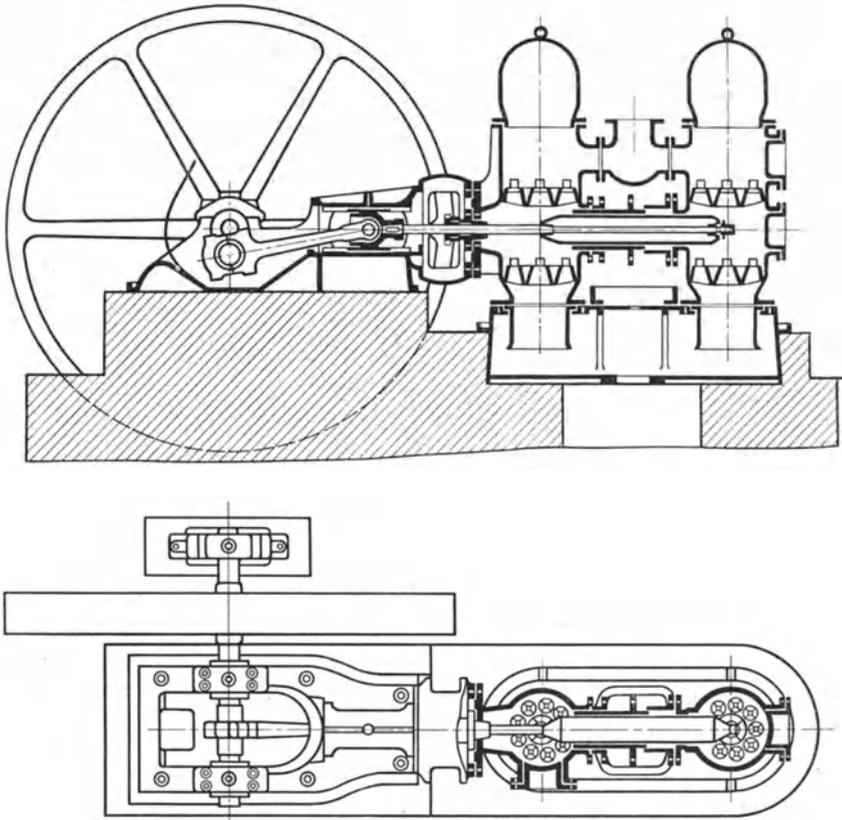


Abb. 27. Liegende doppeltwirkende Plungerpumpe (Weise & Monski).

Förderung ist sehr gleichmäßig, sie laufen in jeder Stellung an, haben aber großen Dampfverbrauch, da sie mit Vollfüllung arbeiten (30 bis 50 kg/PS und h). Auch Verbundwirkung mit zwei hintereinandergeschalteten Zylindern ist möglich, wodurch der Dampfverbrauch um etwa $\frac{1}{3}$ verkleinert wird. Bei Einzylinder- (Simplex-) Pumpen erfolgt die Umstellung des Steuerschiebers des Dampfzylinders durch einen Stoßkolben, dessen Bewegung durch eine von der Kolbenstange gegen die Hubenden betätigte Hilfssteuerung eingeleitet wird. Bei den Zweizylinder-

(Duplex-) Pumpen steuern die beiden unmittelbar nebeneinander liegenden Dampfzylinder sich wechselseitig. Schwungradlose Dampf-pumpen dienen zum Speisen von Dampfkesseln, zum Füllen von Behältern, zum Fördern von Öl, Petroleum, Benzin usw. Abb. 29 zeigt den Längsschnitt durch eine Duplexpumpe (Bauart Weise & Monski) mit Scheibenkolben mit Dichtungsringen.

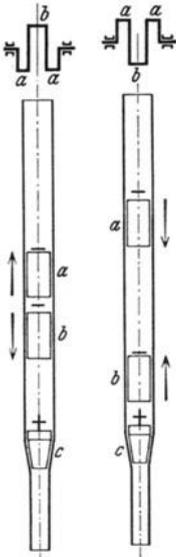


Abb. 28.
Doppeltwirkende
Rohrbrunnenpumpe
(Weise & Monski).

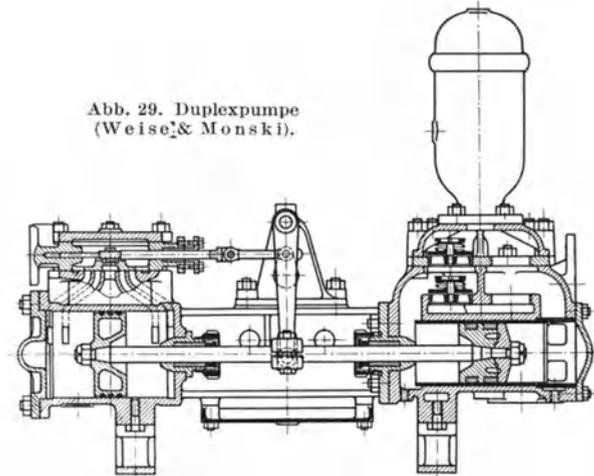


Abb. 29. Duplexpumpe
(Weise & Monski).

L. Sonderausführungen von Kolbenpumpen, besonders für angreifende Flüssigkeiten.

Je nach der Förderflüssigkeit (Konzentration und Temperatur sind besonders zu beachten) kommen die verschiedensten Werkstoffe zur Verwendung. Neben Grauguß und Stahlguß säurefeste (zinkfreie) Bronze [vgl. W. Claus u. E. Fincke: Säurebeständige Bronzen. Halle: Wilhelm Knapp 1932], Siliciumlegierungen, säurefeste Stähle, Hartblei, Hartgummi (Ebonit), Steinzeug, Aluminium siehe auch Abschnitt „Werkstoffe“, Bd. I, S. 451.

Bei siliciumhaltigem Gußeisen beginnt eine merkliche Säurebeständigkeit erst bei mehr als 7—8% Siliciumgehalt; die größte Beständigkeit liegt bei 16—18%. Höherer Siliciumgehalt ist zwecklos. Die Grenze für die Bearbeitung mit dem Stahl liegt bei 8—10%, bei höherem Siliciumgehalt ist nur noch Schleifen möglich. (Vgl. die Druckschrift Nr. 3468a der Amag-Hilpert-Pegnitzhütte, Nürnberg, mit zahlreichen Versuchsergebnissen über die Beständigkeit der Krupp-Legierungen: Thermisilid, V2A-, V4A- und V6A-Stahl gegenüber mehreren hundert verschiedenen Agenzien, ferner die Aufstellung der Wesseling Gußwerk-Rheinguß G. m. b. H., Wesseling, Bezirk Köln, Blatt 316 und 317 über Versuche mit Speziallegierungen.)

Abb. 30 zeigt eine stehende einfachwirkende Plungerpumpe (Bauart Weise & Monski) für breiige und zähe Flüssigkeiten, mit Kugelventilen, die Deckel der Ventilkästen mit leicht lösbarem Bügelverschluss, Ausfuhrung außer in Grauguß ganz in Rotguß oder in zinkfreier Bronze.

Stehende einfachwirkende Plungerpumpen nach Abb. 31 (Amag - Hilpert - Pegnitzhütte, Nürnberg) werden als Einzylinder- und Zwillingspumpen gebaut ganz aus Thermisilidguß (der Friedrich Krupp A. G., Essen, nach Patent Walter), der gegen Schwefelsäure und Salpetersäure jeder Konzentration und Temperatur sowie gegen die meisten organischen Säuren dauernd widerstandsfähig sein soll. Ferrosiliciumlegierungen sind gegen Salzsäure nicht beständig. Saug- und Druckstutzen werden mit Konus ausgeführt und sind durch Rohrschellen mit den anschließenden Rohrleitungsteilen zu verbinden. Leistungen und Hauptabmessungen siehe Tabelle 10.

Die gleiche Pumpe wird auch aus bestem Spezialgrauguß hergestellt. Nur die flüssigkeitsberührten und gleichzeitig arbeitenden, also der Abnutzung unterworfenen Teile, nämlich Plunger, Plungerlaufbüchse, Stopfbüchse und Ventile werden aus Thermisilid gefertigt, wenn dies für den Verwendungszweck genügt, z. B. für konzentrierte H_2SO_4 .

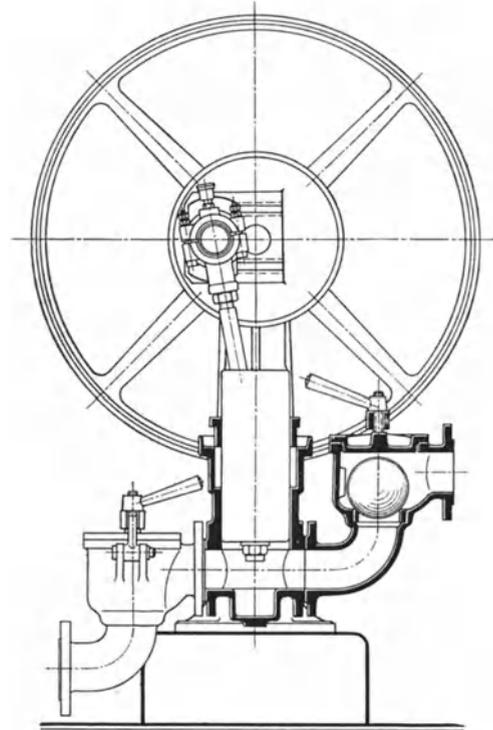


Abb. 30. Plungerpumpe für dicke Flüssigkeiten (Weise & Monski).

Tabelle 10. Thermisilid-Säurepumpen der Amag-Hilpert-Pegnitzhütte, Nürnberg.

Anzahl der Kolben	1	2	2
Leistung in l/min	40—50	80—100	175—200
Manometrische Förderhöhe in m	40	40	40
Plungerdurchmesser in mm	95	95	130
Hub in mm	120	150	200
Drehzahl je min.	40—50	40—50	35—40
Kraftbedarf bei 40 m Förderhöhe etwa PS_e	0,7—0,9	1,3—1,6	2,7—3,0
Saugrohrdurchmesser in mm	70	70	100
Druckrohrdurchmesser in mm	60	60	80

Abb. 32 stellt eine einfachwirkende stehende Plungerpumpe dar (Ausführung Amag-Hilpert-Pegnitzhütte) nach Patenten der I. G. Farbenindustrie A.G., Werk Griesheim, als Einzylinder- und Zwilingspumpe gebaut, zur Förderung von Salzsäure, Flußsäure und ähnlich reagierenden Lösungen. Alle flüssigkeitsberührten Teile sind je nach den

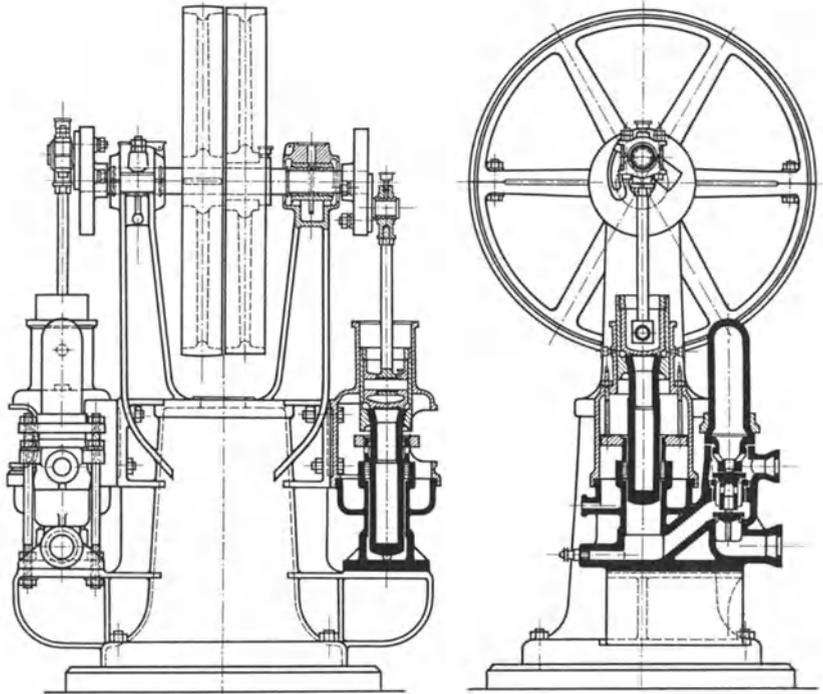


Abb. 31. Thermisilid-Säurepumpe (Amag-Hilpert-Pegnitzhütte).

Eigenschaften der Förderflüssigkeit aus Steinzeug oder Hartgummi hergestellt bzw. damit überzogen. Der Plunger wird durch selbstspannende Ringe aus Hartkohle abgedichtet.

Plungerpumpen aus säurefestem Steinzeug, für besonders empfindliche Flüssigkeiten auch aus Porzellan (der Deutschen Ton- und Steinzeugwerke A.G., Berlin-Charlottenburg), werden bei höheren Drücken gepanzert und sind gegen alle Säuren beständig, ausgenommen Flußsäure. (Steinzeug ist reiner, kieselsäurehaltiger Ton, der einmal gebrannt und im Ofen mit Salzglasur überzogen wird, doch auch ohne solche bereits fast undurchlässig ist. Bearbeitung ist nur durch Schleifen möglich. Die Festigkeit beträgt auf Druck bis zu 7000, auf Zug bis zu 287 und auf Biegung bis zu 953 kg/cm² [vgl. Felix Singer: Steinzeug als Werkstoff. Ztschr. VDI 1927, 122].)

Die Pumpen werden für Handantrieb gebaut mit einer Hubleistung von $\frac{1}{8}$, $\frac{1}{4}$ und $\frac{1}{2}$ l und für 30 m Druckhöhe (Abb. 33) sowie für Riemenantrieb als stehende Einzylinder- und Zwillingspumpen, sämtlich mit bequem zugänglichen Kugelventilen. Abb. 34 zeigt eine solche ganz gepanzerte Plungerpumpe neuester Ausführung im Schnitt. Sie hat einen in die Maschinsäule eingebauten, reichlich bemessenen Druckwindkessel und eine gut zugängliche Stopfbüchse mit Leckflüssigkeitsabführung. Die Pumpen werden mit Hubleistungen von $\frac{1}{4}$ —4 l gebaut und für einen Druck bis zu 10 at. Sie können mit 60 Umdrehungen je min betrieben werden.

Bei den Membranpumpen nach Abb. 35 (Ausführung Schütz, Wurzen/S. für Handantrieb) ist die zu fördernde Flüssigkeit von dem mit Wasser gefüllten Plungerraum durch eine Membran aus bestem Paragummi getrennt, die in einem linsenförmigen Raum ausgespannt ist und sich entsprechend der Plungerverdrängung hin und her bewegt. Die von der Förderflüssigkeit berührten Teile werden je nach deren Beschaffenheit aus Bronze hergestellt oder aus Gußeisen mit Blei-, Zinn- oder Hartgummiüberzug. Die Ventile sind Kugelventile. Die Leistung ist durch die ausführbare Größe der Membran begrenzt. Als Handpumpen werden sie mit einer Hubleistung von etwa 0,06—1,4 l gebaut, für Riementrieb

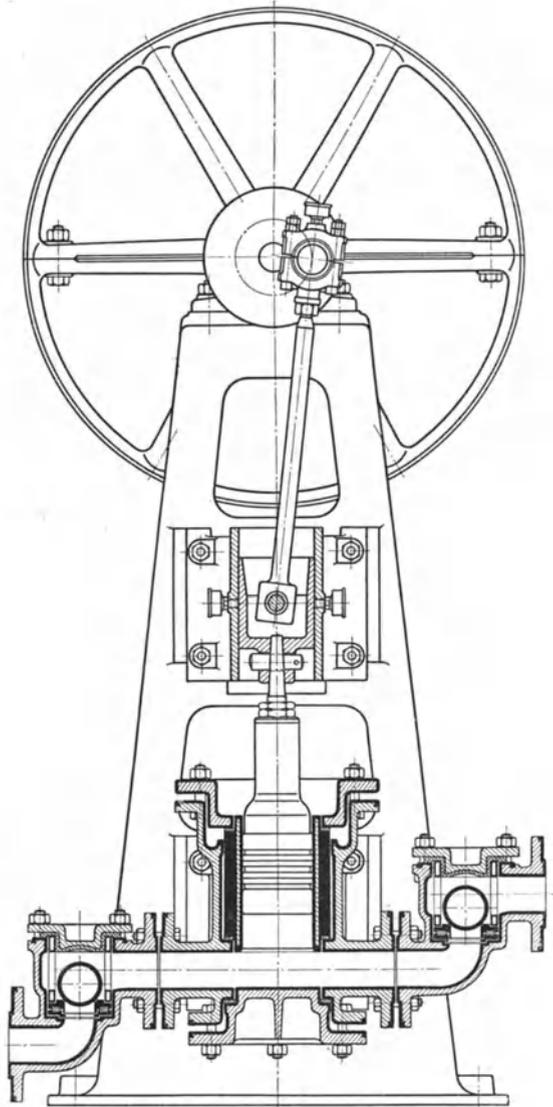


Abb. 32. Salzsäurepumpe
(Amag-Hilpert-Pegnitzhütte).

mit Leistungen von 0,75 bis max. etwa 6 m³/h bei stehender Anordnung, bei liegender Anordnung und einfachwirkend von 1,0 bis max.

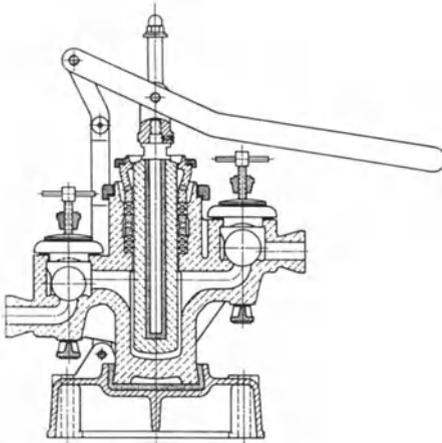


Abb. 33. Steinzeugpumpe für Handbetrieb (Deutsche Ton- und Steinzeugwerke).

etwa 12 m³/h, liegend auch doppeltwirkend mit doppelten Leistungen. Für größere Fördermengen verwendet man Zwilling- bzw. Drillingsausführung. Förderhöhen betragen bis zu 60 m, da die Membran gegen zu weites Durchbiegen gesichert ist. Der volumetrische Wirkungsgrad ist verhältnismäßig gering zwischen 0,85—0,9, die Drehzahl 85 je min bei den kleinsten Ausführungen bis herab zu 45 bei den größten Leistungen. Die Membranpumpen eignen sich besonders auch zur Förderung stark schlammhaltiger Flüssigkeiten, da diese mit den bewegten Teilen nicht in Berührung kommen.

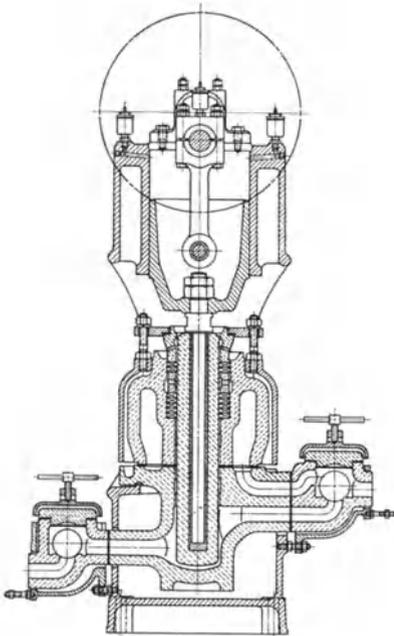


Abb. 34. Steinzeug-Plungerpumpe für Riementrieb. (Deutsche Ton- und Steinzeugwerke).

Bei der Ferraris-Säurepumpe (Ausführung Borsig, Tegel) nach Abb. 36 ist der Raum, der mit der zu fördernden Flüssigkeit in Berührung kommt, ebenfalls von dem Plungerraum getrennt. Er kann wie bei den Membranpumpen im Werkstoff der Art der Förderflüssigkeit angepaßt werden, während die Pumpe selbst aus gewöhnlichem Grauguß besteht. Als Zwischenglied, das die Bewegung des Plungers auf die Förderflüssigkeit überträgt, dient Vaselineöl, das gleichzeitig eine gute Schmierung und leichten Lauf des Plungers bewirkt. Die Pumpe wird für Leistungen von 1,7—9 m³/h gebaut, als Zwilling- und Drillingspumpe mit entsprechend größeren Leistungen.

Erwähnt sei noch die Diaphragmapumpe nach Abb. 37 (Ausführung Hammeleth & Schwenzer, Düsseldorf), bei der eine ringförmige Membran aus

Gummi oder Chromleder unmittelbar hin und her bewegt wird und dabei die gleiche Wirkung wie ein Kolben ausübt. Das Saugventil hat eine

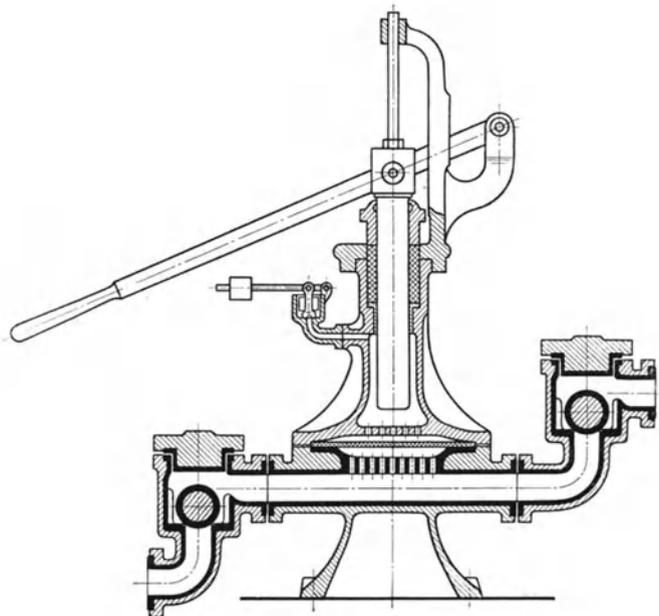


Abb. 35. Membranpumpe mit Bleiauskleidung (Schütz, Wurzen).

Gummikugel mit Eisenkern, das Druckventil ist ein Teller-ventil mit unterer Rippenführung, in der Membran untergebracht und bequem zugänglich. Die Pumpen werden in Einzylinder- oder Zwillingsanordnung gebaut für Hand- oder Riemenantrieb, entweder mit direktem Ausguß als Saugpumpe oder mit geschlossenem Raum über der Membran als Druckpumpe, für eine größte manometrische Förderhöhe von 12 bis 15 m, bei einer Saughöhe bis zu 8 m, besonders für stark schlammige und grobe Schwemmstoffe enthaltende Flüssigkeiten, für Förderleistungen von 5—60 m³/h. Sie finden z. B. Verwendung zum Fördern des Schlammes bei Eindickern (s. Bd. III, S. 98).

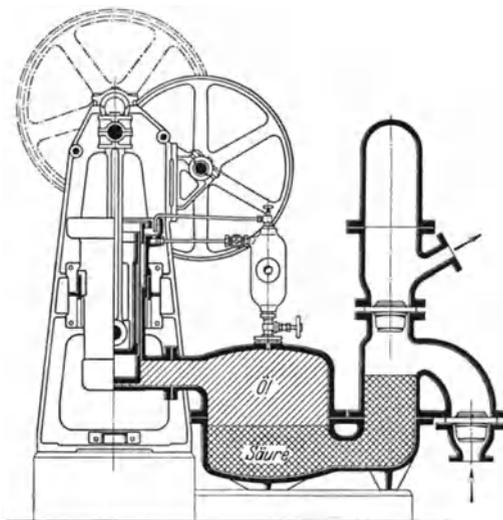


Abb. 36. Ferraris-Säurepumpe (Borsig).

Eine Sondergruppe bilden die Kolbenpumpen mit ganz kleinen Leistungen, wie sie allgemein in der Schmiertechnik und für die Brennstoffeinspritzung der kompressorlosen Rohöl- (Diesel-) Motoren verwendet werden,

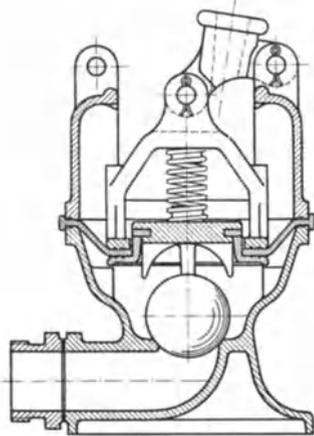


Abb. 37. Diaphragmpumpe (Hammelrath & Schwenzler).

ferner in der Kunstseidenindustrie. Hier wird jeder Spinndüse eine besondere Pumpe vorgeschaltet. Diese dient nicht nur zur Förderung der Spinnlösung, welche der Pumpe häufig bereits unter Druck zugeführt wird, sondern auch zur Regelung der Stärke (Dicke) und Gleichmäßigkeit des Fadens. Die ersten Pumpen mit nur einem Kolben erfüllten wegen ihrer ungleichförmigen Förderung diesen Zweck nur unvollkommen. Deshalb werden die Pumpen heute mit 3, 5 und auch 7 Kolben ausgeführt, ähnlich Abb. 38. Die mit entsprechender Drehzahl umlaufende Welle trägt in dem verstärkten Teil in entsprechenden Bohrungen die einfachwirkenden Förderkolben, welche durch die schräge Führungsscheibe zwangsläufig bewegt werden. Die Pumpe hat keinerlei Ventile. Die Steuerung erfolgt durch die umlaufende Welle

selbst. Der Ringkanal um die Welle ist durch zwei radiale Wände in zwei Kammern geteilt, von denen die eine den Saugstutzen, die andere

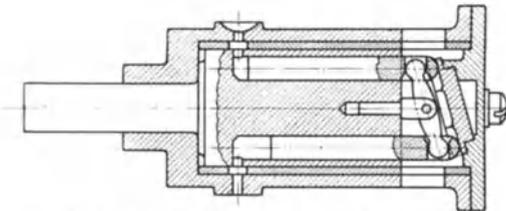


Abb. 38. Mehrkolbenpumpe für Spinnlösungen.

den Druckstutzen trägt. Zum Druckausgleich wird gegebenenfalls ein kleiner Windkessel aus Glas vorgesehen, der so ausgebildet ist, daß keine Spinnlösung in ihm stagnieren kann, die dort koagulieren und zu Verstopfungen Veranlassung geben

könnte. Die normale Förderleistung je Umdrehung beträgt etwa $0,6 \text{ cm}^3$; es werden auch Pumpen mit einer solchen von 1 cm^3 und bis zu 3 cm^3 für besonders starke Einzelfäden oder hohe Denierszahlen gebaut.

M. Ausführung der Teile der Kolbenpumpen.

1. Der Pumpenkörper.

Der Pumpenkörper ist zylindrisch oder, besonders bei hohen Drücken besser kugelförmig, was günstigere Anschlüsse für Stutzen und Ventile ergibt.

Armaturen am Pumpenzylinder (vgl. S. 515): Auffüll-, Ab- und Umlaufhähne oder -ventile, Schnüffelventile, Indikatoranschlüsse.

Die Windkessel sind birnenförmig (bei kleinen Ausführungen), kugelig oder zylindrisch mit halbkugeligem oder elliptischem Boden: Saugwindkessel oft kastenförmig, durch Rippen versteift.

Armaturen für Saugwindkessel. Vorzusehen sind: Vakuummeter bzw. Manovakuummeter, Lufthahn, Wasserstand und, falls in der Saugleitung ein Fußventil und die Druckhöhe so groß ist, daß bei undichten Pumpenventilen die Haltbarkeit gefährdet ist, ein Sicherheitsventil.

Armaturen für Druckwindkessel. Manometer, Wasserstand oder Proberhähne, Lufthahn, Sicherheitsventil (soll am Wasserraum, nicht am Luftraum anschließen).

Flanschdichtungen je nach Flüssigkeit, Druck und Temperatur aus Gummi (mit Leinen- oder Kupfergazeinlage), Pappe oder Papier (mit Leinöl getränkt), Hochdruckplatten (Klingerit), Preßasbest (auch mit Kupferarmierung), Leder, Kupfer, Hartblei. Für Drücke bis zu 10 kg/cm^2 Flanschdichtungen zwischen ebenen Flächen mit eingedrehten Sicherungsrillen. Bei hohen Drücken Sicherung der Dichtung gegen Herausdrücken durch Ansatz und Eindrehung oder durch Feder und Nut (vgl. Abschnitt IV), auch runde Schnüre aus reinem Paragummi nach Abb. 39 (vorteilhaft wegen des unmittelbaren Aufeinanderliegens der Flanschflächen, wodurch Schiefziehen wie bei nachgiebigen Dichtungen unmöglich wird). In Ausnahmefällen können die Dichtflächen auch aufgeschliffen werden, die dann möglichst schmal zu halten sind. Dichtungen für Pumpendeckel, die öfter gelöst werden, sind gut mit Graphit zu bestreichen, damit sie beim Öffnen des Deckels nicht festkleben und zerstört werden.

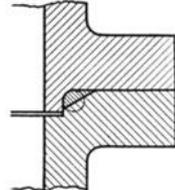


Abb. 39.
Flanschdichtung
mit Gummischnur.

2. Kolben.

Kolben werden meist als Tauchkolben (Plunger) ausgebildet mit feststehender Stopfbüchse, hohl (mit Ausnahme kleiner Durchmesser), bei Drücken bis 10 kg/cm^2 (also 100 m Förderhöhe) und bei doppelt-wirkenden sowie Differential-pumpen auch ohne besondere Dichtung in langer Führungsbüchse aus Bronze oder aus Rotguß, auch aus Gußeisen mit Weißmetallausguß (nur bei reinen Flüssigkeiten, besonders für Wasserwerkspumpen). Plunger und Führung sollen möglichst nicht aus gleichem Werkstoff sein, da dies besonders starke Abnutzung gibt.

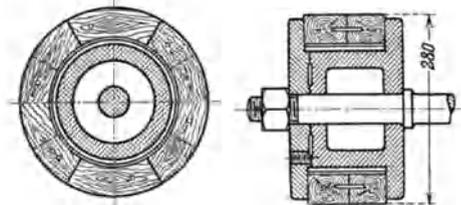


Abb. 40. Scheibenkolben mit Holzringen.

Scheibenkolben nur für mittlere Drücke. Dichtung erfolgt durch selbstspannende Ringe aus Gußeisen (nur anwendbar, wenn Rosten bei Stillstand ausgeschlossen) oder Metall (vgl. Abb. 29); auch Ringe aus

Hartgummi werden verwendet, ferner besonders bei Warmwasserpumpen von Kondensatoren Holzringe aus einzelnen gegeneinander beweglichen Segmenten aus Eichen- oder Ahornholz, durch Stahlfeder nach außen gedrückt (Abb. 40). Für unreines Wasser halten auch Kolben mit Manschetten aus Leder (darf bei Stillstand nicht eintrocknen) oder aus Gummi oder Guttapercha (Abb. 41, Bauart Borsig) gut dicht. Sie haben aber größeren Reibungswiderstand, weil die Manschetten durch den Flüssigkeitsdruck gegen die Lauffläche gedrückt werden. Bei einfachwirkendem Scheibenkolben wird das Druckventil in diesem angeordnet (vgl. Abb. 28 sowie auch Abb. 37).

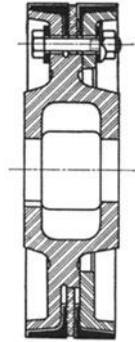


Abb. 41.
Manschetten-
kolben
(Borsig).

Die Kolbenstange doppelwirkender Pumpen wird zweckmäßig aus nichtrostendem Stahl gefertigt oder mit Metall überzogen.

3. Stopfbüchsen.

Stopfbüchsen zum Abdichten der Plunger und der Kolbenstangen erhalten meist Weichpackung aus geflochtenen Hanf- oder Baumwollschnüren oder -zöpfen, mit Talg getränkt. Die Packung wird in einer Spirale oder besser in einzelnen stumpf gestoßenen Ringen mit versetzten Teilstellen eingelegt, und zwar je nach Druck bis zu 8 und mehr Ringe übereinander (Abb. 25). Die Stopfbüchse erhält eine lange Grundbüchse aus Metall zur Führung von Plunger oder Stange. Das Festdrücken der Packung erfolgt bei kleinen Abmessungen durch Druckring und Überwurfmutter (vgl. Abb. 29 u. 42), sonst durch

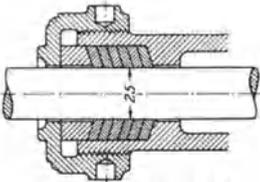


Abb. 42. Stopfbüchsendichtung
durch kegelige Lederringe.

Stopfbüchsenbrille mit zwei oder mehr Schrauben je nach Größe und mit Metallfutter. Die Bohrung ist etwas größer als der Stangendurchmesser, um Klemmen bei Schiefziehen zu vermeiden. An großen Stopfbüchsen ist deshalb zweckmäßig ein Zahnradgetriebe zum gleichmäßigen Anziehen der Schraubmuttern vorzusehen. Für doppelwirkende Plungerpumpen haben die Una-Stopfbüchse (Ausführung Klein, Schanzlin &

Becker, Abb. 26) und ähnliche Ausführungen (z. B. von Weise & Monski, Abb. 27), nur einen Dichtungsraum. Sie besitzen daher kürzere Baulänge und geringere Reibung als zwei getrennte Stopfbüchsen. Sie vermeiden Schiefziehen durch doppelte Führung der langen Laufbüchse für den Plunger, die am anderen Ende mit Rundgummischnur abgedichtet wird.

Metallpackungen werden nur für ganz reine und besonders sandfreie Flüssigkeiten angewendet. Die mehrteiligen Ringe aus Metall werden durch konische Form oder durch umgelegte Schlauchfedern gegen die Stange gedrückt. Jede Rostbildung auf dieser erzeugt starke Abnutzung und Undichtwerden.

Lederdichtung ist nur für kalte Flüssigkeiten, für die höchsten Drucke verwendbar. Kegelige Ringe (Abb. 42) für kleine Abmessungen, oder Manschetten in Winkelform (Abb. 43) oder in U-Form (Abb. 44), dichten nur in einer Richtung, deshalb sind bei Saug- und Druckwirkung zwei entgegengesetzt wirkende Manschetten erforderlich. Der Reibungsverlust ändert sich proportional dem Druck.

Winkelförmige Manschetten auch aus Gummi oder Guttapercha (vgl. Abb. 41 u. 43), dürfen nicht so fest eingespannt werden, daß sie sich deformieren, da dann Dichthalten nicht möglich ist. Für Wasserpumpen sehr bewährt ist die Stopfbüchsenliderung System Frantz-Landgräber (Abb. 45). Die besteht aus einem rechteckigen, aufgeschnittenen Gummiring mit Hohlraum, von dem einige Öffnungen nach außen führen. Diese haben durch Nuten im Boden der Stopfbüchse Verbindung mit dem Pumpeninnern, so daß der Pumpendruck in den Hohlraum des Gummiringes gelangen und diesen an die Stange (oder den Plunger) drücken kann. Gute Schmierung ist erforderlich. Besonders bei Ledermanschetten ist Rostbildung auf Stange oder Plunger schädlich.

Für heiße Flüssigkeiten werden Stopfbüchsen mit Wasserkühlung angewendet. Für schädliche Stoffe ist vor der Packung ein Ringraum zur Zuführung einer Sperrflüssigkeit vorzusehen.

4. Triebwerk.

Das Triebwerk der Kolbenpumpen wird wie das der Kolbendampfmaschinen ausgebildet. Die Lagerbelastung soll jedoch höchstens $\frac{2}{3}$ der normalen bei Dampfmaschinen betragen, da der Kolbendruck über den ganzen Hub gleich bleibt. Alle Lager erhalten nachstellbare, auswechselbare Schalen aus Rotguß oder Weißmetall. Der Schwingbolzen der Schubstange wird nur bei kleinen Pumpen im Plunger befestigt, wie Abb. 30 und Abb. 36 zeigen, da durch den Seitendruck der Schubstange stärkere Abnutzung der Plungerführung verursacht wird; mitunter wird auch die verlängerte Kolbenstange in besonderem Lager geführt. Die gabelförmige Schubstange greift zwischen diesem und der Stopfbüchse an (Abb. 26). Meist, bei größeren Ausführungen ausschließlich, wird ein Kreuzkopf in gebohrter Rundführung verwendet (Abb. 25, 27, 31, 32, 34). Bei liegenden Pumpen soll die Kurbel links drehen, d. h. die obere Hälfte des Kurbelkreises nach dem Pumpenzylinder zu durchlaufen, damit der Gestängedruck stets auf die untere Gleitbahn kommt. Die Kurbelwelle wird gekröpft (Abb. 25, 27, 34) oder mit Außenkurbel (Abb. 30, 31, 32, 36) ausgeführt.

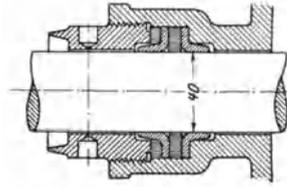


Abb. 43. Stopfbüchsendichtung durch winkelförmige Ledermanschetten.

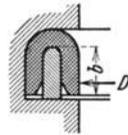


Abb. 44. U-förmige Ledermanschette.

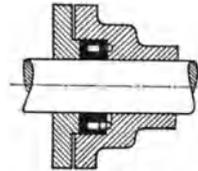


Abb. 45. Stopfbüchsenliderung System Frantz-Landgräber.

Schmierung erfolgt nur in untergeordneten Fällen durch Staufferfett, gewöhnlich durch Tropföler. Die Kurbelwellenlager sind mit Ringschmierung (Abb. 31) versehen. Bei selbsttätigen Pumpwerken ist Umlaufschmierung durch besondere Ölpumpe erforderlich.

5. Schwungräder.

Schwungräder sind bei Kolbenpumpen mit Kurbeltrieb zur Erzielung gleichförmigen Umlaufes notwendig. Der Ungleichförmigkeitsgrad $\delta_s = \frac{\text{größte} - \text{kleinste}}{\text{mittlere}}$ Umfangsgeschwindigkeit wird bei direktem Dampfantrieb gewählt zu 1/20 bis 1/30, bei elektrischem Antrieb kleiner (bis 1/50), bezogen auf die kleinste Betriebsdrehzahl. Das erforderliche Schwungmoment $G \cdot D_s^2$ des Schwungrades bestimmt man aus der Gleichung

$$G \cdot D_s^2 = \frac{36000 \cdot A}{\pi^2 \cdot n^2 \cdot \delta_s} \text{ in kg} \cdot \text{m}^2. \quad (27)$$

Hierin ist

G = wirksames Schwungradgewicht in kg;

D_s = Durchmesser des Schwerpunktkreises des Kranzquerschnittes in m;

A = größte, während einer Umdrehung auf das Schwungrad zu übertragende oder von ihm abzunehmende Arbeit in kg · m;

n = Drehzahl je min.

In den Abb. 11a—11d können die oberhalb der Abszissenachsen liegenden Kurven unter Vernachlässigung des Einflusses der endlichen Schubstangenlänge auch als Darstellung der auf den Schwungradumfang bezogenen Kolbenarbeit $F \cdot S \cdot \frac{H + h_p}{\eta_m} \cdot \gamma$ in kg · m während eines Hin- oder Rückganges des Kolbens betrachtet werden. Dann geben die schraffierten Flächen den Wert der überschießenden Arbeit an, die vom Schwungrad abzugeben ist. Für die verschiedenen Pumpenarten wird

$$A = k \cdot F \cdot S \cdot \frac{H + h_p}{\eta_m} \cdot \gamma \text{ in kg} \cdot \text{m}. \quad (28)$$

Darin ist der Beiwert

$k = 0,55$ für einfachwirkende Pumpen;

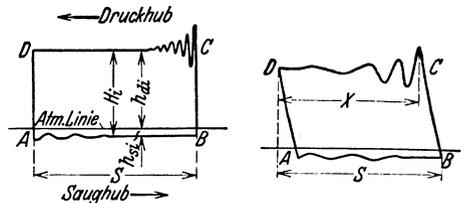
$k = 0,21$ für doppelwirkende oder zwei einfachwirkende Pumpen mit um 180° versetzten Kurbeln;

$k = 0,042$ für zwei doppelwirkende Pumpen mit um 90° versetzten Kurbeln;

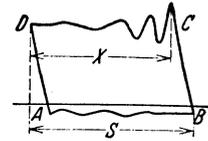
$k = 0,009$ für drei einfachwirkende Pumpen mit um 120° versetzten Kurbeln.

N. Das Pumpendiagramm.

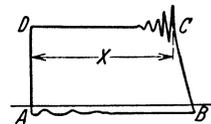
Das normale „Arbeitsdiagramm“ der Kolbenpumpe (Abb. 46 a) wird vom Indikator aufgezeichnet, der seinen Antrieb vom Kolben oder Gestänge gleichlaufend mit dem Kolben erhält. Die Diagrammlänge S entspricht dem Kolbenhub, die ganze Diagrammhöhe $H_i = H + h_p$, der manometrischen Widerstandshöhe zuzüglich der Druckverluste in der Pumpe selbst, hauptsächlich von den Ventilen herührend, und zwar gemessen in kg/cm^2 Kolbenfläche und unter Berücksichtigung des Maßstabes der Indikatorfeder unmittelbar aus dem Diagramm abgreifbar. Die Höhe h_{si} unterhalb der Atmosphärenlinie gibt die indizierte Saughöhe und h_{di} oberhalb der Atmosphärenlinie die indizierte Druckhöhe an. Die Linie $A-B$ entspricht dem Saughub, $C-D$ dem Druckhub. Am Ende des Saughubes steigt der Druck sehr schnell auf den erforderlichen Öffnungsdruck des Druckventiles. Daher ist die Linie B bis C senkrecht. Nach einigen Schwankungen geht die Drucklinie in eine Parallele zur Atmosphärenlinie über, um am Ende des Druckhubes ebenso schnell auf den zum Öffnen des Saugventiles nötigen Unterdruck zu fallen. Auch die Sauglinie zeigt im Anfang einige Schwankungen.



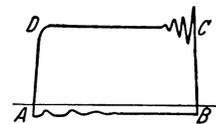
a) Normales Diagramm.



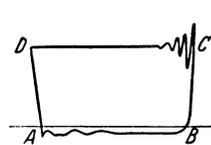
b) Luftsack im Pumpenzylinder.



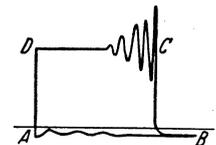
c) Luft wird angesaugt.



d) Undichtiges Saugventil.



e) Undichtiges Druckventil.



f) Pumpe füllt sich nur teilweise.

Abb. 46. Pumpendiagramme.

Einen Luftsack im Pumpenzylinder erweist ein Diagramm ähnlich Abb. 46 b. Zu Beginn des Druckhubes wird die Luft nach der Linie $B-C$ komprimiert und dehnt sich am Anfang des Saughubes nach der Linie $D-A$ wieder aus. Die Förderleistung verringert sich im Verhältnis der Strecken X/S . Die Saug- und Drucklinie zeigen mehr oder weniger große Druckschwankungen.

Durch Undichtheiten (eventuell auch absichtlich durch Schnüffelventil am Pumpenzylinder oder durch Lufthahn am Saugkasten) angesaugte Luft zeigt, wenn sie bei jedem Druckhub durch das Druckventil restlos abströmen kann, ein Diagramm nach Abb. 46 c. Der Druckanstieg zu Beginn des Druckhubes erfolgt allmählich nach einer Kompressionslinie, der Druckabfall zu Beginn des Saughubes dagegen schnell wie beim Normaldiagramm (Abb. 46 a). Auch hier verringert sich die Förderleistung entsprechend der Strecke X . Ein ähnliches Diagramm ergibt sich, wenn das Saugventil sich zu spät schließt.

Ein undichtiges Saugventil (Abb. 46d) gibt eine schräge Druckanstieglinie $B-C$ und Beginn des Druckabfalles bereits vor dem Ende des Druckhubes. Ein undichtiges Druckventil (Abb. 46e) zeigt Beginn des Druckanstieges schon vor dem Ende des Saughubes und Erreichung der Saugspannung erst nach Beginn des Saughubes. Das Letztere tritt auch ein, wenn das Druckventil zu spät schließt.

Undichter Kolben bei doppeltwirkenden Pumpen mit hintereinander liegenden Pumpenräumen (vgl. Abb. 26, 27 und 29) bzw. undichter oder offener Umlauf zwischen beiden Kolbenseiten zeigt im Diagramm die Fehler von undichten Saug- und Druckventilen zusammen. Die Größe der Undichtheitsverluste bzw. die tatsächliche Förderleistung können bei den letztgenannten drei Fehlern aus dem Diagramm nicht entnommen werden, da während des ganzen Saug- bzw. Druckhubes Flüssigkeit zurückströmt.

Wird die Saughöhe aus irgendeinem Grunde zu groß, so tritt Dampfbildung ein und die Pumpe füllt sich nur teilweise, das Druckventil öffnet sich mit entsprechender Verspätung und es treten sehr starke Schläge und Erschütterungen auf. Das Diagramm nimmt etwa die Form der Abb. 46f an. Bei zu kleinem Saugwindkessel zeigt die Sauglinie sehr starke Schwankungen.

II. Kreiselpumpen.

[Vgl. C. Pfleiderer: Die Kreiselpumpen. Berlin: Julius Springer 1932.]

Die Wirkungsweise der Kreiselpumpen entspricht der der Turbo-Kompressoren (vgl. dort S. 455f.).

Das Verhältnis zwischen der Förderhöhe H [s. Kolbenpumpen Gleichung (1) bis (3), S. 495] und der theoretischen Förderhöhe H_{th} in $\text{kg} \cdot \text{m}/\text{kg}$, d. h. der auf 1 kg Flüssigkeit entfallenden Schaufelarbeit, ist der hydraulische Wirkungsgrad

$$\eta_h = \frac{H}{H_{th}}. \quad (29)$$

Dieser umfaßt alle in Form von Druckverlusten in der Pumpe selbst (nicht in der Rohrleitung) auftretenden Verluste. Er kann zu 0,7—0,9 angenommen werden. Er ist noch um etwa 7—15% größer als der Gesamtwirkungsgrad η [Gleichung (21b), S. 503], der auch den Spaltverlust und die Rad- und Reibungsverluste berücksichtigt. η erreicht bei großen, direkt mit Elektromotor angetriebenen Kreiselpumpen den Wert 0,85, geht aber bei kleinen und kleinsten Pumpen bis auf 0,5 und noch erheblich unter diesen Wert herab.

A. Die Hauptgleichungen der Kreiselpumpen.

Die geometrischen Beziehungen der Geschwindigkeiten sind die gleichen wie bei den Turbokompressoren (vgl. Abb. 55, S. 455). Also ist mit den

Bezeichnungen der S. 456 die gesamte Schaufelararbeit bei unendlich vielen Schaufeln

$$H_{th\ z} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_0^2 - w_2^2}{2g} + \frac{c_2^2 - c_0^2}{2g} \quad (30)$$

statische Druckhöhe
dynamische
oder Spaltdruck
Druckhöhe

in m Flüssigkeitssäule.

Die durch die Strömungswiderstände im Laufrade bedingten Verluste bleiben ganz ohne Einfluß und nur die auftretenden Geschwindigkeiten sind für die aufzuwendende Schaufelararbeit maßgebend.

Durch Einführung der Umfangskomponenten der absoluten Geschwindigkeiten erhält die Hauptgleichung die Form

$$H_{th\ z} = \frac{1}{g} (u_2 \cdot c_{2u} - u_1 \cdot c_{0u}) \quad (31)$$

in m Flüssigkeitssäule und für den meist vorkommenden Fall, daß Winkel $\alpha_0 = 90^\circ$, also $c_{0u} = 0$ (Abb. 47)

$$H_{th\ z} = \frac{1}{g} \cdot u_2 \cdot c_{2u} \quad (32)$$

in m Flüssigkeitssäule.

Das spezifische Gewicht der Flüssigkeit kommt in diesen Gleichungen nicht vor. Daraus folgt, daß die Förderhöhe einer Pumpe, ausgedrückt in m Flüssigkeitssäule, von der Art der Flüssigkeit unabhängig ist. Demnach ist auch das Fördervolumen von der Art der Flüssigkeit unabhängig. Dagegen ist der Kraftbedarf $\frac{\gamma \cdot V \cdot H}{\eta}$ in $\text{kg} \cdot \text{m}/\text{s}$, worin V in m^3

das sekundliche Fördervolumen ist, dem spezifischen Gewicht γ in kg/m^3 der Flüssigkeit proportional (vgl. Abschnitt I D, S. 503, Kolbenpumpen).

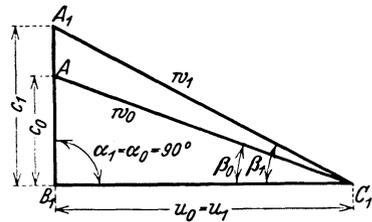


Abb. 47. Geschwindigkeitsdreieck für Laufradeintritt.

(Für die einzelnen Verluste und damit auch für die wirkliche Förderhöhe trifft dies nicht genau zu, weil nach dem Reynoldsschen Gesetz die Reibungsziffern nur dann übereinstimmen, wenn das Produkt aus kinematischer Zähigkeit und Geschwindigkeit das gleiche ist. Besonders für Flüssigkeiten von verhältnismäßig großer Zähigkeit, z. B. Öl, ist dies zu beachten.)

Wegen der endlichen Dicke der Schaufeln wird, wenn diese in Richtung des Radumfanges gemessen, mit σ und die Schaufelteilung mit t bezeichnet werden,

$$c_1 = c_0 \cdot \frac{t_1}{t_1 - \sigma_1} \quad (33)$$

für den Radeintritt (vgl. Abb. 47). Am Radaustritt kann $c_{3m} = c_{2m}$ gesetzt werden, da hier die Schaufelenden genügend ausgeschärft werden können.

B. Die Schaufelwinkel.

Der Eintrittswinkel β_1 ist ziemlich eindeutig bestimmt, da die Größen u_1 , α_0 und c_1 durch die vorliegenden Verhältnisse in engen Grenzen festgelegt sind. Dagegen können Winkel β_2 sowie eine weitere Größe für den Austritt gewählt werden, weil zur Bestimmung des Austrittsdreiecks (Abb. 56, S. 455) drei Größen nötig sind und durch die Hauptgleichung nur eine Bedingung zu seiner Festlegung gegeben ist.

Die drei Möglichkeiten $\sphericalangle \beta_2 \leq 90^\circ$ zeigen die Abb. 48, 49 und 50, in denen eine rückwärts gekrümmte, eine radial endigende und eine vorwärts gekrümmte Schaufelform dargestellt ist nebst einer Abwicklung des Kanalquerschnitts parallel zur Achse.

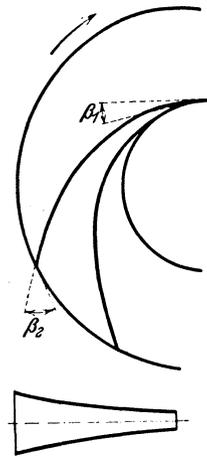


Abb. 48. Rückwärts gekrümmte Schaufel.

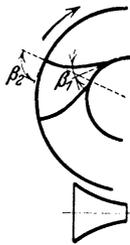


Abb. 49. Senkrechte Schaufel.

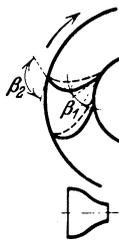


Abb. 50. Vorwärts gekrümmte Schaufel.

Die rückwärts gekrümmte Schaufel ergibt einen erheblich längeren Kanal und damit einen größeren Reibungsweg, aber eine günstigere Form des nur wenig gekrümmten und sich nur schwach verbreiternden Kanals, bei dem eine mit

Verlusten verbundene Loslösung der Flüssigkeit von der Wand nicht zu befürchten ist. Es wird deshalb meist die rückwärts gekrümmte Schaufel vorgezogen.

Den Einfluß des Winkels β_2 auf die Leistung zeigt die Abb. 57 (S. 457), welche die Geschwindigkeitsdreiecke für verschiedene Winkel wiedergibt.

Die Meridiankomponente c_{2m} der absoluten Austrittsgeschwindigkeit c_2 sowie die Umfangsgeschwindigkeit u_2 sind als konstant angenommen. Dann ist, wenn $\sphericalangle \alpha_0 = 90^\circ$, die theoretische Förderhöhe $H_{th\infty}$ nach der Hauptgleichung [Gleichung (32)] proportional der Umfangskomponente $c_{2u} = c_2 \cdot \cos \alpha_2$, also der Reihe nach gleich 0, u_2 und $2 \cdot u_2$. Je größer also der Winkel β_2 wird, um so größer wird bei gleicher Umfangsgeschwindigkeit die theoretische Förderhöhe.

Für $\sphericalangle \alpha_2 = 90^\circ$ wird $H_{th\infty} = 0$, d. h. es wird überhaupt keine Druckhöhe erzeugt, das Wasser verläßt vielmehr das Rad mit der gleichen Geschwindigkeit, mit der es eintritt; die Schaufel ist wirkungslos.

Wird $\sphericalangle \beta_2 = 90^\circ$, so erhält man radial endigende, sog. Riedinger-Schaufeln. Es wird $c_{2u} = u_2$, also $H_{th\infty} = \frac{u_2^2}{g}$, die je zur Hälfte in Spaltdruck und dynamische Druckhöhe zerfällt. [Nach dem Diagramm der Abb. 57 (S. 457) verläuft $H_{th\infty}$ nach einer Geraden, während die Parabel den Verlauf der dynamischen Druckhöhe angibt, die Differenz der Ordinaten dieser beiden Linien also den Spaltdruck.]

Bei weiterer Vergrößerung des Winkels β_2 ergeben sich vorwärts gekrümmte Schaufeln. Der Grenzfall wird erreicht mit $c_{2u} = 2 \cdot u_2$, also mit $H_{th\infty} = \frac{2 \cdot u_2^2}{g}$. Die gesamte Schaufelarbeit wird in Geschwindigkeit umgesetzt, der Spaltdruck wird gleich Null. Bei noch weiterer Vergrößerung von β_2 würde sogar in der Pumpe Unterdruck entstehen, was Abreißen des Wasserfadens zur Folge haben müßte.

Die vorwärts gekrümmte Schaufel ergibt also bei gleicher Umfangsgeschwindigkeit eine größere Druckhöhe. Die starke Beschleunigung auf dem kurzen Wege zwischen Eintritt und Austritt des Laufrades und die Umsetzung der hohen Geschwindigkeit in Druck bringen aber erhebliche Verluste mit sich, weshalb man fast ausnahmslos den rückwärts gekrümmten Schaufeln den Vorzug gibt. Die üblichen Werte für Winkel β_2 liegen zwischen 15° und 50° .

C. Einfluß der endlichen Zahl der Laufschaufeln.

Wie bei den Turbokompressoren (vgl. S. 459) bedingt die endliche Kanalweite, daß der Druck vor der Schaufel stets größer ist als hinter der Schaufel. Demnach ist die relative Geschwindigkeit dort kleiner als hier, so daß (nach Pfleiderer) ein Abbiegen der austretenden Wasserfäden entgegengesetzt zur Drehrichtung stattfindet. Daher verkleinert sich (nach Abb. 56, S. 455) Winkel β_2 auf β'_2 und Winkel α_2 vergrößert sich auf α'_2 , der für die Leitschaufeln maßgebend ist, entsprechend einer Verkleinerung der Umfangskomponente c_{2u} auf den Wert c'_{2u} .

Die Hauptgleichung (31) erhält daher für endliche Schaufelzahl die Form

$$H_{th} = \frac{1}{g} \cdot (u_2 \cdot c'_{2u} - u_1 \cdot c_{0u}) \quad (34)$$

und für Winkel $\alpha_0 = 90^\circ$

$$H_{th} = \frac{u_2 \cdot c'_{2u}}{g} \quad (35)$$

Dabei ist H_{thz} um 10—50% größer als die mit der endlichen Schaufelzahl erreichbare theoretische Förderhöhe

$$H_{th} = \frac{H}{\eta_h}$$

[nach Gleichung (29)].

Auch am Radeintritt ist eine Ablenkung vorhanden, die auf Verkleinerung des Eintrittswinkels für stoßfreien Eintritt hinwirkt, aber nur gering ist und vernachlässigt werden kann, zumal der Einfluß der Schaufeldicke sich in entgegengesetzter Richtung auswirkt. Nach Pfleiderer ergibt sich die Näherungsgleichung

$$H_{th\infty} = H_{th} \cdot \left(1 + \frac{\mu \cdot \sin \beta_2}{z} \cdot \frac{r_2^2}{S} \right) \quad (36)$$

Hierin ist μ ein Erfahrungswert, der bei rückwärts gekrümmten Schaufeln und bei Vorhandensein von Leitschaufeln zwischen 2 und 3

liegt, bei Pumpen ohne Leitschaufeln etwas höher. Ferner ist $r_2 = \frac{D_2}{2}$ in m der halbe Außendurchmesser des Rades am Austritt, z die Anzahl der Schaufeln und S das statische Moment des zwischen Ein- und Austrittskante verlaufenden Stückes des mittleren Wasserfadens im Meridianschnitt, bezogen auf die Drehachse.

Für die Radialschaufel ist

$$S = (r_2 - r_1) \cdot \frac{(r_2 + r_1)}{2} = \frac{r_2^2 - r_1^2}{2}$$

und damit

$$H_{th\infty} = H_{th} \cdot \left(1 + \frac{2 \cdot \mu \cdot \sin \beta_2}{z \left[1 - \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 \right]} \right) \quad (37)$$

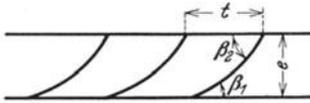


Abb. 51. Axialschaufeln.

und für den vielfach üblichen Wert $r_2 = 2 \cdot r_1$

$$H_{th\infty} = H_{th} \cdot \left(1 + \frac{8}{3} \cdot \frac{\mu \cdot \sin \beta_2}{z} \right). \quad (38)$$

Für Axialschaufeln nach Abb. 51 wird

$$H_{th\infty} = H_{th} \left(1 + 0,16 \mu \cdot \sin \beta_2 \frac{t}{e} \right). \quad (39)$$

Senkrecht endigende Schaufeln ergeben unter sonst gleichen Verhältnissen die größte Ablenkung und die größte Minderleistung.

D. Die Radabmessungen.

Gegeben ist im allgemeinen die Fördermenge V in m^3/s , die Förderhöhe H in m und die Drehzahl n je min. Nach Annahme von η_h ergibt sich H_{th} aus Gleichung (29) und $H_{th\infty}$ aus den Gleichungen (36) bis (39).

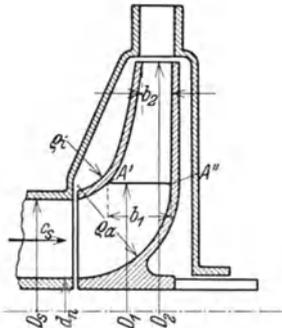


Abb. 52. Meridianschnitt durch das Laufrad.

Es werde die am meisten gebräuchliche radiale Beaufschlagung (Abb. 52) betrachtet:

1. Eintritt. Die axiale Eintrittsgeschwindigkeit in das Rad wählt man zu $c_s = 2-4$ m/s (Geschwindigkeit im Saugrohr), in Grenzfällen noch mehr. Hohe Eintrittsgeschwindigkeit ergibt kleine Räder und damit geringe Radreibung, vermindert aber die Saugfähigkeit.

Mit Rücksicht auf den Spaltverlust und die Kontraktion ist die von der Pumpe zu verarbeitende Fördermenge V' in m^3/s um 3-10% größer zu wählen als V (kleine Werte für große Fördermengen und umgekehrt).

Nach Bestimmung des aus der Berechnung der Welle auf Festigkeit und Formänderung sich ergebenden, möglichst klein zu haltenden Nabendurchmessers d_n in m (Paßfedern für Kreiselpumpen nach DIN 270) ergibt sich der Saugrohrdurchmesser D_s in m aus

$$V' = c_s \cdot \frac{\pi}{4} (D_s^2 - d_n^2). \quad (40)$$

Ist D_1 der Durchmesser, auf dem die Schaufeln beginnen, so wird die Eintrittsbreite

$$b_1 = \frac{V'}{\pi \cdot D_1 \cdot c_0} \quad (41)$$

in m. c_0 wird gleich oder nur wenig größer als c_s gewählt. Da c_1 aus Gleichung (33) mit $\frac{t_1}{t_1 - \sigma_1} = 1,15 - 1,25$ und $u_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60}$ bestimmt sind, so ist das Eintrittsdreieck (Abb. 47) bekannt und es wird für Winkel $\alpha_0 = 90^\circ$

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{c_1}{u_1}.$$

Die Schaufeldicke ist so gering wie möglich auszuführen. Die Schaufelzahl liegt meist zwischen 6 und 12. Angenähert ist

$$z = 6,5 \cdot \sin \frac{(\beta_1 + \beta_2)}{2} \cdot \frac{(D_2 + D_1)}{(D_2 - D_1)}. \quad (42)$$

2. Austritt. Der äußere Raddurchmesser D_2 soll bei einstufigen Pumpen gleich oder nur wenig größer sein als $2 \cdot D_1$. Er kann bei mehrstufigen Pumpen bis auf $3 \cdot D_1$ steigen, und zwar um so höher, je größer die Stufenzahl ist.

Außer dem Austrittswinkel β_2 kann entweder die Austrittsbreite b_2 oder die Meridianschwindigkeit $c_{2m} = c_2 \sin \alpha_2$ (Abb. 56, S. 455) gewählt werden, und zwar meist gleich oder wenig größer als c_{1m} . Aus der Hauptgleichung folgt für $\alpha_0 = 90^\circ$

$$u_2 = \frac{c_{2m}}{2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{c_{2m}}{2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2}\right)^2 + g \cdot H_{th \alpha}} \quad (43)$$

in m/s, woraus sich ergibt

$$D_2 = \frac{60 \cdot u_2}{\pi \cdot n}.$$

Die Radbreite nimmt nach außen ab, so daß c_{1m} stetig auf c_{2m} übergeht. Es wird

$$b_2 = \frac{V'}{\pi \cdot D_2 \cdot c_{2m}}. \quad (44)$$

Die Verengung durch die Schaufeln kann hier bei guter Ausschärfung der Enden unberücksichtigt bleiben.

Um im voraus die Bauart der Pumpe, z. B. mehrstufige (Abb. 71), oder Mehrstromanordnung (Abb. 66), oder axiale Beaufschlagung (Abb. 69) übersehen zu können, kann die Näherungsgleichung benutzt werden

$$H = v \cdot \frac{u_2^3}{2 \cdot g}, \quad (45)$$

die auch geschrieben werden kann:

$$H = k \cdot n^2 \cdot D_2^3. \quad (46)$$

Auf Grund von Erfahrungen kann gesetzt werden bei rückwärts gekrümmten Schaufeln und Radialrädern der üblichen Form:

$v = 0,93 - 1,1$ bzw. $k = 1,3 - 1,5 \cdot 10^{-4}$ für Pumpen mit Austrittsleitrad,
 $v = 0,70 - 1,0$ bzw. $k = 1,0 - 1,4 \cdot 10^{-4}$ für Pumpen ohne Austrittsleitrad.

Bei mehrstufigen Pumpen mit i -Stufen gelten in den vorstehenden Gleichungen die Werte für H , H_{th} und $H_{th \infty}$ stets für eine Stufe, also $\Delta H = \frac{H}{i}$ usw. Würde die Stufenzahl $i > 10$ werden, schaltet man meist zwei mehrstufige Pumpen hintereinander.

E. Form der Laufradschaufeln.

Da nur für die Schaufelenden die Winkel β_1 bzw. β_2 vorgeschrieben sind, ist der Verlauf der Schaufeln zwischen den Enden theoretisch beliebig. Zu beachten ist nur, daß der Kanalquerschnitt sich allmählich ändert und daß der Kanal nicht unnötig lang wird.

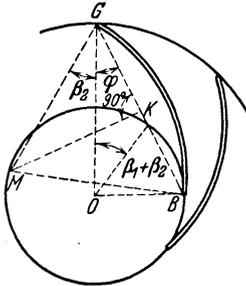


Abb. 53. Kreisbogenschaukel.

Die Schaufeln können nach einem Kreisbogen (Abb. 53) oder besser als Evoluten in Anlehnung an den Wasserturbinenbau geformt werden. Pfeleiderer empfiehlt die punktweise Berechnung der Schaufel über ihre ganze Länge, ausgehend von der Annahme gleichen Strömungszustandes über parallelen Kreisen, d. h. entsprechend unendlicher Schaufelzahl. Dieses Verfahren eignet sich auch für Räder mit doppelt gekrümmten (axialen) Schaufeln [vgl. Spannhaake: Kreisräder als Pumpen und Turbinen, Bd. 1. Berlin: Julius Springer 1931].

F. Leitvorrichtungen.

Zweck und Wirkung der Leitvorrichtungen sind die gleichen wie bei den Turbokompressoren (vgl. dort S. 463).

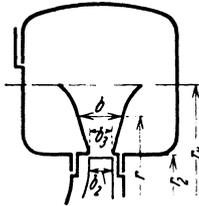


Abb. 54. Leitring.

Die Eintrittsbreite der Leitvorrichtung muß 1 bis 2 mm größer sein als die Austrittsbreite des Rades, um einen Kantenstoß zu vermeiden (vgl. Abb. 52).

Ein glatter Leitring, bestehend aus zwei die Fortsetzung der Laufradwände bildenden Wänden, die als Rotationsflächen ausgebildet sind (Abb. 54), hat nur bei großen Wassermengen und verhältnismäßig geringer Förderhöhe einen Wirkungsgrad, der dem der Pumpen mit Leitrad einigermaßen gleichwertig ist, doch verdient er bei Förderung unreiner Flüssigkeiten den Vorzug, weil die Leitkanäle sich in diesem Falle verstopfen können und stark abnutzen.

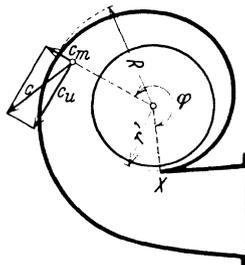


Abb. 55. Spiralgehäuse.

Das Spiralgehäuse (Abb. 55 und 66), häufig mit kreisförmigem Querschnitt, empfiehlt sich bei einstufigen Pumpen und bei der letzten Stufe mehrstufiger Pumpen. Es wird um das Leitrad oder auch an Stelle desselben angeordnet. Der Querschnitt muß schneller zunehmen, als dem Zentriwinkel φ entspricht, weil infolge der Fliehkräfte der Druck vom Radumfang nach außen hin zunimmt, die Geschwindigkeit also abnimmt.

Leitschaukeln (Abb. 56) sind stets erforderlich bei großen Geschwindigkeiten c_2 und bei mehrstufigen Pumpen. Der Durchmesser D_3 des Eintrittskreises ist einige mm größer zu wählen als D_2 . Die Zahl der Leitschaukeln soll

von der Zahl der Laufschaufeln verschieden sein. Die Stärke der Leitschaufelspitze s_3 ist möglichst gering, 1—5 mm, zu halten und der Schaufelanfang abzurunden. Die Kanalwände sollen möglichst glatt sein im Interesse der Verkleinerung der Reibung.

Der Eintrittswinkel α_4 der Leitschaufeln ergibt sich aus der Beziehung $\text{tg } \alpha_4 = 1,1 - 1,2 \cdot \text{tg } \alpha_3 \frac{t_4}{t_4 - \sigma_4}$. Darin berücksichtigt der Zahlenfaktor die Kontraktion, der Bruch die endliche Schaufeldicke; ferner ist

$$\text{tg } \alpha_3 = \frac{c_{3m}}{c_{3u}} \quad (47)$$

Hierin ist $c_{3m} = \frac{V}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2}$ und $c_{3u} = \frac{g \cdot H_{th}}{u_2}$ nach der Hauptgleichung (35).

Das Eintrittsende der Leitschaufeln wird genügend genau nach dem Ersatzkreisbogen der Kreisevolvente geformt. Die Fortsetzung der Mittellinie des Leitkanals soll möglichst geradlinig verlaufen bei einer Erweiterung des Querschnittes entsprechend höchstens 10—12° nach Abb. 56 a, um eine Loslösung des Strahles von der Wand zu vermeiden. (Die Krümmung der Leitschaufeln nach Abb. 56 b am äußeren Ende bleibt unwirksam.)

Bei mehrstufigen Pumpen ist die Verbindung zur nächsten Stufe als Fortsetzung der Leitkanäle auszubilden unter allmählichem Übergang auf die Eintrittsgeschwindigkeit des nächsten Rades.

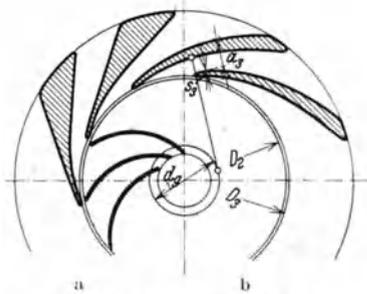


Abb. 56 a und b. Leitschaufeln.

G. Spaltdruck und Achsschub.

Zwischen Laufrad und Leitrad muß ein Spielraum, der Spalt, vorhanden sein, durch den der Spaltdruck H_p in die Räume 2 und 1 (Abb. 57) vor und hinter dem Laufrad gelangt. Entsprechend dem Betrag, um den die Druckfläche des Rades im Raum 1 größer ist als im Raum 2, entsteht ein Achsschub auf das Laufrad. Der Flüssigkeitsdruck verteilt sich auf die Seitenflächen des Rades nach einem Rotationsparaboloid $ABCD$ der Abb. 57.

Der Achsschub kann nur bei kleinen Pumpen durch Spurlager, am besten Kugellager, ausgeglichen werden. Er wird aufgehoben durch doppelseitigen Einlauf (Abb. 66), der aber bei kleinen Fördermengen zu enge Kanäle und bei mehrstufigen Pumpen schwierige Kanalführung ergibt. Weiter kann man einen zweiten

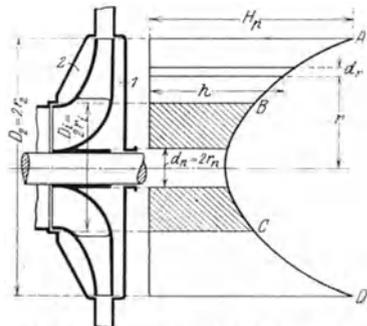


Abb. 57. Achsschub der Radialpumpen.

Dichtungsspalt auf der dem Einlauf gegenüberliegenden Radwand anordnen und in der Radwand Öffnungen vorsehen zum Druckausgleich (Abb. 76). Bei diesen Ausführungen ist aber ein Spurlager doch nicht zu entbehren. Deshalb wird heute, besonders bei größeren Leistungen, allgemein eine mit der Welle umlaufende, auf dieser befestigte Entlastungsscheibe, bei mehrstufigen Pumpen hinter der letzten Stufe, vorgesehen, die durch Belastung mit dem Spaltwasser den Achsschub aufnimmt. Die verschiedenen Ausführungen streben durch Vor- oder Hinterschaltung einer Drosselstrecke eine Verringerung des durch den Ringspalt am Umfang der Entlastungsscheibe austretenden Druckwassers an (vgl. Abb. 71).

H. Verhalten im Betriebe (Drosselkurven, Betriebspunkt).

Auch hier besteht Übereinstimmung mit den Turbokompressoren (vgl. dort S. 464). Bei Änderung der Fördermenge des stoßfreien Eintritts ändert sich auch die Förderhöhe. Weiter werden sich bei einer Änderung der Drehzahl die Fördermenge oder die Druckhöhe oder beide gleichzeitig ändern. Stellt man die veränderlichen Werte von V_x , n und H_x in einem räumlichen Koordinatensystem dar, so erhält man die Kennfläche, aus der man das Verhalten der Pumpe ersehen kann. (Das Fußzeichen x bedeutet, daß die Werte von denen für den stoßfreien Eintritt abweichen können.)

Besonderen praktischen Wert haben die Linien, welche die Änderung von V_x und H_x bei gleichbleibender Drehzahl zeigen. Man ermittelt diese Werte auf dem Versuchsstand durch mehr oder weniger weites Öffnen eines Drosselschiebers in der Druckleitung und erhält durch Auftragen der H_x -Werte als Ordinaten über den zugehörigen V_x -Werten als Abszissen die $V_x H_x$ -Kurve, welche Drosselkurve genannt wird (vgl. Abb. 64, S. 464). Zeichnerisch kann sie ermittelt werden, indem man vom Verlauf der Schaufelarbeit H_{thx} ausgeht. Abb. 65 (S. 465) zeigt die drei Fälle, daß Winkel $\beta_2 \cong 90^\circ$ ist. Für unendliche Schaufelzahl erhält man gerade Linien und ersieht, daß die theoretische Förderhöhe bei vorwärts gekrümmten Schaufeln mit steigendem V ebenfalls ansteigt, bei rückwärts gekrümmten hingegen abfällt und bei senkrecht endigenden Schaufeln konstant bleibt. Für $V_x = 0$, den Schwebezustand, haben alle Schaufelarten die gleichen Werte. Aus diesen Linien erhält man, wie Abb. 65, (S. 465) ebenfalls zeigt, die Drosselkurve als Parabel mit senkrechter Achse, indem man der Reihe nach folgende drei Größen in Abzug bringt: Die Minderleistung infolge der endlichen Schaufelzahl, die Kanalreibung einschließlich der Krümmungs- und Umsetzungsverluste, und die Stoßverluste beim Eintritt in Lauf- und Leitrad.

Werden die Drosselkurven derselben Pumpe bei verschiedenen Drehzahlen aufgezeichnet, so erhält man die Abb. 58. Theorie und Versuch ergeben übereinstimmend, daß diese Kurven für alle Drehzahlen kongruent sind. Ihre Scheitelpunkte A liegen auf einer Parabel OAM , deren Achse die H_x -Achse ist. Hat man daher eine Drosselkurve durch Rechnung oder

Versuch für eine beliebige Drehzahl ermittelt, so sind auch die Drosselkurven für alle anderen Drehzahlen bekannt, weil diese sich wie die Abszissen OA der Scheitelpunkte der zugehörigen Drosselkurven verhalten. In der Abb. 58 sind neben einer Anzahl von Drosselkurven die Kurven gleichen Wirkungsgrades eingetragen, die geschlossene Linienzüge ergeben, gewissemaßen „Niveaulinien der Wirkungsgrade“ (sog. Eierkurven). Daraus ergibt sich, daß für jede Pumpe ein Betriebspunkt B mit günstigstem Wirkungsgrad vorhanden ist, von dem aus die Wirkungsgrade nach allen Seiten hin abfallen.

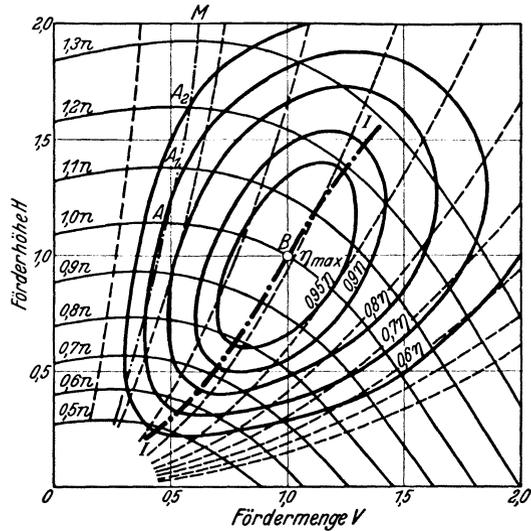


Abb. 58. Kennlinien einer Kreiselpumpe.

Die gestrichelt gezeichneten Parabeln, die alle ihren Scheitel in O haben, verbinden alle Betriebspunkte gleichen Stoßzustandes (also auch die des stoßfreien Eintritts). Für diese verhalten sich die Fördermengen wie die einfachen Potenzen der Drehzahlen ($V : V_x = n : n_x$), die Förderhöhen wie die zweiten Potenzen der Drehzahlen ($H : H_x = n^2 : n_x^2$) und die Nutzleistungen wie die dritten Potenzen ($N : N_x = n^3 : n_x^3$).

Bestimmung des Betriebspunktes. Die Pumpe hat außer der konstanten statischen Förderhöhe H_n [vgl. Kolbenpumpen, Gleichung (1), S. 495] die Widerstandshöhe der Rohrleitung H_w (Abschnitt I B) zu überwinden, die sich annähernd mit dem Quadrat der Fördermenge ändert. Die manometrische Förderhöhe H ergibt daher im $V_x H_x$ -Diagramm eine parabelähnliche Kurve GB (Abb. 59), die die Kennlinie der Rohrleitung genannt wird, weil sie nur von dieser, dagegen in keiner Beziehung von Art und Ausführung der Pumpe abhängig ist. Als Betriebspunkt, unter dem die Pumpe arbeitet, ergibt sich der Schnittpunkt B zwischen der Kennlinie und der Drosselkurve. Anzustreben ist, die Drehzahl so zu wählen, daß der Punkt B mit dem Schnittpunkt der Kennlinie und der Linie stoßfreien Eintritts (Abb. 58) zusammenfällt.

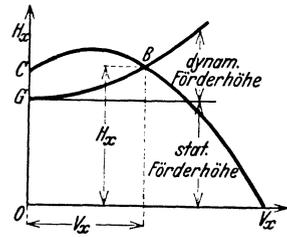


Abb. 59. Bestimmung des Betriebspunktes.

Besonders wichtig ist die Bestimmung des Betriebspunktes beim Zusammenarbeiten mehrerer Pumpen in das gleiche Rohrnetz [vgl.

E. Hollfelder: Betriebsverhältnisse parallel arbeitender Kreiselpumpen mit langen Verbindungsleitungen. Ztschr. VDI 1932, 513].

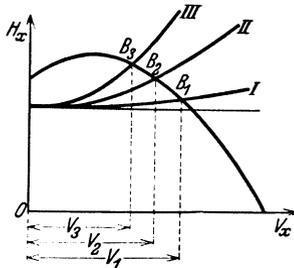


Abb. 60. Betriebspunkte für mehrere Kreiselpumpen.

Bei der doppelten Fördermenge steigt z. B. die Widerstandshöhe der Rohrleitung rund auf das Vierfache, bei dreifacher Fördermenge auf das Neunfache usw. In Abb. 60 stellen die Kurven I, II und III die Kennlinien der Rohrleitung für diese drei Fälle dar. Der Betriebspunkt B_1 für den Gang einer Pumpe rückt also nach B_2 bzw. B_3 , wenn zwei bzw. drei Pumpen gleichzeitig arbeiten. Mit zunehmender Gesamtfördermenge geht also die Förderleistung der einzelnen Pumpe zurück. Es ist demnach zu beachten, daß die n -fache Zahl von Pumpen durchaus nicht die n -fache Förderleistung ist um so größer, je flacher die Drosselkurve verläuft.

Arbeitet eine Kreiselpumpe mit einer Kolbenpumpe zusammen,

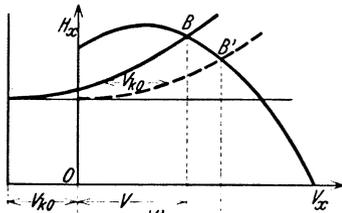


Abb. 61. Zusammenarbeiten von Kreiselpumpe und Kolbenpumpe.

deren Förderleistung V_{k_0} (Abb. 61) unabhängig von der Widerstandshöhe konstant bleibt, so verschiebt sich für die Kreiselpumpe der Betriebspunkt B' , der für den Fall, daß sie allein läuft, gilt, nach B und ihre Förderleistung geht von V' auf V zurück.

Unter bestimmten Betriebsbedingungen können, wie in Abb. 62 dargestellt, zwischen der Kennlinie und der Drosselkurve zwei Schnittpunkte D und E auftreten.

Arbeitet die Pumpe auf dem Punkt D , so würde einer Erhöhung der Drehzahl eine Abnahme der Förderleistung von V_d auf V'_d und einer Abnahme der Drehzahl eine Steigerung der Förderleistung von V_d auf V'_d entsprechen.

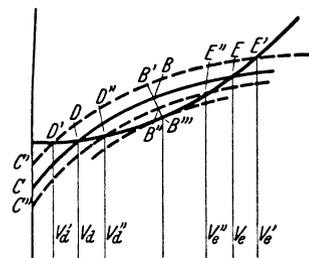


Abb. 62. Verhalten der Kreiselpumpe im labilen Gebiet.

Die Pumpe würde also beim Arbeiten auf dem Kurvenstück $B'''D'$ ein labiles Verhalten zeigen, während rechts vom Punkt B''' mit zunehmender Drehzahl auch die Förderleistung steigt, das Verhalten also stabil ist. Der labile Zustand kann besonders dann eintreten, wenn die Widerstandshöhe der Rohrleitung gegenüber der geodätischen (bzw. statischen) Förderhöhe sehr klein ist, d. h. die Rohrleitung verhältnismäßig kurz, wie bei Wasserhaltungsmaschinen, Kesselspeise- und Preßwasserpumpen. Hier muß auf einen flachen Verlauf der Drosselkurve gesehen werden.

Geht die Drehzahl so weit zurück, daß die Drosselkurve unter den Berührungspunkt B''' mit der Kennlinie sinkt, so schnappt die Pumpe

ab, d. h. das Rückschlagventil in der Druckleitung schließt sich und die Förderung hört auf bzw. es tritt ein Rückströmen ein, wenn ein selbsttätiges Abschlußorgan in der Druckleitung fehlt.

J. Regelung.

1. Durch Änderung der Drehzahl ist die Regelung selbst dann am vorteilhaftesten, wenn beim Antrieb durch Drehstromasynchronmotor der Ankerstrom gedrosselt werden muß, weil die prozentuale Änderung der Fördermenge ein Vielfaches (das 4—10fache) der Änderung der Drehzahl ist [vgl. G. Lesch: Pumpenantrieb mit verlustloser Drehzahlregelung. Ztschr. VDI 1932, 113].

Liegen eine Drosselkurve und die Kennlinie der Rohrleitung fest mit dem Betriebspunkt C (Abb. 63), so erhält man die Werte für beliebige andere Drehzahlen, indem man die Drosselkurve auf Pauspapier überträgt und parallel zu sich mit dem Scheitelpunkt auf der Parabel OAM verschiebt, die die gegebene Drosselkurve im Scheitelpunkt A schneidet. Die Abszissen der Scheitelpunkte $A_1, A_2, A_3 \dots$ entsprechen den Drehzahlen

$a_1, a_2, a_3 \dots$, zu denen als Abszissen der Schnittpunkte $C_1, C_2, C_3 \dots$ zwischen den Drosselkurven und der Kennlinie der Rohrleitung die Fördermengen $V_1, V_2, V_3 \dots$ gehören. Der Maßstab für die Drehzahlen ist gegeben durch die Strecke a , welche der zu der gegebenen Drosselkurve gehörenden Drehzahl n entspricht.

Um ein Bild für die Leistung der Pumpe bei verschiedenen Drehzahlen zu erhalten, empfiehlt sich die Aufzeichnung der (nV_r) Kurve, indem man die Abszissen $a_1, a_2, a_3 \dots$ als Ordinaten auf den Senkrechten durch die Schnittpunkte $C_1, C_2, C_3 \dots$ aufträgt. Die so erhaltene Linie der Drehzahlen hat den kleinsten Wert auf der Senkrechten durch den Schnittpunkt zwischen der Kennlinie der Rohrleitung und der Parabel OAM , der als kritischer Punkt bezeichnet werden kann, da die weitere Verkleinerung der Drehzahl ein Abschnappen der Pumpe zur Folge hat.

2. Bei gleichbleibender Drehzahl wird am häufigsten ein Drosselschieber in der Druckleitung verwendet. Der Verlust ist aber gegenüber der Drehzahländerung erheblich größer, da die durch Drosselung verminderte Druckhöhe oberhalb der Kennlinie der Rohrleitung (vgl. Abb. 59, S. 541) den Wirkungsgrad entsprechend herabdrückt. Eine Drosselung der Saugleitung ist weniger zu empfehlen, weil wegen der hohen Luftleere

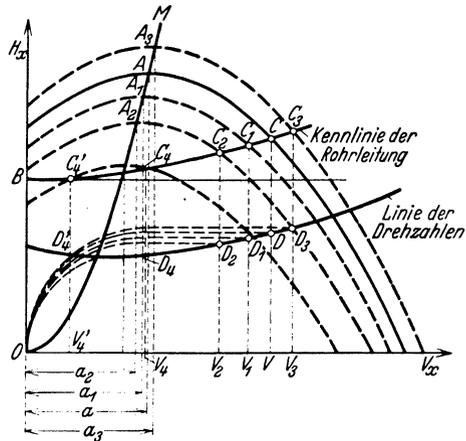


Abb. 63. Abhängigkeit der Fördermenge von der Drehzahl.

leicht Dampfbildung und damit Abreißen der Wassersäule eintreten kann (nur bei Förderung gasförmiger Körper angebracht).

Drehbare Leitschaufeln wie bei Wasserturbinen lassen eine Verbesserung des Wirkungsgrades gegenüber der Drosselung der Druckleitung kaum erwarten und verursachen außerdem betriebliche Schwierigkeiten, sind also nicht zu empfehlen.

Verstellbare Laufschaufeln würden günstigere Verhältnisse geben, bieten aber große konstruktive Schwierigkeiten und sind daher nur ausnahmsweise benutzt worden (bei Axialpumpen eher verwendbar, vgl. Abb. 69).

Falls die Leistung einer Pumpe für längere Zeit vermindert werden soll, empfiehlt sich das vollständige Verschließen einzelner Laufkanäle auf Eintritt- und Austrittseite.

Schließlich ist die Zuführung geringer Luftmengen in die Saugleitung möglich, wobei der Wirkungsgrad nicht wesentlich verschlechtert wird. Doch ist große Vorsicht geboten, um ein Abreißen der Wassersäule zu vermeiden. Höchstens kann die Förderleistung auf etwa 70% der normalen vermindert werden, wobei eine Luftmenge von etwa 3,5% zuzuführen ist.

Da bei Aussetzen der Förderung, also für $V = 0$, eine starke Erwärmung des Wassers eintritt, ist der Einbau einer Hilfsvorrichtung angebracht, welche die Erwärmung verhütet, indem sie durch Öffnen eines Umlaufes einen geringen Wasserumlauf in der Pumpe auch bei geschlossenem Schieber ermöglicht.

K. Größte zulässige Saughöhe (Einfluß der Wärme).

Die im Abschnitt I E, S. 504 für die Kolbenpumpen besprochenen Einflüsse (Luftdruck, Temperatur, Rohrreibung, Geschwindigkeit, spezifisches Gewicht der Förderflüssigkeit) kommen auch für die Kreiselpumpen in Betracht. Die größtmögliche Saughöhe ist erreicht, wenn an irgendeiner Stelle der Druck auf den der Temperatur der Förderflüssigkeit entsprechenden Dampfdruck sinkt. Es tritt dann Hohlraumbildung, also eine Loslösung der Flüssigkeit von der Wand, Kavitation [vgl. C. Pfeleiderer: Die Kreiselpumpen, S. 235f. 1932], ein, die neben Verminderung der Förderleistung und Verschlechterung des Wirkungsgrades Anfrassungen der Wände zur Folge hat, dies durch chemische Wirkung der sich ausscheidenden Gase, dann aber durch die beim Zusammenstürzen der Hohlräume auftretenden Schläge. Je höher die Temperatur der Förderflüssigkeit ist bzw. je tiefer ihr Siedepunkt liegt, um so kleiner muß die Saughöhe sein, eventuell muß sie sogar negativ werden, d. h. die Flüssigkeit muß der Pumpe zulaufen [vgl. C. Pfeleiderer: Kreiselpumpen für heißes Wasser. Ztschr. VDI 1932, 157].

Die Abb. 64 zeigt für mittlere Verhältnisse die Abhängigkeit der Saughöhe von der Wassertemperatur, auch für Wasser über 100° C. Die bei Heißwasser erforderliche Zulaufhöhe kann 3—10 m und mehr erreichen. Sie kann vermindert werden durch Vorschalten einer Zubringerpumpe

oder eines Strahlapparates, der vom Druckwasser der Hauptpumpe betrieben wird, ähnlich der bei gewöhnlichen Pumpen vielfach verwendeten Tiefsaugevorrichtung (vgl. S. 573).

Für die Ausbildung der Saugleitung gilt das auf S. 506 (Absatz I, E) Gesagte. Dichtigkeit der Rohrleitung sowie der Stopfbüchse auf der Saugseite und Vermeidung von Luftsäcken sind besonders wichtig.

Die übliche Geschwindigkeit in der Saugleitung beträgt bei Wasser bis zu 2 m/s, bei zähen Flüssigkeiten entsprechend weniger.

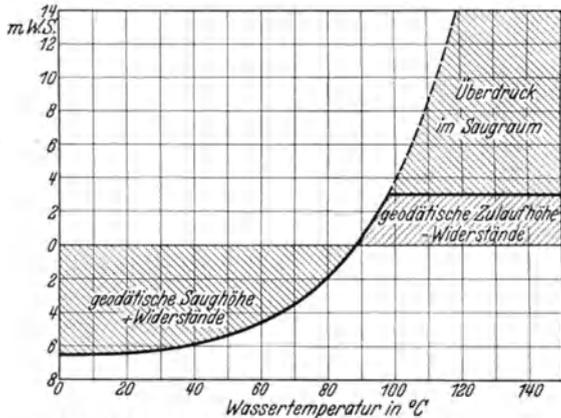


Abb. 64. Abhängigkeit der Saughöhe von der Wassertemperatur.

L. Spezifische Drehzahl.

Zur Kennzeichnung der verschiedenen Radformen und -anordnungen verwendet man, wie im Wassermotorenbau seit langem üblich, den Begriff der „spezifischen Drehzahl“ n_s , die für eine Pumpe gelten würde, die in allen Teilen der ausgeführten Pumpe geometrisch ähnlich und so bemessen ist, daß sie bei 1 m Förderhöhe eine Nutzleistung von 1 PS, also eine Förderleistung von 75 kg/s hat. Sie errechnet sich aus der Gleichung

$$n_s = 3,65 \cdot \frac{n \cdot \sqrt{V}}{H^{3/4}}. \quad (48)$$

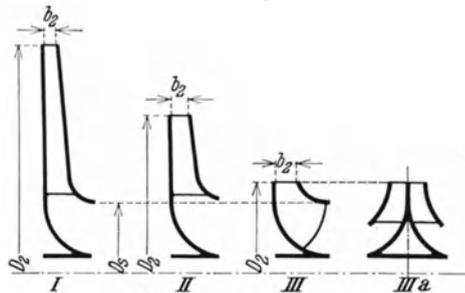


Abb. 65. Abhängigkeit der Schnellläufigkeit von der Radform.

Hiernach kann man Schnellläufer, Normal- und Langsamläufer unterscheiden. Je größer die Fördermenge und je kleiner die Förderhöhe, um so größer ist bei gegebener Drehzahl n die Schnellläufigkeit. Diese wird zunächst um so größer, je größer das Verhältnis $\frac{b_2}{D_2}$ ist. Daher nimmt die Schnellläufigkeit beim Übergang von der Form I in Abb. 65 auf die Formen II, III bzw. IIIa immer mehr zu. Weiter ist sie abhängig vom Schaufelwinkel β_2 . Je kleiner dieser wird, je stärker die Schaufeln also nach rückwärts gekrümmt sind, um so mehr wächst die Schnellläufigkeit, ebenso auch bei Zunahme des Verhältnisses $\frac{D_1}{D_2}$ bzw. $\frac{b_1}{b_2}$.

M. Laufräder mit doppeltgekrümmten Schaufeln (Axialpumpen).

Doppeltgekrümmte Schaufeln nach Abb. 65 III kommen in Frage bei erhöhter Schnellläufigkeit und geben auch bessere Saugfähigkeit, da durch das Vorziehen der Schaufeln in den Saugraum die relative Eintrittsgeschwindigkeit verkleinert wird. Eine vereinfachte Form gibt die Lawaczek-Schaukel [Fr. Lawaczek: Turbinen und Pumpen. Berlin 1932], welche bei der ‚Myria‘-Pumpe von Weise Söhne, Halle a. S. nach Abb. 67 (S. 550) verwendet ist. Eine reine Schraubenform zeigt die Säurepumpe der Deutschen Ton- und Steinzeugwerke, Charlottenburg nach Abb. 80 (S. 556). Die Drosselkurven (Q - H -Linien) solcher Pumpen (vgl. Abb. 68 und 81) verlaufen fast geradlinig und ständig fallend, also ohne labilen Arbeitsbereich.

Axialpumpen oder Propellerpumpen (vgl. Abb. 69, S. 551) können sehr große Fördermengen bewältigen (Schöpfwerke) und geben bei Normalleistung meist bessere Wirkungsgrade als Radialpumpen von mehr als 80%. Ihre Förderhöhe ist aber beschränkt auf höchstens 10 m, da es sonst unmöglich ist, Kavitation (s. S. 544) zu vermeiden. Die Schaufeln sind nach der Tragflügeltheorie zu bestimmen [vgl. Pfeleiderer]. Sie haben sehr große spezifische Schnellläufigkeit bis $n_s = 2000$. Das betriebliche Verhalten ist bei von der normalen abweichenden Fördermengen besonders ungünstig wegen der Verschiedenheit der Umfangsgeschwindigkeiten längs der Austrittskante. Die Folge sind starke Unterströmungen und ein ständiges Abfallen der Drosselkurve mit zunehmender Fördermenge und ein rascher Abfall des Wirkungsgrades beim Abweichen von der normalen Leistung. Daher hat die Axialpumpe bei der Förderhöhe 0, also bei geschlossenem Schieber, den größten Kraftbedarf, wodurch das Anlassen erschwert wird (vgl. Abb. 70, S. 551).

Infolge ihrer großen Förderleistung bei geringer Förderhöhe eignen sich diese Pumpen unter anderem als Umwälzpumpen bei Verdampfern (vgl. Kapitel „Verdampfen“, Bd. III, S. 337).

N. Inbetriebsetzung, Armaturen.

Zunächst sind Saugleitung und Pumpe vollständig zu entlüften, bei Vorhandensein eines Fußventils durch Auffüllen vom Druckrohr her durch Umlauf oder vermittels Fülltrichters bei offenen Lufthähnen, die erst zu schließen sind, wenn alle Luft entfernt ist. Fehlt ein Fußventil, so verwendet man eine Strahlpumpe oder eine Luftpumpe [Dreh-schieberluftpumpe oder Wasserringluftpumpe (Abb. 41, S. 447) der Siemens-Schuckert-Werke]. Dann wird bei geschlossenen Hähnen und geschlossenem Druckschieber die Pumpe angelassen. Ist die volle Drehzahl erreicht, so wird der Druckschieber langsam geöffnet, aber nur so weit, daß keine Überlastung des Antriebsmotors eintritt. Bei geschlossenem Druckschieber beträgt der Kraftbedarf etwa $\frac{1}{3}$ desjenigen bei Normallast. Die Pumpe darf nicht zu lange bei geschlossenem Druck-

schieber laufen, da sich sonst die in ihr befindliche Flüssigkeit zu stark erwärmt.

Beim Abstellen ist erst der Druckschieber zu schließen und dann der Motor auszuschalten.

Der Saugrohreinlauf soll so tief unter Wasser liegen (min. 0,6 m), daß Einsaugen von Luft vermieden wird. Um Unreinigkeiten von der Pumpe fernzuhalten, ist ein Saugkorb empfehlenswert, der reichlich zu bemessen und öfter zu reinigen ist. Er soll mindestens 0,5 m über Brunnensohle liegen.

Dem Absperrschieber, der dicht hinter der Pumpe sitzen soll, ist möglichst eine Rückschlagklappe mit Umlauf vorzuschalten.

Luft- und Ablaßhähne sind an höchster bzw. tiefster Stelle der Pumpe, bei mehrstufigen Pumpen an jeder Stufe, vorzusehen. Am Saug- und am Druckstutzen sind Druckmeßinstrumente anzubringen, die das Ablesen der Saug- und Druckhöhe ermöglichen und erkennen lassen, ob die Pumpe richtig arbeitet.

O. Allgemeines über Ausführung der Kreiselpumpen.

Man unterscheidet Niederdruckpumpen, einstufig, ohne Austrittsleitrad, Mitteldruckpumpen, einstufig mit Leitrad und Hochdruckpumpen, mehrstufig mit Leitrad.

Im Mittel ist die erzeugte Druckhöhe bei Pumpen ohne Leitrad $H = \frac{u_2^2}{18}$ und bei Pumpen mit Leitrad $H = \frac{u_2^2}{22}$ in m Wassersäule in einem Rade. Die Umfangsgeschwindigkeit u_2 beträgt max. 35 bis 40 m/s, womit in einem Rade eine Förderhöhe bis zu 90 m Wassersäule erreicht werden kann.

Der Antrieb kann erfolgen durch Riemen, durch direkte Kupplung mit Elektromotor (deshalb entsprechend dem Drehstrom mit 50 Hz übliche Pumpendrehzahlen in der min 2850, 1450, 960, 730, 580 usw.), weiter durch Dampfturbine, meist mit zwischengeschaltetem Zahnradgetriebe. Die Leistung der Antriebsmaschine ist mit einem Überschuß von mindestens 10—15% zu wählen, bei kleinen Pumpen noch mehr (bis zu 50%), um Überlastung zu vermeiden, falls die größte Leistungsaufnahme der Pumpe nicht in der Nähe des normalen Betriebsgebietes liegt, wie dies bei rückwärts gekrümmten Schaufeln meist der Fall ist.

Das Laufrad kann bei Niederdruckpumpen gewöhnlich aus Gußeisen bestehen. Für größere Förderhöhen wird zähe Bronze verwendet, sofern nicht die Art der Förderflüssigkeit ein besonderes Material verlangt (vgl. Abs. Q, S. 553). An den Spalten werden besondere auswechselbare Dichtungsringe aus rosticherem Werkstoff, der gegen Abnutzung besonders widerstandsfähig ist, wie feinkörnige Bronze oder Kokillenguß besonderer Zusammensetzung, vorgesehen. Spaltweite 0,1—0,5 mm.

Bei sehr gasreichem Wasser, besonders bei Vorhandensein von aggressiver Kohlensäure (s. S. 284), besteht erhebliche Korrosionsgefahr,

vor allem im ersten Rade. Die Ausscheidung ist um so größer, je größer die Saughöhe ist. Zweckmäßig ist Abscheidung der Gase in einem vor der Pumpe angeordneten Windkessel, aus dem sie durch Strahlpumpe (durch Druckwasser aus der Druckleitung) entfernt werden. Bei Lösungen von Säuren und Salzen im Wasser entstehen Anfrassungen, in erster Linie wegen Bildung galvanischer Elemente, wenn sich verschiedenartige Werkstoffe berühren, was zu vermeiden ist. Auch gleichartige Zusammensetzung der zu verwendenden Legierungen ist wichtig. (Zweckmäßig mißt man in einem Versuch die Spannung eines Elementes, bestehend aus Elektroden aus den zu benutzenden Werkstoffen und der Förderflüssigkeit als Elektrolyt. Dabei ergibt sich auch, welcher Werkstoff am meisten angegriffen wird.)

Die Drehzahlen sind im allgemeinen nicht so hoch, daß die Fliehkräfte die Festigkeit der Laufräder beeinflussen könnten, doch müssen bei hohen Drehzahlen die Räder ausgewuchtet werden.

Für die Wellen genügt im allgemeinen gewöhnlicher S. M.-Stahl. In den Laufbüchsen sind sie zur Verhinderung des Rostens mit Bronzebüchsen zu überziehen, wenn sie nicht aus nichtrostendem Stahl gefertigt werden (Bd. I, S. 550).

Die Wellenhalslager als Gleitlager erhalten Ringschmierung und Lagerschalen aus Bronze oder mit Weißmetallausguß; falls sie im Innern der Pumpe liegen, auch Pockholzschalen. Für hohe Umfangsgeschwindigkeiten und sandhaltiges Wasser haben sich Gummilager der Continental-Caoutchouc-Compagnie, Hannover, bewährt. Sie müssen immer gut mit Wasser geschmiert werden. Nur bei großen Pumpen mit Turbinenantrieb wird Druckölumlaufschmierung vorgesehen, wodurch die Lager besser gekühlt werden. Kühlung kann auch durch Druckwasser erfolgen. Die Tragflächen der Lager sollen keine Schmiernuten erhalten, denn der einseitig im Lager liegende Wellenzapfen zieht das Öl selbst in den keilförmigen Spalt zwischen Zapfen und Lagerschale. Schmiernuten würden die gleichmäßige Ausbildung des Ölfilmes stören.

Kugellager haben geringere Reibung als Gleitlager, sparsamen Schmiermittelverbrauch, sind leicht auszuwechseln und besonders als Spurlager vorteilhaft. Sie sollen einstellbar sein, um einem Durchbiegen der Welle folgen zu können.

Besonders bei großen Pumpen und solchen mit stehender Welle ist das Einringsspurlager nach Michell empfehlenswert, bei dem der Lager-spurring in einzelne Druckblöcke aufgeteilt ist, die pendelnd gestützt sind und sich unter der Einwirkung des vom Wellenring mitgenommenen Öles schräg gegen den Ring stellen und die Ausbildung eines erheblichen Öldruckes ermöglichen, der die Lagerreibung stark vermindert und große Flächenpressungen zuläßt.

Das Pumpengehäuse muß den vollen Druck der Druckleitung aufnehmen können, was besonders bei Ausbildung der Ringwulst oder des Spiralrohres der Austrittsseite zu beachten ist. Müssen Flüssigkeiten mit starken Verunreinigungen gefördert werden, so sind bequeme Reini-

gungsdeckel vorzusehen. Bei Pumpen für heiße Flüssigkeiten (Kesselspeisepumpen) ist auf die Wärmeausdehnung Rücksicht zu nehmen. Bei mehrstufigen Pumpen sind die Gehäusetype und die Ringtype zu unterscheiden. Erstere (Abb. 72) wird bei uns wenig angewendet, da Ein- und Ausbau aller Teile in Achsenrichtung schwierig ist, besonders bei großen Pumpen und Gewichten, doch können beim Auseinandernehmen die Rohranschlüsse bestehen bleiben. Bei der Ringtype (Abb. 71) umfaßt jeder Ring eine Stufe. Ihr Zusammenhalten erfolgt durch durchgehende Längsanker, Abdichtung ist zwischen sämtlichen Stufen erforderlich, der Auseinanderbau ist bequem, doch müssen die Rohranschlüsse gelöst und die Pumpe muß nach dem Zusammenbau neu ausgerichtet

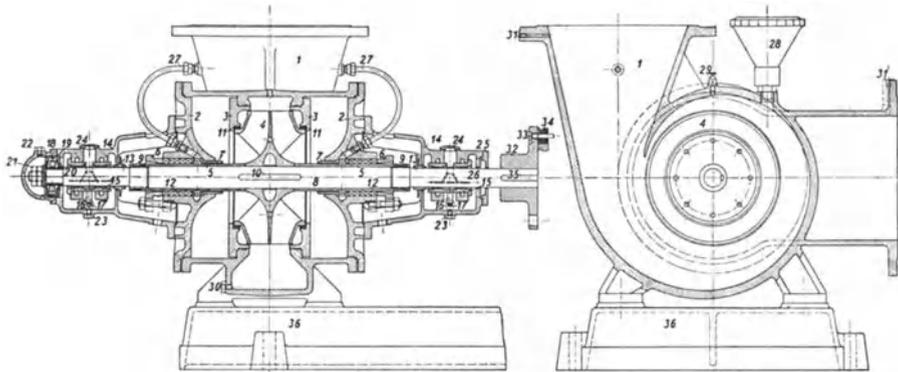


Abb. 66. Spiralgehäusepumpe mit doppelseitigem Einlauf
(Ausführung Maschinenfabrik Odessa).

werden. Gehäuseteilung parallel zur Achse wie bei Dampfturbinen wird selten, meist nur bei direkter Kupplung mit solchen und nur bei sehr großen Abmessungen angewendet.

Die Stopfbüchsen sind mit auswechselbaren Grundbuchsen zu versehen und erhalten Weichpackung aus reiner Baumwolle, auch mit Graphit und aus Asbest, nicht aus Hanf. Die Packungstiefe richtet sich nach dem Druck. Labyrinthdichtung wird selten verwendet; der Wasserverlust ist hier verhältnismäßig groß, die Pumpe entleert sich bei Stillstand auf der oberen Hälfte und es entsteht erhebliche Abnutzung durch mechanische und chemische Einwirkungen.

Die Stopfbüchsen auf der Druckseite werden meist entlastet durch die Ausgleichvorrichtung für den Achsschub, die den Druck abdrosselt. Bei Heißwasserpumpen ist Kühlung erforderlich (Abb. 72). Die Stopfbüchse auf der Saugseite erfordert besondere Sorgfalt, da das Ansaugen von Luft unbedingt vermieden werden muß. Deshalb Abdichtung durch Druckwasser, das in eine Ringnut zwischen Stopfbüchse und Pumpeninnerem geleitet wird (Abb. 66).

Die Kreiselpumpen werden bei elektrischem Antrieb meist auf eine gemeinsame Grundplatte mit dem Motor gestellt.

P. Ausführungsbeispiele von Kreiselpumpen (selbstansaugende Pumpen).

Niederdruckpumpen mit einseitigem Einlauf siehe unter Q, S. 553 (Abb. 76—80, 82, 84 und 85).

Eine Niederdruckpumpe mit doppelseitigem Einlauf und Spiralgehäuse zeigt die Abb. 66 (Maschinenfabrik Odessa, Oschersleben)

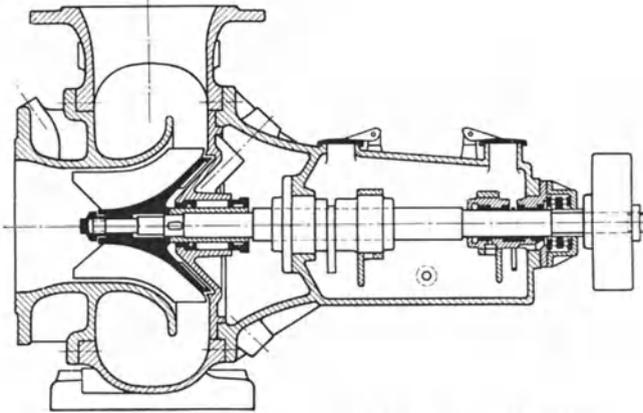


Abb. 67. Schraubenpumpe „Myria“ (Weise Söhne).

für Wassermengen bis zu 900 l/s und Förderhöhen bis etwa 40—50 m. Der Achsschub ist zwar theoretisch ausgeglichen, doch ist zur Sicherung der Welle ein Kugeldrucklager vorgesehen. Um das Ansaugen von Luft zu verhindern, sind die Stopfbüchsen mit Ringkammern versehen, die mit dem Druckstutzen (oder auch mit einer besonderen Druckleitung) in Verbindung stehen.

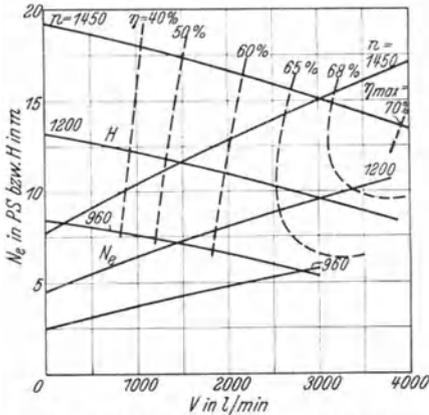


Abb. 68. Kennlinien einer „Myria“-Pumpe nach Abb. 67.

Die Schraubenpumpe (Type Myria, Weise Söhne, Halle a. S., Abb. 67) ist einstufig mit offener Schraube und offenem Diffusor, die Schaufeln nach Lawaczek [Fr. Lawaczek: Turbinen und Pumpen. Berlin 1932] weit in den Saugraum vorgezogen, was gute Saugwirkung ergibt. Die Pumpe kann auch ohne Entlüftung der Saugleitung bis zu 2 m selbst ansaugen.

Das Schraubenrad ist fliegend angeordnet und hat auf der Rückseite flache Schaufeln (sog. Rückschaufeln), welche die Stopfbüchse entlasten und gleichzeitig den Achsschub teilweise aufheben. Bei groben

Verunreinigungen werden nur 2 Schaufeln vorgesehen; die Pumpe ist dann verwendbar für schlammige Flüssigkeiten jeder Art mit Stoffdichte bis zu 10%; Drehzahlen bis zu 3000 je min, Förderhöhe 15—25 m, Leistung bis zu 500 l/s. Abb. 68 zeigt die Kennlinien einer „Myria“-Pumpe für eine Leistung bis zu etwa 60 l/s.

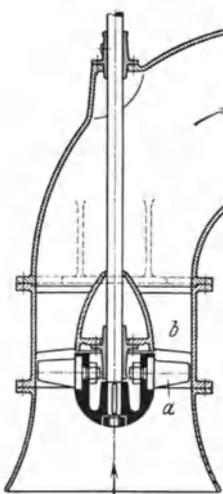


Abb. 69. Propellerpumpe (Maffei-Schwartzkopff).

Abb. 69 stellt eine Propellerpumpe der Maffei-Schwartzkopff-Werke mit drehbaren Schaufeln dar. Ihre Kennlinien zeigt Abb. 70.

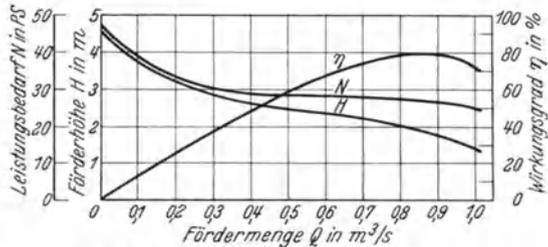


Abb. 70. Kennlinien der Propellerpumpe nach Abb. 69.

Eine fünfstufige Hochdruckpumpe (C. H. Jaeger & Co., Leipzig) ist in Abb. 71 dargestellt als Ringtype mit Entlastungscheibe für den Achsschub (vgl. Abschnitt G, S. 540).

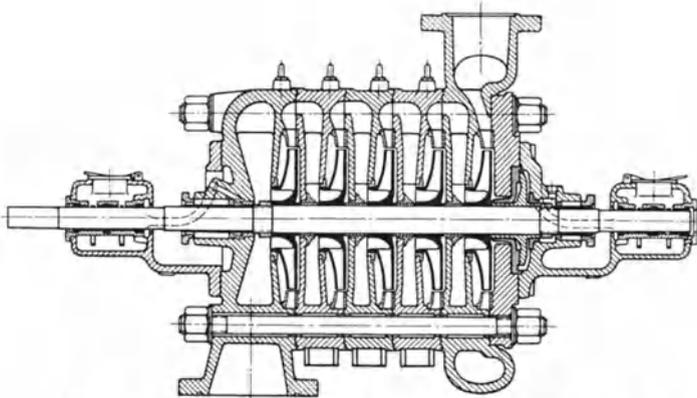


Abb. 71. Fünfstufige Hochdruckkreiselpumpe (C. H. Jaeger & Co.).

Eine neuartige Kühlung der Stopfbüchse für hohe Temperaturen und hohe Drücke ist aus Abb. 72 ersichtlich (Gebr. Sulzer A.G., Ludwigshafen a. Rh.). Die Stopfbüchse wird nicht nur von außen, sondern auch durch die hohle Welle von innen her gekühlt. Außerdem ist diese Pumpe ein Beispiel für die Gehäusetype.

Bei Rohrbrunnenpumpen mit über Tage befindlichem Motor ist die Einbautiefe durch die lange Zwischenwelle, die innerhalb der Steigleitung liegt, begrenzt, wenn auch die Zugänglichkeit des Motors Vorteile hat. Deshalb neuerdings vielfache Ausführungen von Unterwasserpumpen [H. Sauveur: Unterwasserpumpen. Ztschr. VDI 1928, 441] mit unmittelbar gekuppeltem Motor, der oberhalb oder bei sehr engen Bohrlöchern auch unterhalb der Pumpe angeordnet wird. Ein Eindringen von Wasser in den Motor wird durch Druckluft verhindert. Die Wernert-Tauchpumpe [W. Benedict: Die Wernert-Tauchpumpe. Ztschr. VDI 1931, 225], Abb. 73, hat den Motor oberhalb der Pumpe und zwischen beiden eine Taucherglocke, aus der ein auf der Welle sitzender Luftverdichter, der durch eine Schlauchleitung atmosphärische Luft ansaugt, etwa eindringendes Wasser selbsttätig entfernt. Das Förderwasser wird durch einen Taucherglocke und Motor umgebenden ringförmigen Raum der Steigleitung zugeführt. Die

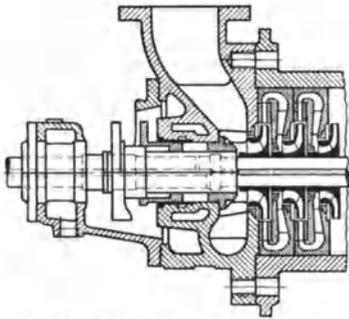


Abb. 72. Stopfbüchsenkühlung einer Speisepumpe (Gebr. Sulzer A. G.).

patentierte Schaufelkonstruktion ergibt eine Drosselkurve fast ohne Überhöhung und einen Wirkungsgrad von 75—80%, der bei Leistungsschwankungen in weiten Grenzen recht hoch bleibt, so daß Überlastung des Motors ausgeschlossen ist.

Selbstansaugende Kreiselpumpen: Kreiselpumpen können die Saugleitung nicht selbst entlüften, abgesehen von Schraubepumpen (s. S. 550), die eine beschränkte Saugwirkung haben. Man kann hierzu einen Strahlapparat verwenden, der entweder durch einen Teil des Druckwassers oder auch durch das Spaltwasser oder durch die Abgase des Antriebsmotors (besonders bei Feuerlöschpumpen verwendet) betrieben oder unmittelbar in Verbindung mit der Vorrichtung zum Ausgleich des Achsschubes gebracht wird.

Weiter verwendet man Trockenluftpumpen, die aber gegen mitgerissenes Wasser empfindlich sind, oder Wasserringpumpen (vgl. Abschnitt Wasserringkompressoren, S. 447), oft mit der Kreiselpumpe im gleichen Gehäuse untergebracht, die sowohl trockene Luft als auch Flüssigkeit fördern können. Bei letzteren beträgt die Saughöhe praktisch bis zu 9 m, doch ist ihr Wirkungsgrad sehr gering (20—30% und weniger), wenn sie

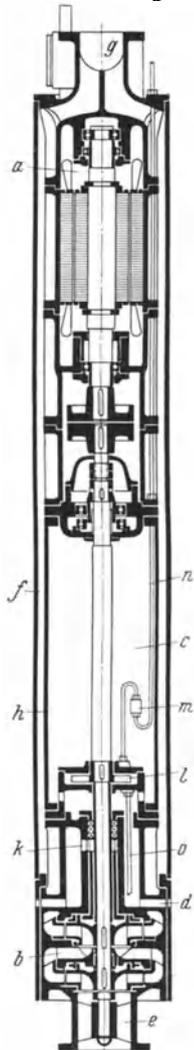


Abb. 73. Rohrbrunnen-Tauchpumpe (Maschinenbauanstalt Wernert).

als Flüssigkeitspumpe arbeiten, so daß sie, abgesehen von ganz kleinen Leistungen, nur als Hilfsorgan der eigentlichen Kreiselpumpe zugeschaltet werden [vgl. Fritz Neumann: Neue Bauarten von selbstansaugenden Kreiselpumpen. Ztschr. VDI 1926, 1573. — Hilfseinrichtungen für selbstansaugende Kreiselpumpen. Ztschr. VDI 1932, 893].

Auf dem gleichen Grundsatz der Wasserringpumpen beruht die Sihi-Pumpe (Siemen & Hirsch, Itzehoe) nach Abb. 74, doch befindet sich hier das Laufrad zentrisch im Gehäuse und das aus dem Rad geschleuderte Wasser wird durch einen ruhenden Kanal *b—c* in die

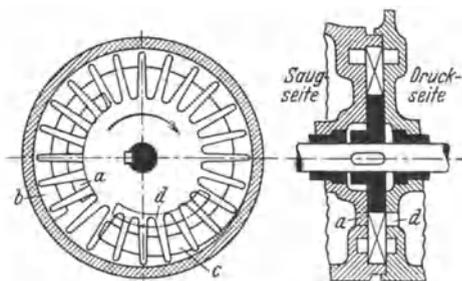


Abb. 74. „Sihi“-Pumpe.

Nähe des Druckschlitzes *d* geführt [C. Ritter: Selbstansaugende Kreiselpumpen. Leipzig: Dr. M. Jaenecke 1930. — C. Ritter: Ungewöhnliche Förderhöhe einer selbstansaugenden Kreiselpumpe. Ztschr. VDI 1930, 1257]. Diese Wasserführung hat eine wesentlich höhere Drucksteigerung zur Folge als sonst bei Kreiselpumpen unter gleichen Verhältnissen der Fall ist.

A. Klosterhalben [Ztschr. VDI 1933, 441] beschreibt eine neue selbstansaugende Kreiselpumpe (Ino-Pumpe von F. Zehetmayer, Chemnitz). Kreiselpumpe und Wasserringluftpumpe sind hier in einem Rade untergebracht, indem die Radschaufeln nach außen keilförmig erweitert und mit Taschen für die Luftförderung versehen sind (Abb. 75). Der Wirkungsgrad soll mindestens so hoch sein wie bei einer normalen Kreiselpumpe, die Förderhöhe erheblich größer. Die Pumpe eignet sich für kleinere und mittlere Fördermengen und durchgehenden, nicht für häufig unterbrochenen Betrieb wie etwa bei Hauswasserversorgung.



Abb. 75. Laufrad der selbstansaugenden „Ino“-Pumpe.

Q. Sonderausführungen von Kreiselpumpen für angreifende Flüssigkeiten.

Das in Abschnitt I, L, S. 520 für die Kolbenpumpen bezüglich der Baustoffe Gesagte gilt auch für die Kreiselpumpen. Sie werden wohl ausschließlich einstufig mit fliegendem Laufrad, also für begrenzte Förderhöhen und Fördermengen, gebaut. Besondere Sorgfalt erfordert die Abdichtung der Welle. Diese wird stets doppelt gelagert und so, daß ein Eindringen der Förderflüssigkeit in die Lager verhindert wird.

Die Säurepumpe nach Abb. 76 der Amag-Hilpert-Pegnitzhütte wird aus Thermisilid (vgl. Absatz I, L) (oder auch aus Kruppschem V2A-, V4A- oder V6A-Stahl) hergestellt. Gehäuse und Saugstutzen sind

zwischen zwei Tragflanschen aus Gußeisen eingebaut, so daß der Werkstoff der Pumpe selbst nur auf Druck beansprucht wird. Die Dichtung

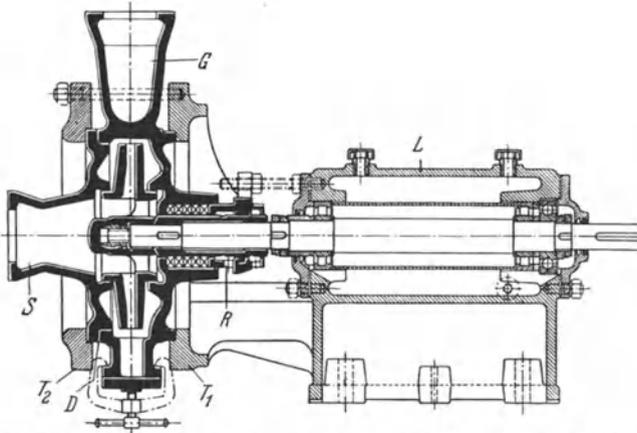


Abb. 76. Thermisilid-Säurekreiselpumpe (Amag-Hilpert-Pegnitzhütte).

zwischen Saugstutzen und Gehäuse erfolgt nur durch Aufschleifen. Die Öffnungen an der Nabe des Laufrades sind als Axialschaufeln ausgebildet und dienen im Betriebe zur Entlastung der Stopfbüchse, die in zwei Abteilungen ausge-

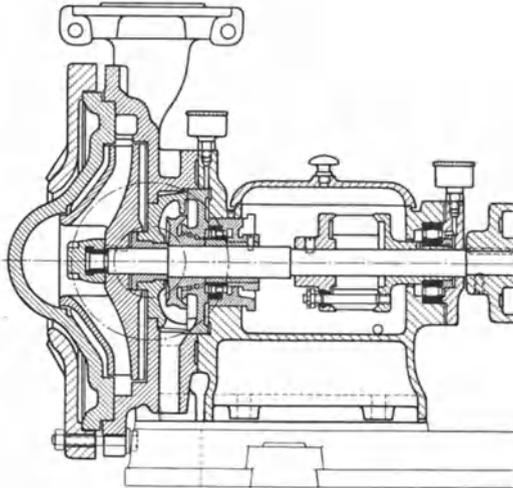


Abb. 77. Stopfbüchsenlose Säurepumpe. Bauart Rheinhütte (Weise Söhne).

gebildet ist mit dazwischenliegender Kammer zur Abführung etwa durchtretender Flüssigkeit. Für Leistungen zwischen 0,5 und 50 l/s und Förderhöhen bis zu 50 m bei 960—2850 Umdrehungen je min.

Stopfbüchsenlose Säurepumpen stellt die Firma Weise Söhne, Halle a. S., nach der Bauart Rheinhütte her. Abb. 77 zeigt eine solche Pumpe aus Siliciumguß oder Hartblei mit besonderem Schutzdeckel. Die Stopfbüchse wird überflüssig gemacht durch Ejektorwirkung eines

kurz vor den Laufschaufeln befindlichen Spaltes und durch einen Spritzring in einer Vorkammer. Im Stillstand erfolgt Abdichtung durch metallische Flächen, die zur Vermeidung des Verschleißes im Betriebe

durch einen zwischen den Lagern angeordneten Fliehkraftregler abgehoben werden. Die Pumpen nach der gleichen Konstruktion mit Hart-

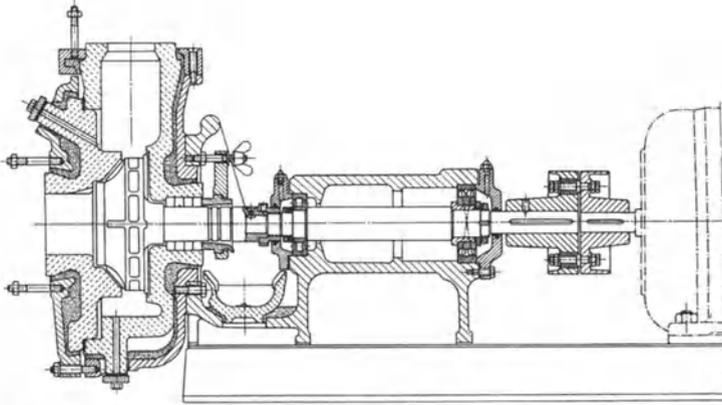


Abb. 78. Steinzeug-Kreiselpumpe (Deutsche Ton- und Steinzeugwerke).

gummiauskleidung, besonders für verdünnte wie konzentrierte Salzsäure, zeigen denselben Aufbau und haben eine Wellenschutzhülse aus Silber, die in einem Einsatzlager aus Graphit läuft. Leistung 0,5—50 l/s auf Förderhöhen bis 65 m bei Drehzahlen bis 2900 je min.

Abb. 78 zeigt eine vollständig gußeisengepanzerte Kreiselpumpe neuester Bauart aus Steinzeug (vgl. S. 522) direkt mit Motor gekuppelt (Deutsche Ton- und Steinzeugwerke) und Abb. 79 die Kennlinien einer solchen Pumpe mittlerer Leistung. Die leicht zugängliche Stopfbüchse wird durch auf der Rückseite des Laufrades angebrachte überhöhte Schaufeln entlastet. Leistung bis 60 l/s auf Förderhöhen bis 45 m, Drehzahlen bis 2800 je min.

Für hohe Drehzahlen bis 3000 je min und für geringe Förderhöhen bauen die Deutschen Ton- und Steinzeugwerke auch eine Schraubpumpe ganz aus Steinzeug nach Abb. 80 mit den Kennlinien nach Abb. 81.

Die Wernert-Patent-Säurepumpe nach Abb. 82 (Maschinenbauanstalt Wernert, Mülheim/Ruhr) besteht aus säurebeständigem Leicht-

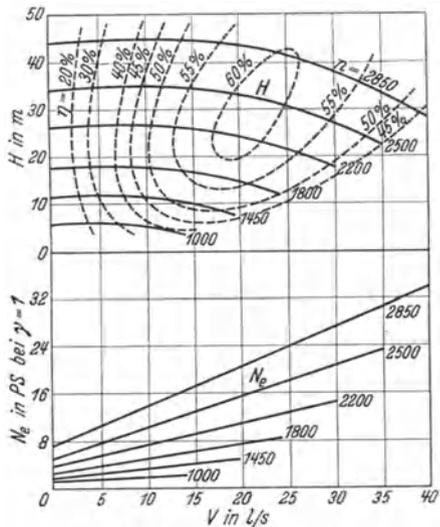


Abb. 79. Kennlinien einer Steinzeug-Kreiselpumpe nach Abb. 78.

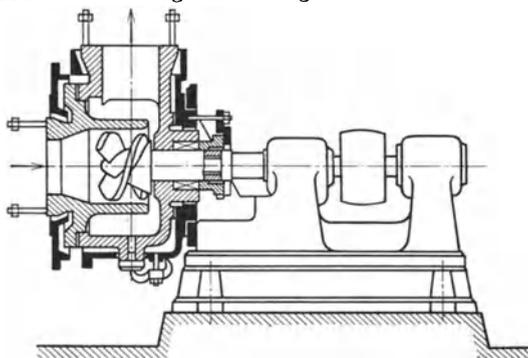


Abb. 80. Schraubenpumpe aus Steinzeug (Deutsche Ton- und Steinzeugwerke).

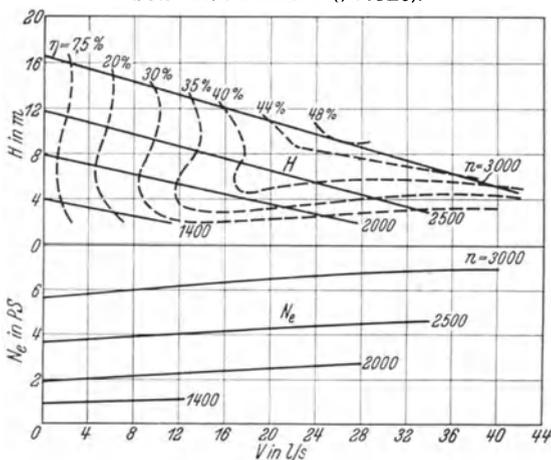


Abb. 81. Kennlinien einer Schraubenpumpe nach Abb. 80.

material, das gepreßt und in besonderem Ofen getrocknet wird. Dieses Material hat eine erhebliche Festigkeit, so daß eine Panzerung der Pumpe trotz Förderhöhen bis zu 55 m nicht erforderlich ist. Die Leistung beträgt bis zu 16 l/s bei Drehzahlen bis zu 2900 je min. Das Material der Pumpe eignet sich für folgende Flüssigkeiten:

- Benzin
- Benzol
- Calciumchlorid
- Natriumchlorid
- Zinkchlorid
- Cyanwasserstoffsäure
- Formalin
- Gerbsäure
- Glaubersalz
- Leinöl
- Mineralöl
- Kalkmilch
- Essigsäure
- Salzsäure
- Seewasser
- Schwefelsäure
- Schwefelwasserstoff
- Phosphorsäure und ähnliche Säuren.

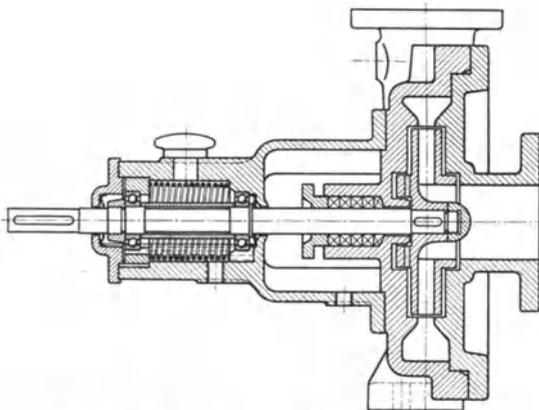


Abb. 82. Säure-Kreiselpumpe aus Leichtmaterial (Maschinenbauanstalt Wernert).

Die in Abb. 83 dargestellten Kennlinien zeigen den flachen Verlauf der Drosselkurve und den verhältnismäßig günstigen, über einen ziemlich weiten Betriebsbereich fast gleichbleibenden Wirkungsgrad.

Erwähnt seien noch Kreiselpumpen von der Maschinenfabrik Odessa, Oschersleben für unreine, stark sandige und schlammige

Flüssigkeiten mit auswechselbaren Verschleißwänden nach Abb. 84 sowie Dickstoff-Kreiselpumpen für die Förderung sehr breiiger, aber

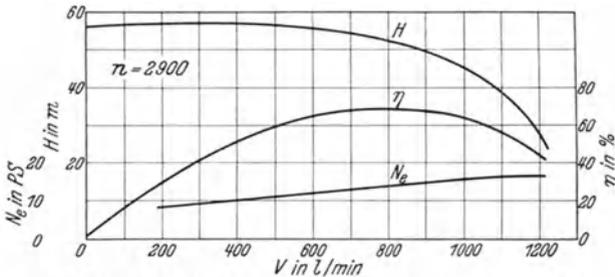


Abb. 83. Kennlinien einer Wernert-Pumpe nach Abb. 82.

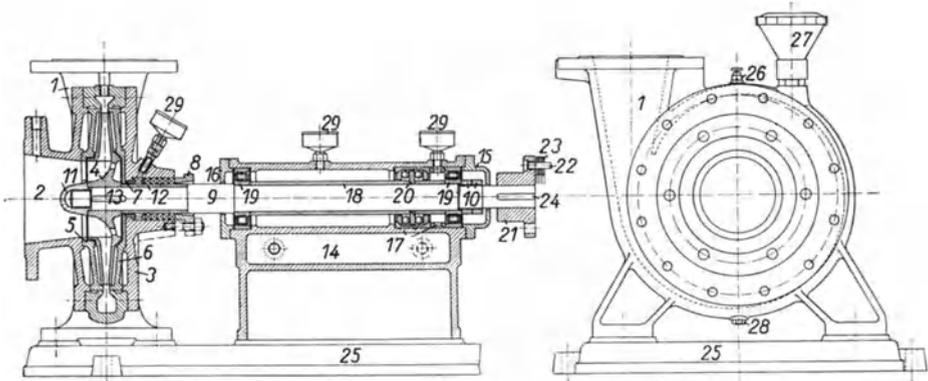


Abb. 84. Spiralgehäuse-Schmutzwasser-Kreiselpumpe mit auswechselbaren Verschleißwänden (Maschinenfabrik Odessa).

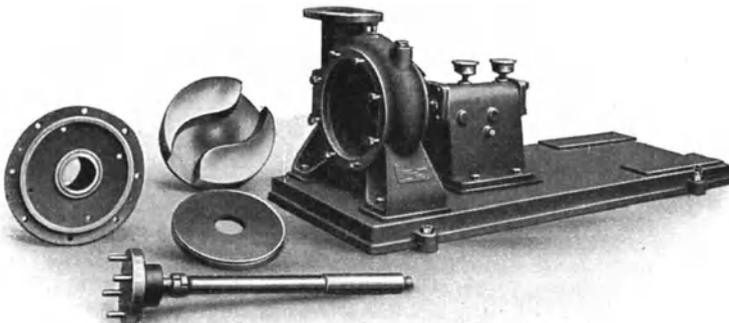


Abb. 85. Dickstoff-Kreiselpumpe (Maschinenfabrik Odessa).

noch pumpfähiger Stoffe, bei denen die beiden offenen Kanäle zu einem S-förmigen Kanal vereinigt sind, der aus Abb. 85 ersichtlich ist, ebenfalls mit Verschleißwänden.

R. Vergleich zwischen Kreiselpumpe und Kolbenpumpe.

Die Kreiselpumpe ist in der Anschaffung billiger und hat einen wesentlich geringeren Raumbedarf als die Kolbenpumpe. Sie gestattet direkte Kupplung mit dem Motor, was besonders bei elektrischem Antrieb vorteilhaft ist. Bedienungskosten und Instandhaltungsarbeiten sind meist geringer. Die Förderung erfolgt gleichmäßig und es besteht keine Bruchgefahr beim Schließen des Druckschiebers.

Dagegen ist die Kreiselpumpe der Kolbenpumpe unterlegen durch ihre Empfindlichkeit gegen Druckschwankungen und durch ihre schwierigere Regelung (vgl. Abschnitt H, S. 540), ferner durch ihre Unfähigkeit zum selbsttätigen Ansaugen und durch geringere Saughöhe. Auch hat sie einen meist erheblich schlechteren Wirkungsgrad, besonders wenn Verschleiß eintritt, daher höhere Betriebskosten. Deshalb ist die Kreiselpumpe dort von Vorteil, wo die Kosten für die Betriebskraft zurücktreten gegenüber Verzinsung und Tilgung des Anlagekapitals, also: bei großen Fördermengen und kleinen Förderhöhen und bei verhältnismäßig kurzen Betriebszeiten. Je kleiner die Förderleistungen und damit die Radabmessungen der Kreiselpumpen werden, um so größer werden die Drehzahlen, die Reibungsverluste und die Gefahr der Verstopfung. Für Fördermengen unter etwa $2 \text{ m}^3/\text{h}$ verdienen deshalb die Kolbenpumpen grundsätzlich den Vorzug, es sei denn, daß es sich um ganz reines Wasser und um kurze Betriebszeiten, z. B. um eine Hauswasserversorgung, handelt.

Wird im Betriebe Dampf zu Heizzwecken gebraucht, ist stets die Verwendung einer Dampfkolbenpumpe vorteilhaft, weil die Arbeitsleistung des Dampfes in dieser fast kostenlos erfolgt.

III. Sonstige Fördervorrichtungen.

A. Flügel-, Rotations- (Kapsel-) und Kettenpumpen.

Flügelpumpen, Rotations- (Kapsel-) Pumpen und Kettenpumpen gehören ihrer Wirkung und ihrem betrieblichen Verhalten nach zu den Kolbenpumpen. Die theoretische Förderleistung bestimmt sich aus der Volumenverdrängung je Hub oder Umdrehung.

1. Flügelpumpen.

Flügelpumpen [vgl. H. Berg: Die Kolbenpumpen, 3. Aufl. Berlin: Julius Springer 1926] haben an Stelle des Kolbens einen Flügel, der in zylindrischem Gehäuse um die Mittelachse hin- und herschwingt. Sie werden doppelwirkend gebaut (Abb. 86), mit den Druckventilen im Flügel, oder vierfach wirkend mit Überströmkanälen im Flügel und mit im Gehäuse befestigten Druckventilen. Die Saugventile sind stets im Gehäuse befestigt. Als Ventile werden meist Lederklappen, auch Schieber, bei dicken Flüssigkeiten Kugelventile verwendet. Der Antrieb erfolgt

gewöhnlich durch Handhebel mit einem Schwingungswinkel von 90°. Flügelumpen sind nur für kleine Leistungen verwendbar: von etwa 20 bis 400 l/min bei etwa 104—40 Doppelhüben je min auf Förderhöhen bis 60 m, bei Saughöhen bis zu 8 m und nur für reine Flüssigkeiten, da die Abdichtung des Flügels an der Gehäusewand schwierig ist. Die Ausführung für Wein, Spirituosen und ähnliche Flüssigkeiten erfolgt ganz in Rotguß oder Messing, für Teeröl, Ammoniak usw. ganz in Eisen. Der volumetrische Wirkungsgrad beträgt 0,8—0,9.

2. Rotations- oder Kapselpumpen.

Rotationspumpen oder Kapselpumpen [vgl. H. Berg: Die Kolbenpumpen, 3. Aufl. Berlin: Julius Springer 1926] ergeben infolge der stetigen Bewegung des Verdrängers eine gleichförmige Förderleistung. Windkessel sind daher meist entbehrlich. Dieser Umstand sowie die drehende Bewegung und der Fortfall der Ventile sind Vorteile gegenüber den Kolbenpumpen,

besonders bei Förderung dickflüssiger Stoffe. Die Saugfähigkeit entspricht der der Kolbenpumpen. Doch bieten die meist schmalen Dichtflächen der umlaufenden Teile Schwierigkeiten. Die Undichtigkeitsverluste bleiben bei gleicher Förderhöhe in der Zeiteinheit bei allen Drehzahlen annähernd die gleichen; η_v wird um so größer, je größer die Drehzahl ist; dagegen nimmt η_n mit wachsender Förderhöhe ab (vgl. Abb. 96, S. 563). Der Gesamtwirkungsgrad beträgt unter günstigsten Verhältnissen $\eta = 0,6 - 0,75$, bei kleinen Pumpen erheblich weniger.

Ist V_{th} die je Umdrehung theoretisch geförderte Menge in m^3 , $V = \frac{V_{th} \cdot n}{60} \cdot \eta_v$ die tatsächliche Fördermenge in m^3/s , so ist die erforderliche Antriebsleistung $N_e = \gamma \cdot \frac{V \cdot H}{75 \cdot \eta}$ in PS_e (vgl. I, D, S. 503).

Es gibt die verschiedensten Ausführungen von Rotationspumpen. Ihr Hauptunterscheidungsmerkmal ist die Anzahl der Wellen. Die Pumpen werden mit 1, 2 und 3, meist parallelen Wellen gebaut.

Die „Gama“-Pumpe der Amag-Hilpert-Pegnitzhütte nach Abb. 87 (D.R.P. 452 002) ist das Beispiel einer Kapselpumpe mit einer Welle, für reines Wasser und kleine Leistungen von 1000 bzw. 2000 l/h

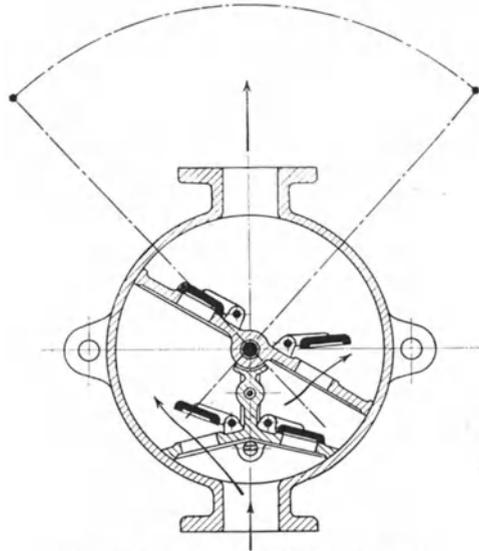


Abb. 86. Doppeltwirkende Flügelpumpe.

auf 30 m Förderhöhe bei einer Saughöhe bis zu 6 m bei $n = 3000$ je min, zum unmittelbaren Anbau an den Elektromotor, besonders für

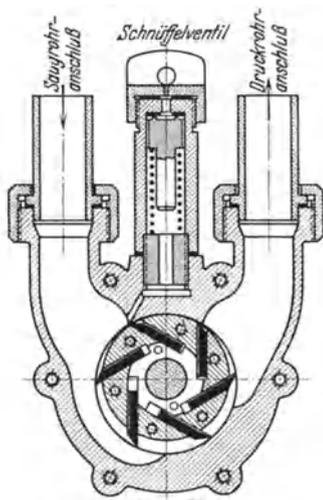


Abb. 87. „Gama“-Pumpe (Amag-Hilpert-Pegnitzhütte).

Hauswasserversorgung bestimmt. Die exzentrisch im Gehäuse angeordnete Welle hat eine walzenförmige Verstärkung, in der eine Anzahl von Schiebern in Schlitten beweglich sind. Sie werden durch die Zentrifugalkraft gegen die Gehäusewand gedrückt.

Die langsam laufende Rotationspumpe der Gebr. Ritz & Schweizer in Schwäbisch-Gmünd (Abb. 88—91) hat ebenfalls nur eine Welle. Auf dieser ist eine Walze befestigt, die durch ihre innere Wand *A* und ihre äußere Wand *B* den ringförmigen Arbeitsraum bildet. Die Walze trägt, drehbar um die Zapfen *c*, die beiden Drehkolben *a* und *b*. In den Arbeitsraum ragt das mit den Schrauben *i* am Deckel *D* befestigte Abschlußstück *E*, das den feststehenden Arbeitskolben darstellt. Bei Drehung in der Pfeilrichtung (Abb. 90) wird durch die

Vergrößerung des Raumes zwischen dem Kolben *b* und dem festen Abschlußstück *E* aus dem Saugrohr *F* durch die Öffnung *k* im Deckel *D* (Abb. 89) Flüssigkeit angesaugt. Gleichzeitig wird Flüssigkeit von dem Kolben *a* durch die Öffnung *l* in das Druckrohr *G* gefördert. Durch

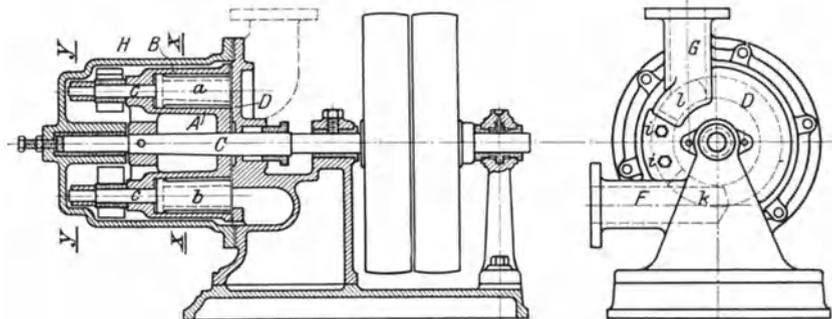


Abb. 88 und 89. Rotationspumpe (Gebr. Ritz & Schweizer).

den am Gehäuse *H* (Abb. 91) befestigten Anschlag *e* werden die Drehkolben *a* und *b*, sobald sie in die Nähe des Abschlußstückes *E* gelangen, vermittels der Daumen *d* in die Aussparungen der inneren Wand *A* der Walze gedreht, so daß sie an *E* vorbeigleiten können. Hinter dem Abschlußstück *E* werden sie durch den Anschlag *f* und den Daumen *d*₁ wieder in die Arbeitsstellung gedreht.

Die Pumpe wird für Leistungen von $\frac{1}{4}$ —8 l je Umdrehung gebaut mit Drehzahlen zwischen 40 und 60 je min. Die Saughöhe beträgt bis zu 9 m,

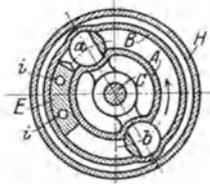


Abb. 90. Schnitt x—x der Abb. 88.

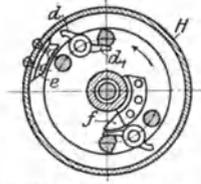


Abb. 91. Schnitt y—y der Abb. 88.

die Druckhöhe bis 30 m. Der Gesamtwirkungsgrad soll 0,86 erreichen. Die Pumpe ist besonders für Förderung dickflüssiger Stoffe geeignet wie Teer, Sirup, Melasse, Dickmaische, Leim, Lack, Öl, Schmierseife usw., und wird für besonders zähflüssige Stoffe, wie Bitumen, Harz und ähnliche mit einem Heizmantel für Dampfheizung gefertigt.

Von den Kapselpumpen mit zwei Wellen stellt die Zahnradpumpe an sich die einfachste Form dar (Abb. 92, Ausführung Amag-Hilpert). Die Zahnradpumpe ist für die verschiedensten Flüssigkeiten verwendbar, mit Vorteil für dickflüssige Stoffe wie Öl, Seife u. dgl. Sie wird auch mit Heizmantel gebaut. Sie besitzt zwei ineinandergreifende Zahnräder, die schließend im Gehäuse laufen und die Förderflüssigkeit in den Zahnücken von der Saugseite nach der Druckseite fördern. Hier wird sie durch das Ineinandergreifen der Zähne in die Druckleitung gedrückt. Die Drehzahl muß um so niedriger sein, je dickflüssiger die Förderflüssigkeit ist. Zur Erzielung des rechtzeitigen Füllens der Zahnücken auf der Saugseite und zur Vermeidung übermäßiger Flüssigkeitspres-sungen beim Ineinandergreifen der Zähne auf der Druckseite, müssen bei der Konstruktion die physikalischen Eigenschaften der Flüssigkeit berücksichtigt werden.

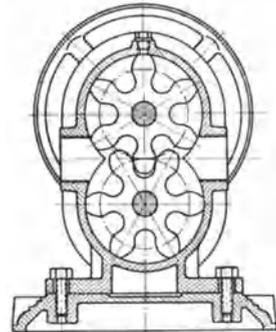


Abb. 92. Zahnradpumpe (Amag-Hilpert-Pegnitzhütte).

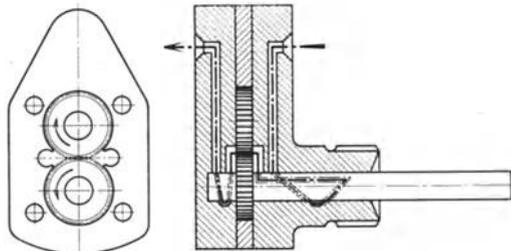


Abb. 93. Zahnradspinnpumpe (Ausführung Kimmig & Dabringhaus).

Die Zahnradpumpe wird ausgeführt für Fördermengen bis etwa 500 l/min und für Druckhöhen bis 25 at in einer Stufe bei 400 bis 250 Umdrehungen je min, neuerdings auch mit Pfeilzähnen für hohe Drehzahlen von 600 bei Förderleistungen bis über 80 m³/h und für kleine Leistungen bis zu 2300 Umdrehungen, mit Förderdrucken bis zu 50 at in einer Stufe für Ölförderung. Sie kann bis

zu 6 m saugen und erreicht bei Ölförderung einen volumetrischen Wirkungsgrad von 0,85 bei einem Gesamtwirkungsgrad von etwa 0,68.

Eine Sondergruppe stellen die Zahnradpumpen für Spinnlösungen der Kunstseidenindustrie dar (vgl. I, L, S. 526), Kolbenpumpen für Spinnlösungen).

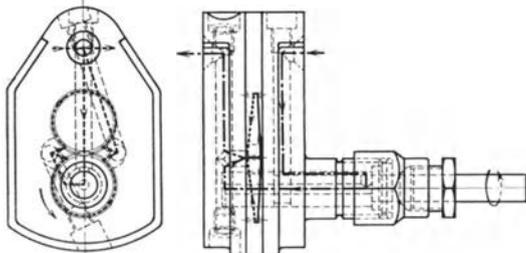


Abb. 94. Zahnradspinnpumpe (Ausführung Carl Hamel A.G.).

Sie werden ebenso häufig verwendet wie die Kolbenpumpen, da sie einfacher und billiger sind. Sie geben eine vollkommen gleichmäßige Zuführung der Spinnlösung zu den Düsen und eine gute Durcharbeitung und damit große Gleichmäßigkeit der Spinnmasse.

Doch unterliegen sie starker Abnutzung, die die dauernde Gleichmäßigkeit der Fadenstärke beeinträchtigt.

Die Pumpen werden mit einer Leistung von 0,6 und 1,2 cm³ je Umdrehung gebaut und für Drucke von 10—14 at.

Abb. 93 zeigt die Zahnradspinnpumpe der Maschinenfabrik Kimmig & Dabringhaus, Wuppertal-Barmen, bei der die Welle durch die in einer Nut in der Lagerbohrung an ihr entlang geführte Förderflüssigkeit geschmiert wird.

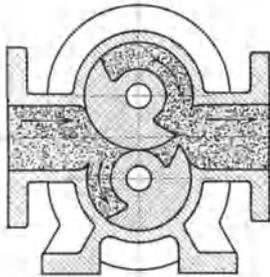


Abb. 95. Rotationspumpe der J. E. Naehrer A.G.

Eine ebenfallsgeschützte Umlaufschmierung besitzt die Spinnstoff-Räderpumpe der Firma Carl Hamel A.G., Schönau bei Chemnitz nach Abb. 94. Hier fließt die Förderflüssigkeit durch eine Längsnut in der verstärkten Antriebswelle nach der Stopfbüchse zu und wird durch eine zentrale Bohrung in der Welle nach dem Saugraum geführt.

Die rotierende Pumpe der J. E. Naehrer A.G., Chemnitz (Abb. 95), ist eine Wälzkolbenpumpe, bei der die beiden Kolben als Zahnräder mit nur einem Zahn betrachtet werden können. Sie sind durch zwei Stirnräder zwangsläufig und gegenläufig miteinander gekuppelt. Da die Dichtung zwischen beiden Kolben nur auf einer Linie erfolgt, so kommen diese Pumpen in der Hauptsache für dickflüssiges Fördergut jeder Art, doch ohne schmirgelnde Beimengungen, in Frage. Sie werden auch mit Heizmantel ausgeführt. Abb. 96 zeigt den Verlauf von Förderleistung, Kraftbedarf und Wirkungsgrad, bezogen auf die Förderhöhe. Sie läßt erkennen, daß es sich hier wie bei allen Kapselpumpen um Kolbenpumpen handelt.

Die Pumpen werden hergestellt für Förderleistungen von 75 bis 3500 l/min und normale Förderhöhe bis zu 40 m, in Sonderfällen auch bis zu 100 m, bei minutlichen Drehzahlen von 325 bei den kleinsten Leistungen bis herab auf 100 bei den größten.

Die Mawaldpumpe [vgl. K. Leist: Neue Versuche an umlaufenden Kolbenpumpen Bauart Mawald. Ztschr. VDI 1930, 168 f.] (Hersteller Joh. Frohn, Maschinenfabrik, Essen) stellt eine Weiterentwicklung der vorbeschriebenen Pumpe dar. Es sind mehrere derartige Wälzkolben,

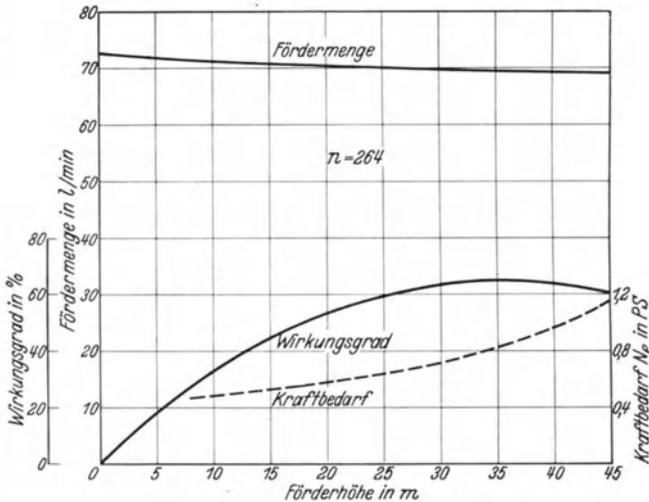


Abb. 96. Kennlinien der Rotationspumpe nach Abb. 95.

gegeneinander versetzt, axial aneinander gereiht, so daß ein schraubenartiger, stufenförmig abgesetzter Förderkanal entsteht, wie aus Abb. 97 der beiden Wälzkolben ersichtlich ist. Die stufenförmige Unterteilung des Flüssigkeitsweges ergibt infolge Herabsetzung der Rückströmverluste sehr günstige Saugwirkung.

Die Pumpen arbeiten vierfachwirkend, indem das Fördergut an beiden Enden der Kolben angesaugt, axial von einer Stufe in die nächste



Abb. 97. Wälzkolben der Mawald-Pumpe.

verdrängt und so zur Pumpenmitte gefördert wird. Abb. 98 zeigt eine Mawald-Pumpe mit Elektromotor gekuppelt.

Die Pumpen sind für die verschiedensten Förderflüssigkeiten verwendbar, auch für dick- und zähflüssige wie Harz, Teer usw. In diesem Falle werden sie mit Heizmantel für Dampfheizung versehen. Sie werden für Leistungen von 1,8—180 m³/h und für Druckhöhen normal bis 50 m, als Hochdruckpumpen auch bis 200 m gebaut. Für Wasser oder Flüssigkeiten ähnlicher Zähigkeit beträgt die normale Drehzahl 1000, bei den kleinen Leistungen 1500 je min. Die Drehzahl muß um so niedriger gewählt werden, bis herab zu 200/m, je dicker und zähflüssiger das Fördergut ist. Die Pumpe hat bei kaltem Wasser eine Saughöhe bis zu 9 m und kann

selbst bei leicht verdampfenden und heißen Flüssigkeiten noch erhebliche Saughöhen erreichen, z. B. bei kochendem Harz eine solche von 5 m, bei dickflüssiger Kernseife von 85° C eine solche von 4,5 m, ohne daß Schaumbildung auftritt. Auch saugt sie Fördergut, das mit Luft oder Schaum gemischt ist. Der Gesamtwirkungsgrad ist von der Art der

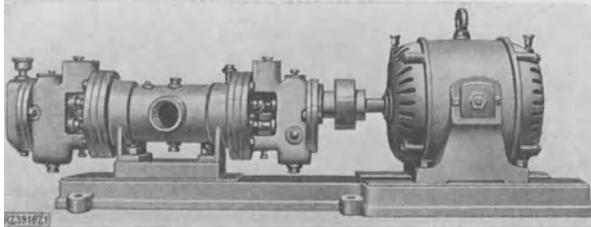


Abb. 98. Mawald - Pumpe (Ausführung Joh. Frohn, Essen).

Förderflüssigkeit, der Förderhöhe und der Förderleistung abhängig und beträgt bei kaltem Wasser bis zu 0,80.

Die „Pekrun-Globoidpumpe“ (Herstellerin Maschinenfabrik Pekrun G. m. b. H., Coswig, Bez. Dresden) ist das Beispiel einer Wälzkolbenpumpe mit zwei sich kreuzenden Achsen (Abb. 99). Sie besitzt

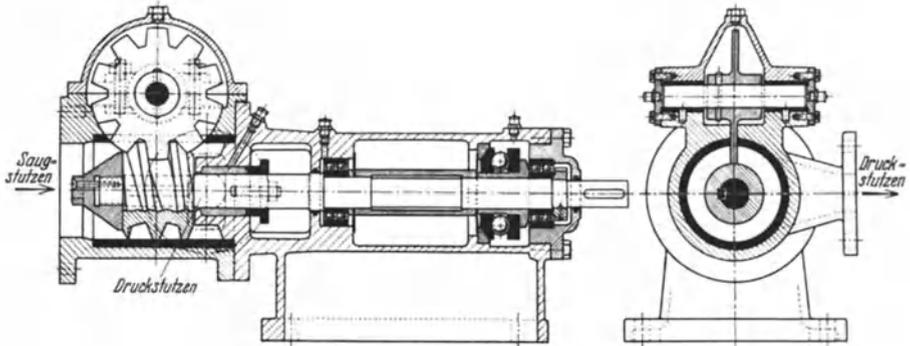


Abb. 99. Pekrun - Globoidpumpe.

das einfachste Verdrängungsorgan, die axialwirkende Schnecke. Der Rückweg von der Druckseite zur Saugseite wird für die geförderte Flüssigkeit durch eine flache, leer mitlaufende Radscheibe versperrt. Der dichte Abschluß zwischen Schnecke und Radscheibe wird durch Globoidverzahnung erzielt.

Der Vorzug der Globoidpumpe ist der, daß sie auch in ihrem Innern selbst einen praktisch gleichmäßigen Flüssigkeitsstrom erzeugt, während alle anderen Verdrängerpumpen im Innern stets Räume enthalten, die abwechselnd kleiner und größer werden. Sie erscheint deshalb bei hoher Drehzahl, normal 1000 je min, ganz besonders geeignet zur Förderung dicker und zäher Stoffe wie Fette, Seifen, Farben, Pasten, Teer, Sirup,

Maische, Faserstoffen usw. Die Pumpen werden gebaut für Fördermengen von 5—1600 l/min und für Förderhöhen bis zu 100 m bei guter Saugfähigkeit.

Die Drehkolbenpumpen sind eine andere Art von Kapselpumpen. Sie werden mit zwei und auch mit drei parallelen Wellen ausgeführt. Durch einen zentrisch im Pumpenzylinder feststehenden Kern wird ein ringförmiger Raum zwischen diesem und der Gehäusewand geschaffen, in dem die Drehkolben (Verdränger) sich bewegen und die Flüssigkeit von der Saug- zur Druckseite schieben. Die Abdichtung zwischen Saug- und Druckraum erfolgt durch eine Steuerwalze, die mit entsprechenden Aussparungen zur Aufnahme der Verdränger versehen ist und zwangsläufig durch Stirnräder angetrieben wird.

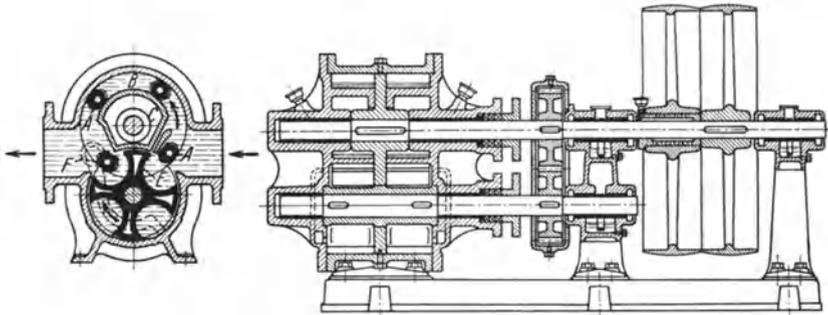


Abb. 100. Beka-Rotationspumpe.

Von den verschiedenen Ausführungen sei die Beka-Rotationspumpe (Beka-Werk G. m. b. H., Taucha bei Leipzig) erwähnt (Abb. 100), bei der auf Vermeidung von Wirbelbildungen und Stößen beim Durchgang der Flüssigkeit durch die Pumpe besonderer Wert gelegt ist. Zu diesem Zweck ist der Kern, um den die Drehkolben kreisen, auf der Saugseite mit Kanälen und auf der Druckseite mit Aussparungen versehen. Infolgedessen kann die Flüssigkeit beim Eintritt der Drehkolben in die Kammern der Steuerwalze bzw. bei ihrem Austritt aus denselben besser folgen, ohne daß Druckstauungen oder Vakuumbildung entstehen.

Die Pumpe ist verwendbar für Förderung von Wasser, Säuren, Laugen, Wein, Bier, Maische, Zuckersaft, Papierstoff, Teer, Ölen usw. Sie hat eine Saughöhe von 7 m und mehr bei Förderhöhen bis 40 m und wird gebaut für Förderleistungen von 50—1200 l/min bei Drehzahlen von 400 je min bei den kleinsten Leistungen bis zu Drehzahlen von 120 je min bei den größten. Der Gesamtwirkungsgrad steigt von etwa 0,3 bei kleinen Leistungen und Förderhöhen bis auf etwa 0,75 bei den größten Leistungen und Förderhöhen.

3. Kettenpumpen.

Kettenpumpen (Paternosterwerke) für dicke Flüssigkeiten, z. B. in Zuckerfabriken, besonders auch als Jauchepumpen, für Förderhöhen bis

30 m, haben eine endlose Kette, die in gleichen Abständen Gummiteiler trägt und über zwei senkrecht übereinander angeordnete Kettenräder läuft, von denen das obere angetrieben wird. Der aufsteigende Strang wird in einem Rohr geführt mit einem lichten Durchmesser von etwa 125—150 mm. Der volumetrische Wirkungsgrad beträgt 0,8—0,9 und der Gesamtwirkungsgrad etwa 0,65.

B. Luft-, Dampf- und Gasdruckpumpen.

1. Luftdruckpumpen.

a) Druckfässer (Montejus) sind geschlossene druckfeste Behälter, die durch natürliches Gefälle oder auch durch Absaugen der Luft mit der

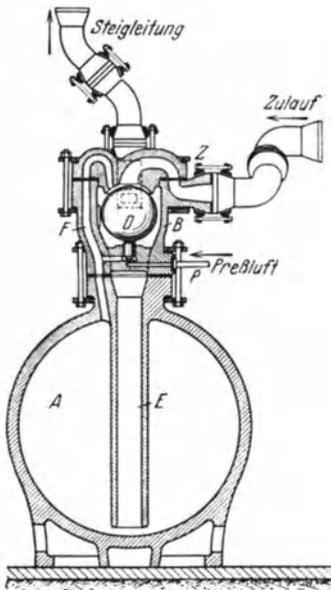


Abb. 101.
Selbsttätiger Druckluftheber aus
Steinzeug (Deutsche Ton- und
Steinzeugwerke).

Förderflüssigkeit gefüllt werden, die dann durch an höchster Stelle zugeführte Druckluft (mitunter auch durch Dampf, z. B. in Zuckerfabriken zum Saftheben) durch ein bis auf den Boden reichendes Tauchrohr herausgefördert wird. Bei der einfachsten Form geschieht die Umsteuerung von Hand. An Armaturen sind vorzusehen: Absperrvorrichtungen für Flüssigkeitsein- und -austritt, häufig als Rückschlagventile, Absperrvorrichtungen für Luttein- und -austritt, Manometer, Probierhahn, unter Umständen auch Sicherheitsventil. Der Werkstoff ist nach der Art der Förderflüssigkeit zu wählen (vgl. S. 520 f.).

Auch völlig selbsttätige Umsteuerung durch Schwimmer ist üblich. Abb. 101 zeigt einen solchen Apparat aus säurefestem Steinzeug der Deutschen Ton- und Steinzeugwerke, Charlottenburg, der als einziges Steuerorgan die Schwimmkugel *D* hat. Die Zuflußleitung schließt bei *Z* an, die Druckluftleitung bei *P*. Während des Füllens des Apparates hält die Kugel *D* die Druckluftleitung geschlossen, während die verdrängte Luft durch den Kanal *F* nach der Steigleitung entweicht. Hat die Flüssigkeit die Kugel *D* erreicht, so schwimmt diese auf, schließt die Flüssigkeitszufuhr und den Luftkanal *F* ab und gibt den Eintritt der Druckluft frei. Hierdurch wird die Flüssigkeit durch das Tauchrohr *E* nach der Steigleitung gedrückt. Sobald die Druckluft von unten her in das Tauchrohr *E* eintritt, verliert die Kugel *D* ihren Auftrieb, schließt die Druckluft ab und gibt die Zuflußleitung und den Luftkanal *F* frei und das Spiel beginnt von neuem. Für höhere Drücke werden die Steinzeuggefäße mit einem gußeisernen Panzer versehen.

Die Druckfässer dienen besonders zum Heben von Säuren, aber auch zum Beschicken von Filterpressen, da bei Einstellung des Druckluftventiles von Hand eine gute Anpassung an den Filtriervorgang möglich ist. Der Inhalt des Druckfasses, das in diesem Falle z. B. auch gleich als Kochgefäß dienen kann, soll einer Filterpressenfüllung entsprechen.

Nachteile der Druckfässer sind ihr diskontinuierliches Arbeiten und ihr schlechter Wirkungsgrad. In dem Diagramm nach Abb. 102 ist die Ordinate $A-C$ gleich der Förderhöhe. Der Luftdruck muß größer sein, etwa entsprechend der Ordinate $A-D$. Ist auf der Abszissenachse die Strecke $A-B$ gleich dem Gefäßinhalt, so stellt die schraffierte Fläche $ACEB$ die geleistete Förderarbeit dar, während die Fläche $ADFG$ die Arbeit zeigt, die zur Erzeugung der benötigten Druckluft aufgewendet werden muß. Das Verhältnis der beiden Flächen zueinander ergibt den theoretischen Wirkungsgrad, der 40% kaum übersteigen wird. Berücksichtigt man dazu den Wirkungsgrad des Luftkompressors sowie den Umstand, daß durch nicht rechtzeitige Umsteuerung und durch Undichtheiten erhebliche Druckluftverluste eintreten können, so erhält man einen Gesamtwirkungsgrad, der nur wenige und unter Umständen noch nicht ein einziges % betragen wird.

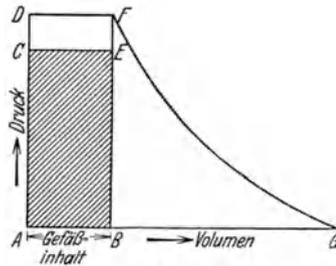


Abb. 102.
Arbeitsdiagramm des Druckfasses.
(Aus Badger-McCabe: Elemente
der Chemie-Ingenieurtechnik.)

Diesen Übelstand vermeidet die Druckluftpumpe der Amag-Hilpert-Pegnitzhütte in Nürnberg, die besonders zum Fördern von Wasser, Erdöl, Mineralwasser und ähnlichem aus Tiefbrunnen bestimmt ist. Entweder sind zwei Druckräume neben- oder dicht übereinander angeordnet, die abwechselnd gefüllt und entleert werden, so daß sich eine ununterbrochene Förderung ergibt, oder es werden zwei oder vier Förderglocken in gleichen Höhenabständen gestaffelt vorgesehen (Abb. 103). Die Flüssigkeit wird dann von jeder Förderglocke stets in die nächsthöhere gefördert, so daß die Luftpressung nur dem zweiten bzw. vierten Teil der gesamten Förderhöhe zu entsprechen braucht. Mit einem Luftdruck von 7 atü kann also bei 2facher Staffelung eine Förderhöhe von rund 140 m

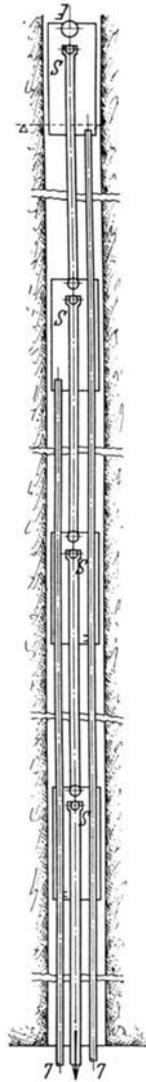


Abb. 103. Vierfach
gestaffelte Druck-
luft-Tiefbrunnen-
pumpe (Amag-
Hilpert-
Pegnitzhütte).

und bei 4facher Staffelung eine solche von rund 280 m überwunden werden. Die Förderung geschieht hier periodisch. Die Förderglocken haben an tiefster Stelle das Eintrittsventil und dicht darüber am unteren Ende des Tauchrohres das Austrittsventil. Unmittelbar vor dem Luftkompressor sind ein selbsttätiger Steuerapparat und ein Wechselschalter angeordnet, zu dem von jeder Förderglocke eine Luftleitung führt (bei 4facher Staffelung liegen die erste und dritte Förderglocke einerseits

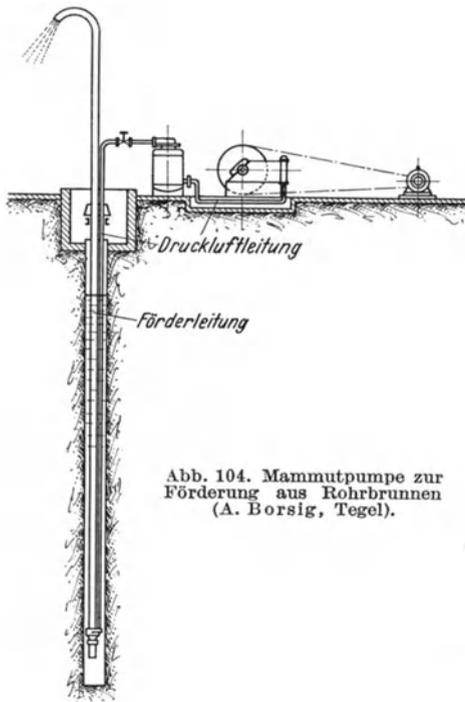


Abb. 104. Mammutpumpe zur Förderung aus Rohrbrunnen (A. Borsig, Tegel).

und die zweite und vierte andererseits an gemeinsamer Leitung). Ist aus einer Förderglocke die Flüssigkeit herausgedrückt, so werden die beiden Luftleitungen umgewechselt. Der Kompressor entnimmt dann die Luft aus der eben entleerten Glocke und drückt sie in die nächste zu entleerende. Dadurch wird die durch die Fläche *BFG* der Abb. 102 dargestellte Kompressionsarbeit stets annähernd wieder gewonnen und ein Gesamtwirkungsgrad von etwa 0,43—0,50 erreicht.

Doppeltwirkende Förderglocken werden für einen kleinsten Brunnendurchmesser von 250 mm gebaut bei einer Gesamtförderhöhe bis 250 m, gestaffelte Förderglocken für einen kleinsten Brunnendurchmesser von 140 mm und für eine Förderhöhe bis 500 m bei 2 facher Staffelung und bis

1000 m bei 4facher Staffelung. Die Bohrlochtiefe kann voll ausgenutzt werden, da die Flüssigkeit bis zur Oberkante der untersten Förderglocke abgepumpt werden kann.

β) **Mammutpumpen** [gebaut von A. Borsig, Tegel] geben eine bessere Ausnutzung der Druckluft als die Druckfässer. Der Gesamtwirkungsgrad beträgt bei richtiger Ausführung 0,4—0,45.

Die Förderleitung (Abb. 104) taucht in die Förderflüssigkeit und trägt am eintauchenden Ende ein Fußstück, in das durch eine besondere Leitung vom Kompressor die Druckluft so zugeleitet wird, daß sie dem Förderrohr auf dem ganzen Umfang gleichmäßig zuströmt und sich gut mit der Förderflüssigkeit mischen kann. Dadurch wird diese spezifisch leichter und durch die das Steigrohr umgebende Flüssigkeit gehoben.

Eine Erfassung der Fördervorgänge durch Formeln ist sehr schwierig und noch nicht gelöst, da die Beiwerte durch zu viele Veränderliche

beeinflusst werden [vgl. F. Pickert: Einfluß der Rohrreibung auf die Wasserförderung von Druckluftwasserhebern. Ztschr. VDI 1932, 638]. Die Weite der Förderleitung ist abhängig von Förderhöhe, Eintauchtiefe, Fördermenge und Art der Förderflüssigkeit, ebenso auch die Druckluftmenge und deren Pressung. Je größer die Leistung ist, desto größer muß auch die Geschwindigkeit des Wassers in der Förderleitung sein. Dagegen wird bei mechanischen Verunreinigungen die Reibung größer und damit die Geschwindigkeit kleiner. Die Förderleitung muß innen möglichst glatt sein. Badger-McCabe [Elemente der Chemie-Ingenieurtechnik, übersetzt von Kutzner. Berlin: Julius Springer 1932] geben folgende empirische Formel für die Luftmenge:

$$V_l = \frac{19,5 \cdot H}{C \cdot \log \frac{H_t + 10,4}{10,4}}$$

Darin bedeutet V_l in m^3 das Luftvolumen, bezogen auf atmosphärischen Druck, das zur Förderung von $1 m^3$ Wasser erforderlich ist; H in m die gesamte Förderhöhe vom Saugwasserspiegel bis zum Ausguß der Förderleitung; H_t in m die Eintauchtiefe, gemessen vom Saugwasserspiegel bis zum Lufteinlaß; C eine Konstante, die aus untenstehender Tabelle zu entnehmen ist.

Das Verhältnis der Eintauchtiefe zur Länge der Förderleitung $\frac{H_t}{H + H_t}$ soll dabei betragen 0,66 für $H = 6 m$, abnehmend auf 0,41 für $H = 150 m$.

Der Vorteil der Mammutpumpe liegt in ihrer Einfachheit und in dem Fehlen beweglicher, dem Verschleiß unterworfenen Teile, weshalb sie besonders zur Förderung aus Tiefbrunnen in Frage kommt. Ihr Nachteil ist die erforderliche große Eintauchtiefe, die sehr tiefe Bohrlöcher bedingt. Sie ist auch zur Hebung von aggressiven Flüssigkeiten jeder Art geeignet, z. B. nach der Anordnung der Abb. 105.

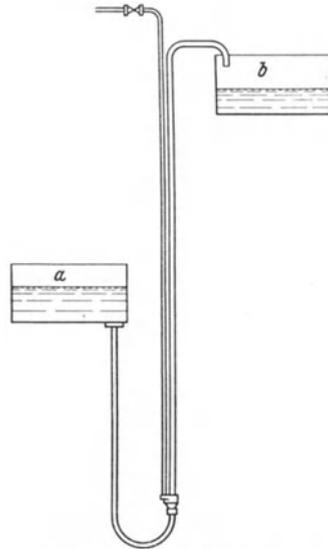


Abb. 105. Mammutpumpe zur Förderung aus Behälter a nach Behälter b (A. Borsig, Tegel).

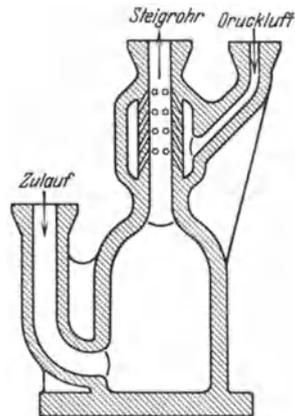


Abb. 106. Emulseur aus Steinzeug (Deutsche Ton- und Steinzeugwerke).

Förderhöhe H in m	3—18,3	18,4—61	62—154	155—198	199—229
Konstante C	245	233	216	185	156

Ein Fußstück aus Steinzeug (Deutsche Ton- und Steinzeugwerke) für derartige Fälle, Emulseur genannt, zeigt die Abb. 106. Die

Mammutpumpe kann ferner verwendet werden für schlammige Flüssigkeiten und für solche mit festen Beimengungen wie Zementschlamm, Gipsschlamm, Zuckerrüben, gekörnte Schlacke, Sand zum Spülversatz, Zellstoff, Kohle, Kesselasche und -schlacke usw.

2. Pulsometer

sind kolbenlose Dampfpumpen mit zwei Kammern, in die der Dampf abwechselnd eintritt, wobei er die Flüssigkeit herausdrückt. Der in der entleerten Kammer durch das Kondensieren des Dampfes entstehende Unterdruck saugt neue Flüssigkeit an. Die Umsteuerung des Dampfes erfolgt selbsttätig durch Kugel, Zunge oder Klappe.

Die erreichbare Saughöhe beträgt bis zu 7 m bei kalter Flüssigkeit (bei mehr als 50° muß die Flüssigkeit zulaufen), die Druckhöhe bis zu 60 m, die

Leistung bis 10 m³/min. Bei größeren Förderhöhen sind mehrere Apparate übereinander anzuordnen. Der Dampfdruck muß 2—3 at höher sein als der vorhandene Gegendruck der Flüssigkeitssäule. Je höher er ist, um so größer ist die Zahl der Pulsschläge, die zwischen 61 und 50 je min betragen kann. Die Erwärmung der Förderflüssigkeit beträgt etwa 2° C bei einer Förderhöhe von

10 m und steigt für je 10 m größere Förderhöhe um etwa 1,5°.

Früher wurden die Pulsometer vielfach für behelfsmäßige Wasserhebung (Entwässerung von Baugruben und Schächten), in Zuckerfabriken, Papierfabriken, Gerbereien usw., auch zum Heben von Säuren und Laugen verwendet. Doch ist der Dampfverbrauch so groß (es werden 70 bis 90, ja selbst 150 kg und mehr je PS_e/h genannt), daß trotz ihrer Billigkeit und einfachen Anordnung ihre Verwendung heute keine Berechtigung mehr hat.

3. Die Humphrey-Pumpe

[Ztschr. VDI 1911, 267; 1913, 885, 942; 1914, 35, 1109, 1588; Stahl u. Eisen 1914, 1136] ist eine Vereinigung von Pumpe und Gasmaschine, bei der der Kolben durch die geförderte Wassersäule gebildet wird. Abb. 107 zeigt den schematischen Aufbau. Die von dem Saugbehälter *s* umgebene Ventilkammer *w* trägt die sich nach innen öffnenden Saugventile *v*. Darüber befindet sich die Verbrennungskammer *e* mit dem Gasprellraum *p*, dem Gaseinlaßventil *a* und dem Auslaßventil *b*. Wird ein in dem Raum *p* zusammengedrücktes Gas-Luftgemisch zur Entzündung gebracht, so wird infolge der Drucksteigerung die Wassersäule *k—f* nach dem Hochbehälter *h*₁ zu in Bewegung gesetzt. Infolge der lebendigen Kraft der Wassersäule bewegt sich diese so lange, bis hinter ihr Unterdruck entsteht und durch die Saugventile *v* Wasser nachströmt und das Auslaß-

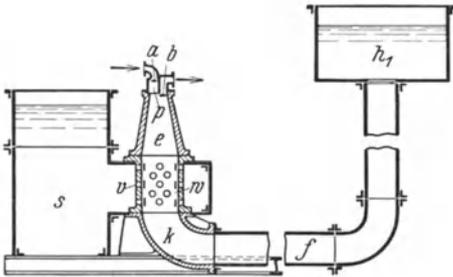


Abb. 107. Humphrey-Pumpe.

ventil *b* geöffnet wird. Ist die lebendige Kraft der Wassersäule verzehrt, so kehrt diese ihre Bewegung um und schiebt die verbrannten Gase durch Ventil *b* ins Freie, bis dieses infolge der wachsenden Geschwindigkeit der Abgase wieder zgedrückt wird. Die in dem Raum *p* verbliebenen Gase werden komprimiert, setzen die Wassersäule wieder nach dem Hochbehälter zu in Bewegung und der entstehende Unterdruck saugt durch das Ventil *a* neues Gas-Luftgemisch an, das durch die rückkehrende Wassersäule verdichtet wird. Es wird entzündet und das Spiel wiederholt sich. Die Pumpe arbeitet also nach dem Viertaktverfahren.

Die Humphrey-Pumpe wird verwendet für Be- und Entwässerungsanlagen für Förderhöhen bis zu 6 m und Fördermengen bis 300 m³/min und darüber. Der Gesamtwirkungsgrad beträgt je nach dem Heizwert des Gases und je nach der Leistung 0,16—0,25, der Gasverbrauch etwa 2,2 m³ je PS_c/h bei einem unteren Heizwert des Gases von 1300 kcal/m³.

Für kleine Leistungen wird eine Gaspumpe gebaut, die im Zweitakt arbeitet und einen besonderen Treibkolben hat, der durch Querhaupt und zwei Stangen mit dem Pumpenkolben verbunden ist. Der Rückgang des Kolbens wird durch ein Belastungsgewicht bewirkt [Ztschr. VDI 1916, 741].

C. Hydraulische Widder.

Hydraulische Widder (Stoßheber) [H. Lorenz: Theorie des hydraulischen Widders. Ztschr. VDI 1910, 88] können einen Teil ihres Triebwassers durch Stoßwirkung auf größere Höhen heben. Sie werden verwendet, wo aus Bach, Teich oder Quelle Wasser mit geringem Gefälle reichlich zur Verfügung steht. Es kann nur reines Wasser gefördert werden, da sonst die Ventile nicht dicht schließen. Das nach dem Rohrinneffern öffnende Sperrventil (Stoßventil) (Abb. 108) ist so belastet, daß es sich erst schließt, wenn das ausströmende Wasser eine gewisse Geschwindigkeit erreicht hat. Der hierdurch in der Zuleitung auftretende Stoß öffnet das Druckventil zum Windkessel, an den die Steigeleitung anschließt. Hierdurch kann ein Teil des Wassers austreten, bis der Druck so weit nachläßt, daß das Druckventil sich wieder schließt, das Sperrventil durch die Gewichtsbelastung sich öffnet und das Spiel von neuem beginnt.

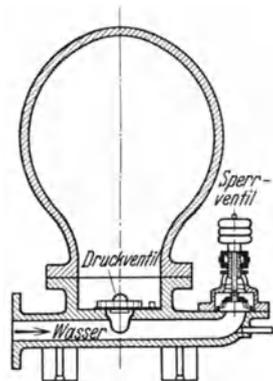


Abb. 108.
Hydraulischer Widder.

Ausnutzbar sind Gefälle von etwa 2 m an. Der Wirkungsgrad ist am günstigsten mit etwa 0,7 bei einem Verhältnis der Steighöhe zur Gefällshöhe von 3—7 und geht herunter auf etwa 0,2 bei einem Verhältnis von 30. Die Länge der Triebwasserleitung soll 20 m nicht überschreiten. Die Apparate werden gebaut für Triebwassermengen von 0,003 bis 0,25 m³/min.

D. Strahlpumpen.

Strahlpumpen arbeiten gleichförmig und entsprechen in Aufbau und Wirkungsweise den Strahlverdichtern (vgl. dort S. 482, Abb. 85). Sie werden für Betrieb durch Dampf oder Wasser gebaut, sind billig, einfach und zuverlässig, haben aber einen verhältnismäßig sehr niedrigen Wirkungsgrad und sind deshalb für Dauerbetrieb im allgemeinen nicht gerechtfertigt. Sie eignen sich zur Förderung jeder Art von Flüssigkeiten, auch von schlammigen, sofern diese eine Kondensation von Dampf oder eine Mischung mit dem Betriebswasser gestatten, und werden je nach den Eigenschaften der Förderflüssigkeit aus den verschiedensten Werkstoffen hergestellt (vgl. S. 520f.).

1. Dampfstrahlpumpen.

Dampfstrahlpumpen (Ejektoren), für stündliche Förderleistungen von etwa 1—60 m³, erreichen [nach Angaben der Maschinenfabrik Wilh. Wiegand, Merseburg] bei zufließendem Wasser mit einer Temperatur bis zu 60° oder bei geringer Saughöhe bis 2 m und bei kaltem Wasser bei einem

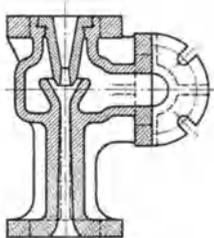


Abb. 109.
Ejektor aus Thermisilid
(Amag-Hilpert-
Pegnitzhütte).

Dampfdruck von	2	3	4	5 atü
eine Gesamtförderhöhe von .	12	20	30	38 m.

Auch größere Saughöhen bis zu 6,5 m können überwunden werden, doch beträgt dann die erreichbare Druckhöhe je nach der Dampfspannung von 2—6 at nur noch 5—12 m. Mit zunehmender Dampfspannung nimmt der Dampfverbrauch ab, sofern der Querschnitt der Düse den Verhältnissen genau angepaßt wird. Er beträgt [nach Angaben der Maschinenfabrik Wilh. Wiegand, Merseburg] für 1 m³ gefördertes Wasser bei 3 atü Dampfdruck und bei einer Saughöhe bis zu 2 m rund 23 kg. Bei 6,5 m Saughöhe, aber entsprechend geringerer Druckhöhe ist er 16 kg. Er geht bei 10 atü Dampfdruck auf 17 bzw. 11 kg herunter.

Abb. 109 zeigt einen Ejektor aus Thermisilid zur Förderung von Säuren und Laugen (Ausführung Amag-Hilpert-Pegnitzhütte, Nürnberg).

2. Wasserstrahlpumpen.

Wasserstrahlpumpen [W. Friedrichs: Theorie der Wasserstrahlpumpen. Ztschr. techn. Physik 1925, 361 f.] gleichen in der Ausführung den Dampfstrahlpumpen, nur erhält die Düse keine Erweiterung. Fördermenge und Förderhöhe sind abhängig vom Druck des Betriebswassers. Abb. 110 [nach Angaben der Maschinenfabrik Wilh. Wiegand, Merseburg] gibt für die meisten im praktischen Betriebe vorkommenden Verhältnisse Nutzwassermenge und Förderhöhe an, die je 1 Betriebswasser von entsprechendem Druck erreicht werden. Die üblichen Förderleistungen sind 0,6—10 m³/h, maximal bis 150 m³/h. Die Saughöhe kann bis 6 m,

ausnahmsweise sogar bis 8 m betragen, der Betriebswasserdruck beträgt 0,3—80 atü; gewöhnlich wird mit dem Wasserleitungsdruck von 3,5—4 atü gearbeitet. Der Gesamtwirkungsgrad nimmt ab mit zunehmendem Verhältnis zwischen dem Druck des Betriebswassers und der Förderhöhe. Er nimmt ferner ab mit der Saughöhe und schwankt zwischen 0,1 und 0,3.

3. Tiefsaugevorrichtungen.

Tiefsaugevorrichtungen werden verwendet zur Förderung aus Tiefbrunnen, für die die Saugfähigkeit der Kolben- oder Kreiselpumpe

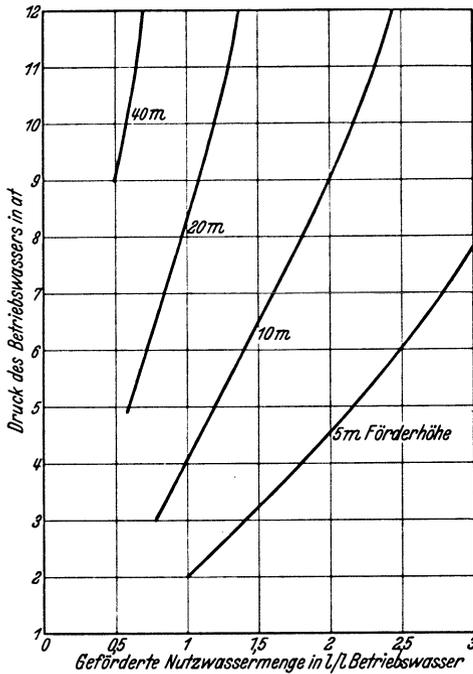


Abb. 110. Leistungskurven von Wasserstrahlpumpen.

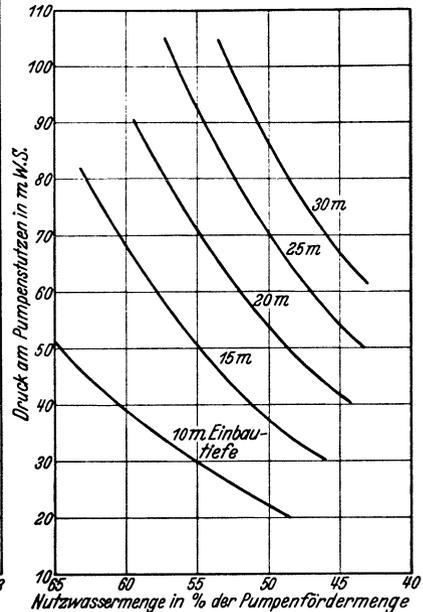


Abb. 111. Leistungskurven von Tiefsaugevorrichtungen.

nicht ausreicht. Sie bestehen aus einem am unteren Ende der Pumpensaugleitung angeordneten Strahlapparat, zu dem vom Druckstutzen der Pumpe ein Teil der geförderten Flüssigkeit zurückgeführt wird. Diese saugt neue Flüssigkeit an und fördert sie in die Saugleitung der Pumpe. Abb. 111 [nach Angaben der Maschinenfabrik Wilh. Wiegand, Merseburg] gibt die erreichbaren Nutzwassermengen in Hundertteilen der Pumpenfördermenge bei verschiedenen Pumpendrücken und Einbautiefen an. Als Einbautiefe gilt der abgesenkte Wasserspiegel zuzüglich 1 m. Die Saughöhe der Pumpe ist dabei mit 5 m angenommen. Sind in der Leitung mehrere Krümmen vorhanden, so ist deren Druckverlust der Einbautiefe zuzurechnen und vom Pumpendruck abzuziehen. Paul

Schmidt [Ztschr. VDI 1932, 1301] beschreibt einen Strahlapparat zur Erdölförderung aus großer Tiefe. Eine Pumpe hält eine gewisse Menge Öl in dauerndem Kreislauf durch die Rohre und den Strahlapparat, und zwar je nach der Bohrlochtiefe unter einem Druck von 30—50 at. Hierdurch wird neues Öl aus 1000—2000 m Tiefe gefördert, das zusammen mit dem Kreislauföl über Tage in einen offenen Behälter austritt, von dem neues Öl abgeführt und das Kreislauföl von der Pumpe wieder entnommen wird. Es wird also mit einem verhältnismäßig geringen Pumpendruck eine große Förderhöhe erzielt.

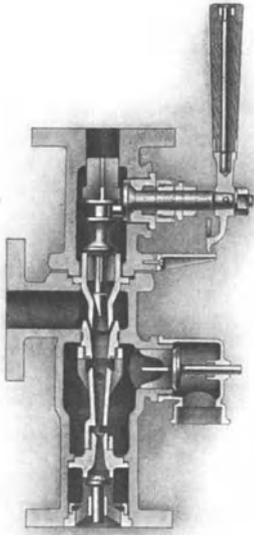


Abb. 112. Restarting-Injektor
(Maschinenfabrik
Wilh. Wiegand, Merseburg).

4. Injektoren.

Injektoren dienen insbesondere zum Speisen von Dampfkesseln. Sie können Wasser noch gegen einen wesentlich höheren Druck fördern als den des Betriebsdampfes. Es gibt nicht-saugende und saugende, einfache und doppelte Injektoren. Das geförderte Wasser wird um 60 bis 80° erwärmt. Bei den saugenden Injektoren kann die Saughöhe bei kaltem Wasser bis zu 6 m betragen und die Temperatur des Speisewassers bei etwa 1 m Saughöhe oder bei Wasserzufluß bis zu 60° C. In der Dampfduße befindet sich eine Dampfregulierungsspindel. Der bei den Ejektoren ungeteilte Diffusor ist in eine an die Dampfduße anschließende Mischduße und eine Fangduße zerlegt. Dadurch kann das beim Ingangsetzen

von der Fangduße zunächst nicht aufgenommene Wasser durch den Spalt zwischen diesen in den Überlaufraum (Schlabberaum) und durch das Schlabberventil ins Freie abfließen, bis das Wasser so beschleunigt ist, daß es in geschlossenem Strahl von der Fangduße aufgenommen wird und das hinter ihr angeordnete Rückschlagventil gegen den Kesseldruck öffnet. Abb. 112 zeigt einen Restarting-Injektor (Ausführung der Maschinenfabrik Wilh. Wiegand, Merseburg), der nach Unterbrechung des Wasserzuflusses selbsttätig wieder anspringt. Hier ist die Mischduße noch einmal unterteilt.

Zur Inbetriebsetzung des Injektors wird der Handhebel, der die Dampfzufuhr öffnet und regelt, sehr langsam und ohne Unterbrechung herumgelegt, bis der Austritt von Schlabberwasser aufhört und das Arbeiten des Injektors sich durch den dabei entstehenden, eigentümlich pfeifenden Ton bemerkbar macht.

IV. Rohrleitungen und Armaturen.

Die Rohre, ihre Verbindungen, Formstücke und Absperrungen (Rohrleitungsschalter) sind heute zum größten Teil durch DI-Normen genormt. Es ist zweckmäßig, sich stets nach diesen Normen zu richten. Nachstehend werden dieselben kurz genannt. Eine vollständige Aufstellung verbietet der verfügbare Raum [vgl. Fr. Schwedler: Handbuch der Rohrleitungen. Berlin: Julius Springer 1932].

A. Rohre.

DIN 2400 gibt eine Übersicht der Normen für Rohre, Flanschen und Formstücke.

1. Berechnung.

Der lichte Rohrdurchmesser d in m ergibt sich aus der Beziehung

$$V = c \cdot \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \text{ in m}^3/\text{s},$$

wenn c in m/s die mittlere Strömungsgeschwindigkeit ist. Über die Strömungsverluste vgl. die Abschnitte „Strömung von Gasen in Rohrleitungen“ (S. 491) und „Hydraulische Widerstandshöhe in Rohrleitungen“ (S. 495). Bei Dampf- und Heizleitungen sind bei der Wahl der Strömungsgeschwindigkeit auch die Wärmeverluste zu berücksichtigen [vgl. Biel: Die wirtschaftlich günstigsten Rohrweiten. Oldenbourg 1930].

Die Wandstärke s von glatten nahtlosen Rohren errechnet sich aus der Gleichung

$$s = \frac{d \cdot p}{2 \cdot k_z} + c \text{ in cm};$$

p = Betriebsdruck in kg/cm^2 ,

d = lichter Rohrdurchmesser in cm,

k_z = zulässige mittlere Beanspruchung der Wand, und zwar

für Gußeisen $k_z = 250 \text{ kg}/\text{cm}^2$;

für Stahlguß $k_z = 600 \text{ kg}/\text{cm}^2$;

für Stahl $k_z = 800 \text{ kg}/\text{cm}^2$;

c ist ein Zuschlag, der bei gußeisernen und Stahlgußrohren aus gußtechnischen Gründen erforderlich ist und von 0,6 cm bei kleinsten Lichtweiten mit zunehmender Wandstärke linear abnimmt auf 0 bei einer Wandstärke von 5,5 cm und darüber (vgl. DIN 2411 und 2412). Bei Stahlrohren ist $c = 0,1 \text{ cm}$ (DIN 2413) für alle Lichtweiten.

Die Berechnung von festen und losen Flanschen sowie die Anordnung und Berechnung der Flanschenschrauben sind in DI-Normen 2505—2511 zusammengestellt.

DIN 2401 legt für Betriebsdrücke von 1—1000 at bestimmte Nenndrücke sowie Probedrücke fest. Als Betriebsdrücke gelten die Nenndrücke für Wasser bis 100° und andere nicht aggressive Flüssigkeiten unterhalb ihrer Siedetemperatur bei Atmosphärendruck zu 100%, für

nicht aggressive Gase und Wasserdampf unter 300° zu 80% und für Heißdampf sowie Gase und Flüssigkeiten bis 400° zu 64%. Für Temperaturen von $400\text{--}450^{\circ}$ und von $450\text{--}500^{\circ}$ ist eine um je 25% höhere Druckstufe zu wählen.

Für Vakuumleitungen beträgt der Probedruck $1,5\text{ kg/cm}^2$.

Die Nennweiten (NW) (in mm) für Rohre und Armaturen sind durch DIN 2402 genormt. Sie entsprechen nicht immer genau den Lichtweiten, da Rohre und Formstücke bei gleichbleibendem Außendurchmesser mit verschiedenen Wandstärken ausgeführt werden können.

Die Wahl des Werkstoffes richtet sich nach den Eigenschaften des Fördergutes (vgl. Bd. I, S. 562f. und Einleitung des Abschnittes I, L, S. 520).

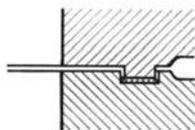


Abb. 113.
Nut und Feder.

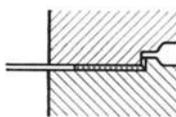


Abb. 114.
Ansatz und Eindrehung.

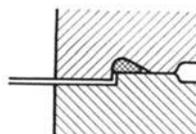


Abb. 115.
Rundgummidichtung.

Über Flanschendichtungen vgl. auch das unter Abschnitt I M 1, S. 527 Gesagte. Bei Flanschen mit ebenen Flächen, auch mit Dichtleisten, soll die Dichtung bis an die Schrauben reichen und im Lichten etwa 5 mm größer sein als der lichte Rohrdurchmesser, damit sie nicht in das Rohrinere vorsteht. Genormt sind die Abmessungen der Flanschdichtungen für ebene Dichtflächen durch DIN 2690, für Nut und Feder durch DIN 2691, für Ansatz und Eindrehung durch DIN 2692 und für Rundgummidichtung durch DIN 2693, die zugehörigen Flanschmaße durch DIN 2512—2514 (s. Abb. 113—115).

2. Gußeiserne Rohre.

Gußeiserne Rohre sind verwendbar bis zum Nenndruck von 10 kg/cm^2 . Sie werden für kaltes Wasser und Gas innen, bei Lagerung in Erde oder Kanal auch außen heiß asphaltiert. Flanschenrohre siehe DIN 2422, Muffenrohre DIN 2432, Abflußrohre mit geringerer Wandstärke DIN 364. Übliche Baulängen sind für Flanschenrohre bis 175 lichtigem Durchmesser 2 und 3 m, darüber 3 und 4 m, für Muffenrohre ausschließlich Muffentiefe von 40 lichtigem Durchmesser 2—3 m, von 50—70 lichtigem Durchmesser 2,5—3,5 m, von 80—100 lichtigem Durchmesser 3,5 und 4 m, darüber 4 und 5 m.

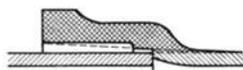


Abb. 116. Muffe.

Muffen (Abb. 116) (DIN 2437) ermöglichen geringe Abweichung von der geraden Rohrachse und erleichtern dadurch oft die Montage. Zur Dichtung wird ein mit Teer oder Leinöl getränkter Hanfstrick eingestemmt und der Raum darüber mit Blei ausgegossen, bei liegenden Rohren unter Verwendung eines vorgelegten Tonringes oder zweiteiliger Gießschellen. Der Bleiausguß ist ebenfalls zu verstemmen. Bequemer ist statt des Ausgießens die Verwendung von Bleiwolle, die

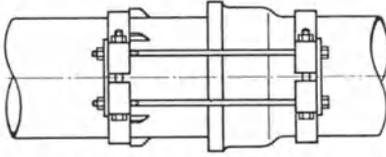


Abb. 117. Muffensicherung (Hagemann, Essen).

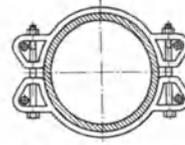


Abb. 118. Rohrschelle der Abb. 117, Seitenansicht.

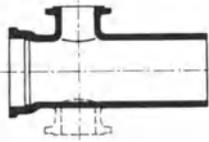


Abb. 119. Muffenstück mit Flanschstützen (DIN 2830). A-Stück und AA-Stück (gestrichelt).

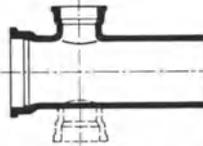


Abb. 120. Muffenstück mit Muffenstützen (DIN 2831). B-Stück und BB-Stück (gestrichelt).

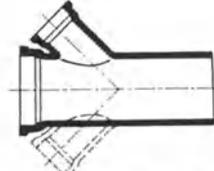


Abb. 121. Muffenstück mit schrägem Muffenstützen (DIN 2832). C-Stück und CC-Stück (gestrichelt).



Abb. 122. Flanschmuffenstück (DIN 2833). E-Stück
für $NW = 40 - 700$ $L = 300$
für $NW = 800 - 900$ $L = 500$
für $NW = 1000 - 1200$ $L = 800$

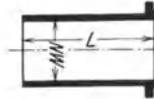


Abb. 123. Einflanschstück (DIN 2834). F-Stück
für $NW = 40 - 450$ $L = 600$
für $NW = 500 - 800$ $L = 800$
für $NW = 900 - 1200$ $L = 1000$

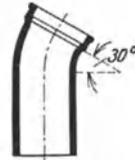


Abb. 124. Muffenkniestück (DIN 2835). I-Stück.

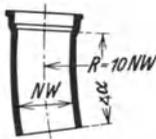


Abb. 125. Muffenbogen (DIN 2836). K-Stück.
Winkel $\alpha = 10^\circ 15'$ bis 45° .

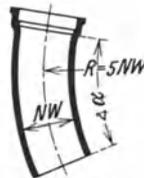


Abb. 126. Muffenbogen (DIN 2837). L-Stück.
Winkel $\alpha = 22^\circ 30'$ bis 45° .



Abb. 127. Flanschkrümmer (DIN 2838). Q-Stück.

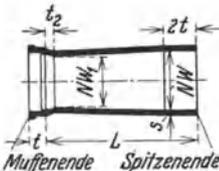


Abb. 128. Muffenübergang (DIN 2839). R-Stück. $L = 500$ für $NW = 50 \cdot 40$ bis $150 \cdot 125$.
 $L = 1000$ für alle übrigen NW .

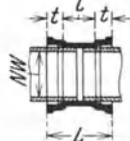


Abb. 129. Überschiebmuffe (DIN 2840). U-Stück.
 $L = 4$ fache Muffentiefe.

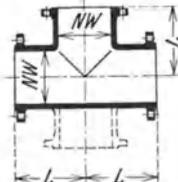


Abb. 130. T-Stück und TT-Stück (Kreuzstück, gestrichelt) (DIN 2841).
 $L = NW + 100$.

in einzelnen dünnen Lagen einzustemmen ist. Auch Asphalt (Goudron) wird zum Ausgießen verwendet. Diese Dichtungen sind nicht wärmebeständig. Für Heberleitungen haben sich Ringe mit rundem Querschnitt aus reinem Paragummi bewährt, die über das Spitzende gezogen und beim Einführen desselben in die Muffe in diese hineingerollt werden [vgl. Journ. Gasbeleucht. u. Wasserversorg. 1912, 402f.; Dr.-Ing. Thiem: Die Dichtung von Heberleitungen durch Gummischnurringe]. Bei freiliegenden Muffenrohren ist Sicherung der Muffen durch Anker vermittelt zweiteiliger Schellen empfehlenswert (Abb. 117 und 118, Hersteller A. Hagemann, Essen), bei großen Abmessungen auch vermittelt angegossener Knaggen, desgleichen die Sicherung der Muffendichtung durch vorge-schraubte zweiteilige Schellen.

Die gußeisernen Formstücke sind genormt durch DIN 2829 bis 2841 (Abb. 119—130). Flanschkrümmer nach Abb. 127, die am unteren Ende einer senkrechten Leitung sitzen, werden zweckmäßig als Fußkrümmer mit einem Fuß versehen. T-Stücke und Kreuzstücke nach Abb. 130 werden für höhere Drücke als Kugelstücke ausgebildet.

3. Stahlgußrohre.

Stahlguß wird meist für Formstücke und kurze Rohre verwendet, selten für längere gerade Rohre. Außer DIN 2543—2547 für Flanschen sind Normen nicht vorhanden.

4. Flußstahlrohre.

Flußstahlrohre sind durch DIN 2440—2459 genormt.

a) Gewinderohre (Gasrohre) mit Rohrgewinde an den Enden werden als nahtlose Gas- und Dampfrohre hergestellt (DIN 2440 und 2441) mit Nennweiten von $\frac{1}{8}$ —6" und in üblichen Längen von 6—7 m, in billigerer Ausführung auch stumpfgeschweißt. Letztere dürfen wegen leichten Aufplatzens nicht stark gebogen werden. Für Wasser und für Drücke bis etwa 8 kg/cm² werden sie auch verzinkt oder verzinnt.



Abb. 131.
Reduktions-
muffe.



Abb. 132.
a glatter Nippel; b Doppel-
nippel; c Reduktionsnippel.



Die Verbindungsstücke der Gasrohre (Fittings) werden aus Temperguß (DIN 2950—2973) oder aus Flußstahl hergestellt. Die gebräuchlichsten Formen sind: Kniestücke rund C und scharfkantig L , T-Stücke T und Kreuzstücke + , egal und reduziert, gerade und Reduktionsmuffen (Abb. 131), Verschraubungen, Kappen, Rohrmutter mit Sechskant, durchweg mit Innengewinde; ferner mit Außengewinde glatte Nippel, Doppelnippel und Reduktionsnippel (Abb. 132a—c), Bogenstücke (Abb. 133), Langgewinde (Abb. 134), Stopfen (Abb. 135). Abdichtung erfolgt durch Hanf und Mennige oder Kitt. Muffen, besonders auf Langgewinde, sind beiderseits mittels Rohrmutter abzudichten und zu sichern.

Zu beachten ist, daß das Rohrgewinde nach der lichten Nennweite des Rohres bezeichnet wird (in englischen Zoll), auf dessen äußeren Umfang es geschnitten wird. Sein Außendurchmesser ist um die doppelte Wandstärke größer als sein Nennmaß.

β) Nahtlose Flußstahlrohre, gezogen oder gewalzt, handelsüblich für Nenndrücke bis 25 kg/cm^2 und Nennweiten von 4—400 mm nach DIN 2449, für Nenndrücke bis 100 kg/cm^2 und aus verschiedenen Stahlsorten nach DIN 2450, 2451 und 2456. Mit größeren Wandstärken sind sie für beliebig hohe Drücke lieferbar.

Die Ausführung erfolgt auch mit Muffen nach Art der gußeisernen Muffenrohre. Vorteilhaft ist die große Fabrikationslänge bis zu 15 m und die Möglichkeit des Verschweißens beim Verlegen.

γ) Geschweißte Rohre, und zwar mit Wassergas überlappt geschweißt, mit Nennweiten von 250—2000 mm nach DIN 2453 sind verwendbar für Nenndrücke bis 50 kg/cm^2 , während autogen geschweißte Rohre mit

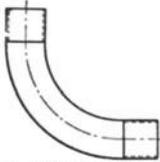


Abb. 133. Bogenstück.

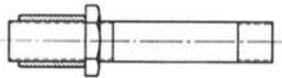


Abb. 134. Langgewinde mit Muffe und Rohrmutter.



Abb. 135. Gasstopfen.

Nennweiten von 50—2000 mm nur für niedrige Drücke (bis 6 kg/cm^2) zulässig sind (DIN 2454).

d) Genietete Rohre sind ebenfalls nur für geringe Drücke bis 6 kg/cm^2 verwendbar und für Nennweiten von 600—2000 mm durch DIN 2455 genormt.

Flußstahlrohre bleiben je nach dem Verwendungszweck entweder roh oder werden mit Mennige oder Ölfarbe gestrichen, innen asphaltiert, außen mit Jutestreifen umwickelt und geteert, verzinkt, verzinnt, auch verbleit.

e) Flanschverbindungen werden je nach Nenndruck und Nennweite verschieden ausgeführt (DIN 2500—2699). Die Hauptformen zeigt Abb. 136 a—m.

Gewindeflansche mit und ohne Ansatz für Nenndrücke bis 6 kg/cm^2 sind als ovale Flansche (DIN 2550 und 2560) verwendbar für Gewinderohre bis Nennweite 100 mm und als runde Flansche (DIN 2555 und 2565) bis Nennweite 150 mm (Abb. 136 a und b). Für die gleichen Verhältnisse werden auch glatte Flansche aufgelötet oder aufgeschweißt (DIN 2570) (entsprechend Abb. 136 a) oder Walzflansche ohne Ansatz (DIN 2575) benutzt (Abb. 136 c).

Für Nennweiten über 150 mm und für höhere Drücke sind die Walzflanschen mit Ansatz bestimmt (DIN 2580—2584) (Abb. 136 d), auch mit Sicherungsnietung nach DIN 2590—2595 (Abb. 136 e).

Die Walzrillen sind durch DIN 2515 festgelegt. Aufwalzen ist nur bis etwa 7,5 mm Wandstärke üblich, da darüber nur noch maschinelles

Einwalzen möglich ist. Besser ist dann Vernietung oder wenigstens Sicherungsnietung, außer dem Aufwalzen; letztere ist auf jeden Fall bei Heißdampfrohren über 200 mm Durchmesser erforderlich.

Für große Nennweiten bis 2000 mm sind die Vorschweißflanschen für überlappte Schweißung (DIN 2620—2622) (Abb. 136f) oder für auto-

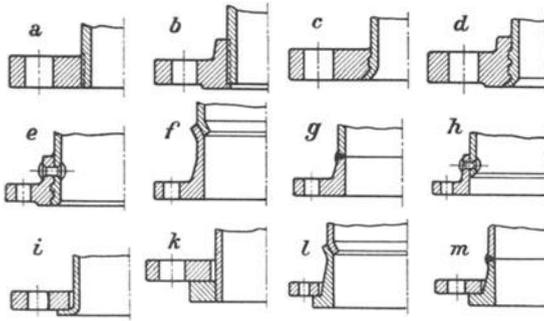


Abb. 136. Flanschenformen.

gene Schweißung (DIN 2630—2632) (Abb. 136g) sowie die Nietflanschen nach DIN 2600 bis 2604 und 2610 bis 2613 (Abb. 136h) bestimmt.

Lose Flansche erleichtern die Montage, da die Schraubenlöcher stets passen. Entweder wird nach dem Überstreifen des Flansches das Rohrende umgebördelt (DIN 2639—2642) (Abb. 136i) oder es wird ein Bund aufgeschweißt (DIN 2650—2656) (Abb. 136k). Überlappt oder autogen angeschweißte Vorschweißbunde (DIN 2660—2666 und 2670—2673) werden verwendet

nach Abb. 136l und m.

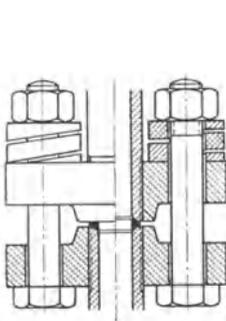


Abb. 137. Hochdruckflanschverbindung der Benson-Kesselanlage.

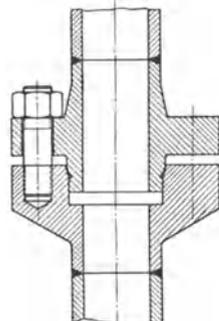


Abb. 138. Hochdruckflanschverbindung nach Löffler.

Neben den genormten Flanschverbindungen haben die verschiedenen Herstellerwerke zahlreiche Sonderausführungen, vor allem für sehr hohe Drücke und für Höchstdruckdampfananlagen, entwickelt. Nach Abb. 137 sind z. B. die Rohrverbindungen der mit 225 at arbeitenden Benson-Kesselanlage (s. Bd. II, S. 221) ausgeführt.

Die Flanschen sind lose auf die Rohrenden aufgeschraubt.

Der linsenförmige Dichtungsring aus Stahl liegt zwischen den Rohrenden. Die langen Schrauben mit federnder Unterlagscheibe und starker Vorspannung sollen den Temperaturschwankungen nachgeben können.

Eine andere Ausführung zeigt Abb. 138 für 100—140 at, verwendet für die Hochdruckanlagen nach dem Umwälzverfahren von Löffler (s. Bd. II, S. 222). Die Flanschen sind stumpf vor die Rohre geschweißt, die Dichtung erfolgt dadurch, daß an einer Kugel- oder Kantenstelle Stahl unmittelbar auf Stahl gepreßt wird.

ζ) Rohrverschraubungen für nahtlose Flußstahlrohre bis 32 mm Nennweite sowie für Kupferrohre sind in schwerer Ausführung bis Nenn-

druck 65 kg/cm^2 genormt durch DIN 2360—2369 und in leichter Ausführung bis Nenndruck 6 kg/cm^2 durch DIN 2370—2376, zum Aufschweißen oder Auflöten, mit Einschraubstutzen zum Anschluß der Leitung an einen Behälter nach Abb. 140 oder zur Verbindung zweier Rohre nach Abb. 139. Die Dichtung erfolgt entweder metallisch durch Kugelbuchse (Abb. 139) oder mittels eines Dichtungsringes α in Abb. 140.

Auch lötlöse Rohrverschraubungen werden mehrfach hergestellt, die infolge Fortfall des Lötens, Schweißens oder Gewindecneidens die Montage sehr erleichtern. Als besonders

zweckmäßig sei der Rohrverbinder „Ermeto“ (Hersteller Metallwerke Zöblitz A.G., Zöblitz im Erzgebirge) erwähnt. Er ist verwendbar für nahtlose Rohre aus beliebigem Werkstoff, auch aus Flußstahl, und mit beliebiger Wandstärke bis zu einem äußeren Durchmesser von 60 mm und für Drücke bis 75 at.

In Abb. 141 zeigt die linke Seite die Verbindung vor dem Anziehen, die rechte Seite nach dem Anziehen. Die Dichtung erfolgt durch einen besonders gestalteten Dichtungsring, der durch die Überwurfmutter entsprechend verformt und in die Außenfläche des Rohres eingedrückt wird. Auch Verbindungsstücke nach Art der Gasfittings (s. unter α , S. 578) werden mit dieser Verbindung ausgeführt.

η) Schnellverbindungen für Leitungen, die oft umgelegt oder nur vorübergehend gebraucht werden (z. B. Feldberegnung und ähnliche), werden durch Keile an Stelle der Schrauben bewirkt (z. B. Ausführung des Rohrleitungsbau Phönix, Berlin-Mariendorf) [vgl. Ztschr. VDI 1923, 399] oder durch Bajonettverschluß.

5. Rohre aus besonderen Werkstoffen.

a) Kupfer-, Bronze- und Messingrohre. Hartgelötet oder nahtlos gezogen. Kupfer- und Bronzerohre [vgl. W. Claus u. E. Fincke: Säurebeständige Bronzen. Halle: Wilhelm Knapp 1932] sind durch DIN 1754 genormt mit Lichtweiten von 3—380 mm und mit Wandstärken von 1—10 mm. Messingrohre sind mit 10—180 mm Außendurchmesser bei 0,5—5 mm Wandstärke üblich (vgl. DIN 1755).

Für höhere Dampfspannungen sind gelötete Kupferrohre nicht zu verwenden. Die nahtlosen Rohre werden hart gezogen, ausgeglüht und auch verzinkt geliefert.

Als Rohrverbindungen werden wie auch bei den Aluminiumrohren lose Flanschen mit Bördelung oder mit hart- oder weich aufgelötetem

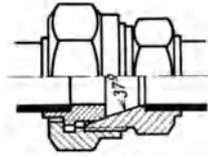


Abb. 139.
Rohrverschraubung zur
Verbindung zweier
Rohre.

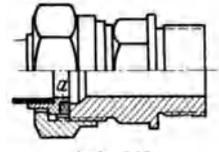


Abb. 140.
Rohrverschraubung mit
Einschraubstutzen.

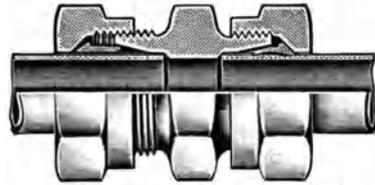


Abb. 141. Lötloser Rohrverbinder
„Ermeto“.

Bund (Abb. 136*i* und *k*) sowie Verschraubungen (vgl. Ziffer 4, ζ, S. 580) verwendet.

β) Aluminiumrohre werden nahtlos gezogen von 3—110 mm Durchmesser und 0,3—8 mm Wandstärke.

γ) Bleirohre werden weich und hart geliefert, mit 3—300 mm Lichtweite und Wandstärken von 1—10 mm aus eben erstarrtem Block über einen Dorn gepreßt, bei größeren Durchmessern aus Blech gerollt und gelötet. Für Wasserleitungen werden sie vielfach innen verzinkt oder geschwefelt.

Die Verbindung erfolgt meist so, daß das Ende des einen Rohres aufgedornt und das des anderen hineingesteckt und verlötet wird. Große Rohre werden auch stumpf gelötet. Dünne und Weichbleirohre werden auch umgebördelt, dickwandige und Hartbleirohre mit aufgelötetem Bund aus Blei versehen und die Verbindung durch Verschraubung oder durch lose Flanschen hergestellt. Auch gegossene Hartbleiflanschen, die aufgelötet werden, finden Verwendung.

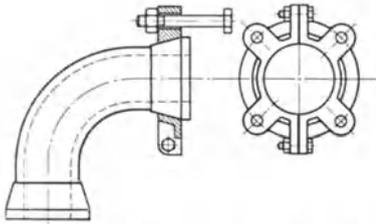


Abb. 142. Krümmer aus Siliciumguß mit zweiteiligem Überwurfflansch.

Blei verträgt nur geringe Drücke. Für Dampfschlangen kommen Hartbleirohre bis 5 atü in Anwendung. Für höhere Drücke oder für hohes Vakuum werden Flußstahlrohre oder Kupferrohre homogen verbleit. Da

Blei so gut wie unelastisch ist und die unangenehme Eigenschaft des „Kriechens“ hat, müssen Rohrleitungen aus Blei möglichst fest gelagert werden.

d) Aus säurefestem Siliciumgußeisen (vgl. S. 520) verschiedener Zusammensetzung werden gerade Rohre und die üblichen Formstücke wie Krümmer, T-, Kreuz- und Übergangstücke hergestellt. Es muß hier auf die Listen der Herstellerwerke verwiesen werden (Friedrich Krupp A. G., Essen; Wesseling Gußwerk-Rheinguß G. m. b. H., Wesseling, Bezirk Köln). Die üblichen Lichtweiten sind 30—300 mm, die normalen Baulängen gerader Rohre betragen 500 mm bei 30 mm lichtem Durchmesser, 1000 mm bei 40 mm lichtem Durchmesser, 1500 mm bei 50—80 mm lichtem Durchmesser, darüber 2000 mm, die Schenkellänge der Krümmer, T- und Kreuzstücke ist gleich der Lichtweite + 100 mm.

Da das Material sehr spröde und hart ist und einen großen Wärmeausdehnungskoeffizienten hat, können Flanschen gewöhnlicher Form nicht verwendet werden. Durch Wärmedehnung auftretende Spannungen müssen vermieden werden, da sie leicht zum Bruch führen.

Die Rohrenden werden deshalb kegelförmig gestaltet. Die Verbindung erfolgt durch zweiteilige Überwurfflanschen aus Temperguß (Abb. 142), bei Lichtweiten über 150 mm auch aus Schmiedeeisen.

Muffenrohre werden mit beliebig großen Lichtweiten geliefert. (DI-Normen für Kegelflansche und Flanschenpackhähne sind in Vorbereitung.)

ε) Aus säurefestem Steinzeug (vgl. S. 522) sind Rohre, Formstücke und Hähne durch die DI-Normen 7000—7032 genormt, die sich in der

Hauptsache auf die für den Zusammenbau der einzelnen Teile wichtigen Dinge und Maße beziehen. Es sei deshalb auch auf die Listen der Herstellerwerke verwiesen (Deutsche Steinzeugwarenfabrik, Mannheim-Friedrichsfeld; Deutsche Ton- und Steinzeugwerke A. G., Berlin-Charlottenburg). Die Formen der Krümmer, Abzweig-, T- und Kreuzstücke usw. entsprechen den in Gußeisen üblichen Stücken und lehnen sich in ihren Baulängen an diese an. Zur Verbindung dienen Kegelflansche mit zweiteiligen Schellen entsprechend Abb. 142, aber auch gerade Flanschen, ebenfalls mit Schellen, und Muffen.

Die Flanschenrohre werden im allgemeinen mit Lichtweiten bis 300 mm, die Muffenrohre mit solchen bis 450 mm ausgeführt.

Steinzeug hat nur geringe Zugfestigkeit und ist gegen Temperaturänderungen sehr empfindlich. Bei höheren Drücken werden die Teile deshalb in einen gußeisernen Panzer eingekittet. Abb. 143 zeigt ein gepanzertes Steinzeugrohr nach DIN 7031 in Verbindung mit einem genormten Steinzeughahn nach DIN 7012.

Die Flanschflächen werden geschliffen. Als Dichtungen sind zu wählen (nach Angabe der Deutschen Steinzeugwarenfabrik, Mannheim-Friedrichsfeld): für Salpetersäure flache Asbestringe, die mit erwärmtem Stein- oder Braunkohlenteer oder auch mit geschmolzenem Paraffin, Ceresin, Wachs oder technischer Vaseline getränkt sind; für schwächere Säuren auch bester Paragummi; für Essigsäure flache Ringe aus Asbest oder Stroh-pappe, mit Paraffin, Wasserglas od. dgl. getränkt; für Salzsäure, Chlor und Chlorlauge bester Paragummi und für Schwefelsäure Paragummi oder Asbest. Bei Verwendung getränkter Asbestdichtungen sind die Dichtflächen zweckmäßig etwas (höchstens auf 40° C) anzuwärmen.

Unter die Überwurfflanschen und Schellen muß stets eine elastische Unterlage aus Gummi, Asbest oder ähnlichem gelegt werden, um Unebenheiten auszugleichen. Die Schrauben müssen langsam, eine nach der anderen, allmählich angezogen werden, da sonst die Flanschen leicht abgedrückt werden können.

Die Muffen werden nach Abb. 144 gedichtet. Nach Eindrücken einer doppelten Lage Asbestschnur wird der verbleibende Raum mit einer elastischen Ton-Teer-Kittmischung ausgefüllt und durch einen dünnen Strich säurebeständigen Kittes schräg abgedeckt.

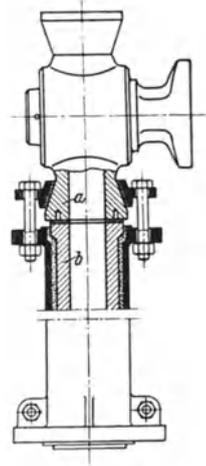


Abb. 143. Genormter Steinzeughahn *a* in Verbindung mit einem genormten, mit Eisen gepanzerten Steinzeugrohr *b*.

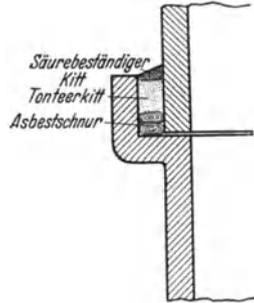


Abb. 144. Muffendichtung für Steinzeugrohre (Deutsche Steinzeugwarenfabrik, Mannheim-Friedrichsfeld).

ζ) **Rohre aus Papier**, sog. „Cellasarohre“ [vgl. Alfred Lutz: Rohre aus Papier. Ztschr. VDI 1933, 1309], werden neuerdings von der Märkischen Holzstoff- und Pappenfabrik G. m. b. H., Bredereiche (Uckermark), in den Handel gebracht und dürften auch in chemischen Betrieben vielfach mit Vorteil verwendbar sein. Sie werden zur Zeit in Lichtweiten von 50—250 mm und in Längen von 2 m

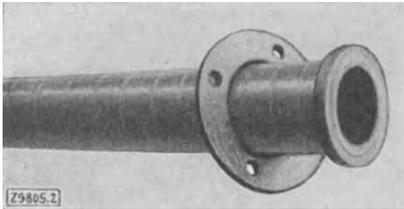


Abb. 145. Papierrohr („Cellasarohr“) mit auf-gepreßtem eisernen Bund und losem eisernen Flansch.

hergestellt, indem Zellstoffpapier in einem Asphaltbade auf einen der Lichtweite entsprechenden Dorn gewickelt wird. Die Festigkeit genügt den im Gas- und Wasserfach üblichen Beanspruchungen.

Die Verbindung erfolgt entweder durch Muffen, die mit Teerstrick und Asphaltverguß oder Bleiwolle abgedichtet werden, oder durch eiserne Flanschen, die nach einem besonderen Verfahren so aufgepreßt werden, daß die Festigkeit der Verbindung gleich der des Rohres selbst ist (Abb. 145).

Ein besonderer Vorteil dieser Rohre dürfte ihre Unempfindlichkeit gegen elektrolytische sowie chemische Einwirkungen (z. B. gegen Alkali und Chlor) sein.

6. Schläuche.

Schläuche werden für Flüssigkeiten, auch für Säuren und Laugen, Gase und Dämpfe jeder Art, für die höchsten Drücke (bis 600 atü und darüber) und Temperaturen und mit beliebigen Durchmessern hergestellt: aus Hanf für Wasser und Feuerlöschzwecke, aus Gummi ohne und mit Ummantelung aus Metallgeflecht (Panzerschläuche) oder mit Drahtspirale (Spiralschläuche), ferner aus Metall (auch säurefestem).

Metallschläuche [vgl. Herstellung von Metallspiralschläuchen. Ztschr. VDI 1911, 82] bestehen aus einem Metallband von S-förmigem Querschnitt, das schraubenförmig aufgerollt ist, so daß die Ränder verschiebbar übereinander greifen. Die Rillen sind mit Gummi, Asbest oder Faserstoff abgedichtet (Hersteller Metallschlauchfabrik Pforzheim; Chr. Berghöfer & Co., Kassel; Zwickauer Metallschlauchfabrik Gebr. Jacob, Zwickau in Sachsen u. a.).

Es gibt auch nahtlose biegsame Metallschläuche, aus nahtlos gezogenem Tombakrohr durch Einwalzen schraubenförmiger Wulste hergestellt (Gustav Schlick, Dresden N6 u. a.), ferner solche, bei denen ein wellenförmiges Metallband schraubenförmig aufgerollt und an den aneinander stoßenden Längsrändern autogen verschweißt ist (Metallschlauchfabrik Pforzheim).

Die Verbindung der Schläuche erfolgt in seltenen Fällen durch Aufziehen auf Schlauchtüllen, mit Sicherung durch aufgeschraubte Schellen, oder je nach Größe und Beanspruchung durch fest angebrachte Verschraubungen, Flanschen oder auch durch Schnellkupplungen ohne

Gewinde, besonders für Preßluft- (Brems-) Schläuche üblich, bei denen eine Sechstelumdrehung bereits die Abdichtung bewirkt.

B. Verlegung von Rohrleitungen.

1. Sinnbilder.

Sinnbilder für alle gebräuchlichen Rohrformstücke und Armaturen sind durch DIN 2429, Blatt 1—4 und durch DIN 2430, Blatt 1—4 festgelegt. Ihre Anwendung beim Entwerfen von Rohrleitungsplänen vereinfacht und erleichtert die zeichnerische Arbeit ganz wesentlich und macht die Zeichnung auch übersichtlicher.

2. Kennfarben.

Kennfarben für die Kennzeichnung der verschiedenen Rohrleitungen sind durch DIN 2403 genormt, und zwar:

rot für Dampf,	grün für Wasser,	blau für Luft,
gelb für Gase,	orange für Säure,	lila für Lauge,
braun für Öl,	schwarz für Teer,	grau für Vakuum.

Außerdem werden durch verschiedenfarbige Striche besondere Eigenschaften des Leitungsinhaltes angegeben; z. B. bedeutet ein roter Strich in den Grundfarben Orange oder Lila, daß es sich um konzentrierte Säure oder Lauge handelt.

Schwache Leitungen wird man ganz mit der entsprechenden Farbe streichen. Bei starken Leitungen genügt das Anstreichen einzelner kürzerer Stücke oder das Anbringen farbiger Tafeln oder auch farbiger Pfeile, die gleichzeitig die Strömungsrichtung anzeigen.

3. Ausführung der Rohrleitungen.

Die Rohrleitungen sollen stets geradlinig, in rechten Winkeln und parallel zu den Wänden, nicht schief im Raum, geführt werden; dies wegen des schlechten Aussehens, außerdem möglichst freiliegend und allseitig zugänglich. Kanäle sollen weit und nicht zu tief sein.

Bei Flanschverbindungen müssen sich alle Schrauben bequem anziehen lassen. Die Zahl der Schrauben eines Flansches soll stets durch vier teilbar sein (DIN 2508). In der senkrechten Mittelebene sowie bei allen gegossenen Stücken in der Gußnaht sollen keine Schrauben angeordnet werden.

Bei Muffenverbindungen sollen die Spitzenden in der Strömungsrichtung liegen.

Beim Durchdringen von Wänden sind die Rohre durch größere Schutzrohre vom Mauerdruck zu entlasten. Müssen Rohrleitungen, die nach außen führen, in der Außenwand abgedichtet werden, so sind an dieser Stelle kurze, besonders kräftige Stücke aus Stahlguß oder Flußeisen zu verwenden, möglichst mit anschließenden Muffenverbindungen, da sonst beim ungleichen Setzen des Erdreiches leicht Brüche entstehen.

Kann das Biegen der Rohre nicht maschinell erfolgen, so sind die Flußstahlrohre mit gut trockenem Sand zu füllen, die Kupferrohre mit Pech oder Kolophonium, bevor sie gebogen werden. Der mittlere Krümmungshalbmesser muß mindestens gleich der 4—5fachen Lichtweite sein. Das besonders bei stärkeren Rohren schwierige und umständliche Biegen auf der Montagestelle kann erspart werden durch Verwendung von Rohrbögen (Hersteller Rohrbogenwerk Hamburg 23). Diese werden zum Anschweißen an gerade Rohre fabrikmäßig nach geschütztem Verfahren aus Flußstahl oder Kupfer mit allseitig gleicher Wandstärke hergestellt, mit Krümmungshalbmessern gleich dem $1\frac{1}{2}$, 2 oder $2\frac{1}{2}$ fachen der Lichtweite.

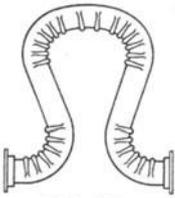


Abb. 146.
Faltenrohr-
Ausgleichstück.

4. Befestigung der Rohrleitungen.

Die Befestigung kurzer Rohrleitungen kann durch Schellen an Wand oder Decke erfolgen.

Bei langen Leitungen, besonders, wenn sie größeren Temperaturänderungen unterworfen sind, sind geeignete Punkte fest zu verankern und zwischen diesen die Unterstützungen durch bewegliche Aufhängung oder durch Lagerung auf Rollen zu bewirken.

Zu beachten ist, daß bei 100° Temperaturunterschied die Längenänderung auf 1 m rund 1,2 mm beträgt.



Abb. 147.
Wagner-Rohr-
kompensator,
zweiwellig.

Oft wird man die Längenänderung durch Abbiegen der Rohrleitung im rechten Winkel, wenn nötig, unter Einschaltung von Kugelgelenken, ausgleichen können. Bei langen Leitungen müssen besondere Ausgleichstücke eingebaut werden: Stopfbuchsen, bei Durchmessern über etwa 150 mm und bei höheren Drücken mit Entlastung, haben den Nachteil, daß sie mit der Zeit undicht werden und der Wartung bedürfen, auch festbrennen können. Deshalb sind Ausführungen vorzuziehen, die nicht undicht werden können. Solche sind unter anderen lyraförmige Rohrbögen aus Flußstahl oder Kupfer, entweder glatt oder als Wellrohre oder auch Faltenrohre (Hersteller Allgemeine Rohrleitungs-A.G., Düsseldorf) (Abb. 146), die mit Vorspannung eingebaut werden, so daß sie bei kalter Rohrleitung Zugspannung auf die Festpunkte ausüben und erst im Betriebszustande Druck; weiter Kompensatoren aus Schmiedeeisen, aus einem Stück geschweißt, mit einer oder mehreren Expansionswellen (Hersteller Franz Wagner A.G., Crimmitschau i. Sa.) (Abb. 147) sowie solche aus nahtlos geschweißten Metallschläuchen (Hersteller Metallschlauchfabrik Pforzheim) (vgl. S. 584).

Bei Verlegung von Leitungen aus Steinzeug, aber auch aus Siliciumguß, ist auf die Empfindlichkeit des Werkstoffes gegen Biegungsbeanspruchungen besondere Rücksicht zu nehmen. Unterzüge aus Holz sind daher, weil sie sich werfen können, zu vermeiden und möglichst Unterstützungen aus Eisen zu nehmen, die öfter mit säurebeständigem Anstrich zu versehen sind.

5. Verlegung der Rohre.

Leitungen für Wasser und andere Flüssigkeiten sind möglichst mit Steigung zu verlegen unter Vermeidung von Luftsäcken und, falls erforderlich, mit Entlüftung an höchster Stelle zu versehen. Leitungen für Dampf und Gase sollen dagegen Gefälle erhalten zwecks guter Entwässerung, vorteilhaft unter Einschaltung von Wasserabscheidern.

6. Isolierung.

Isolierung gegen Wärme- und Kälteverluste erfolgt durch Umhüllung der Rohrleitungsteile mit Kieselgur, Asbest, Kork, Torf, Haaren, Seide, Glas- oder Schlackenwolle u. a. Die Flanschen sind zweckmäßig von Isoliermasse frei zu lassen und durch besondere zweiteilige Kappen zu schützen. Diese sollten Tropfröhrchen erhalten, um Undichtigkeiten in den Flanschdichtungen rechtzeitig erkennen zu können. Aluminiumfolie bewährt sich für Isolationszwecke vortrefflich.

C. Absperrvorrichtungen für Rohrleitungen.

1. Hähne.

Hähne sind die einfachsten Absperrorgane und bestehen in der Hauptsache aus dem Gehäuse und dem kegeligen, eingeschliffenen Kükten. Sie werden als Durchgangs-, Auslauf-, Eck- und Dreiweghähne (Abb. 148) ausgeführt, mit Flanschen, Gewindezapfen, Gewindemuffen, Schlauchanschlüssen, und aus beliebigem Werkstoff. Bei höherem Druck erhalten sie Stopfbüchsenabdichtung (Abb. 148), wodurch gleichzeitig das Kükten gegen Herausdrücken gesichert wird. Bei Steinzeughähnen wird diese Sicherung durch einen Bügel mit Druckschraube bewirkt (Abb. 149).

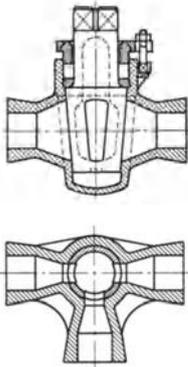


Abb. 148. Stopfbüchsen-Dreiweghahn aus Thermisilid (Amag-Hilpert-Pegnitzhütte).



Abb. 149. Steinzeug-Durchgangshahn (Deutsche Steinzeugwarenfabrik, Mannheim-Friedrichsfeld).

Hähne lassen sich schnell umstellen und geben den Durchgang ohne Richtungsänderung frei, doch ist genaue Einstellung der Zuflußmenge schwierig. Nachteilig ist auch ihr großer Bewegungswiderstand, besonders bei verschmutzten, oxydierten oder eingefressenen Dichtflächen, weshalb große Hähne eine Lösevorrichtung für das Kükten haben sollen (Abb. 149). Auch selbsttätige Schmierung des Kükten wird vorgesehen. Metallhähne

lassen sich durch einen Bügel mit Druckschraube gegen Herausdrücken sichern. Bei Steinzeughähnen wird diese Sicherung durch einen Bügel mit Druckschraube bewirkt (Abb. 149). Auch selbsttätige Schmierung des Kükten wird vorgesehen. Metallhähne

werden selten über 100 mm Lichtweite, höchstens bis 150 mm, verwendet; Steinzeughähne werden bis 200 mm Lichtweite ausgeführt, Hartbleihähne mit Kükten aus Blei oder auch aus Gummi bis 50 mm.

Das Hahnkükten soll in der Stirnfläche eine Kerbe in Richtung des Durchganges haben, um seine Stellung erkennen zu können.

2. Absperrventile.

Absperrventile werden als Durchgangs- oder Eckventile hergestellt, mit elliptischem oder kugelförmigem Gehäuse, durchweg mit Flanschen, nur bei ganz kleinen Ausführungen mit Gewindemuffen, meistens einseitig wirkend und ohne Entlastung. Bei großen Abmessungen und hohen

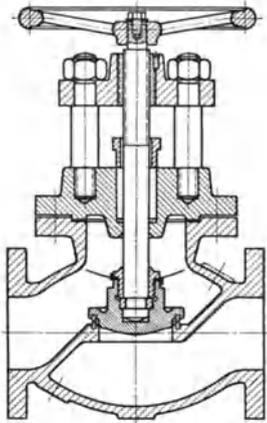


Abb. 150. Durchgangsventil nach DI-Norm.

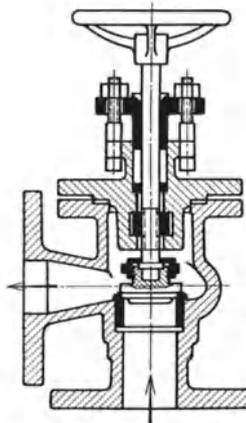


Abb. 151. Eckventil nach DI-Norm.

Drücken, vor allem, wenn die Strömung von oben auf den Ventilteller gerichtet ist, werden kleine Umföhrungsventile vorgesehen.

Kleine Ventile werden ganz aus Rotguß hergestellt, größere je nach Verwendungszweck und Druck aus Gußeisen oder Stahlguß und, für Wasser und Sattedampf, mit besonders eingepreßtem oder eingewalztem Sitz aus Messing oder Rotguß (Abb. 151). Der Ventilteller besteht entweder

ganz aus Rotguß, meist mit kegelförmiger Dichtungsfläche, oder trägt besonders eingesetzte Dichtungsringe aus Gummi, Leder, Hanf, Holz, Metallkomposition, Vulkanfiber, Jenkinsdichtung od. dgl.

Für Heißdampf werden die Gehäuse nur aus Stahlguß angefertigt oder auch aus Stahl geschmiedet; Dichtung erfolgt durch Nickelringe mit ebener, möglichst schmaler Dichtfläche, die in Schwalbenschwanznuten eingehämmert werden (Abb. 150), oder durch untrennbar auflegierte Panzerringe (Patent der Amag-Hilpert-Pegnitzhütte, Nürnberg). Der Ventilteller ist meist drehbar und wegen leichter Abdichtung und zur Vermeidung des Fressens der Dichtflächen gelenkig mit der Ventilspindel verbunden (Abb. 150 und 151).

Föhrungsrippen unterhalb des Ventiltellers sind zu vermeiden, da sie infolge der Strömung ein Drehen und dadurch starke Abnutzung des Tellers hervorrufen können und auch den Strömungswiderstand erheblich vergrößern.

Die Ventilspindeln bestehen aus Rotguß oder Stahl, auch nichtrostendem. Nur bei kleineren Abmessungen liegt das Gewinde im Innern

des Gehäuses (Abb. 151), im allgemeinen, besonders bei Heißdampf, liegt es außen, wobei die Ventile entweder Säulenaufsatz (Abb. 150) oder Bügelaufsatz (Abb. 153 und 154) erhalten.

Die Bedienung der Absperrventile erfolgt gewöhnlich von Hand mittels Handrad, doch können auch bei Unzugänglichkeit und bei großen Abmessungen Zahnrad- oder Schneckenvorgelege mit Kettenzug oder verlängerter Spindel mit Handrad angewendet werden.

Der Einbau sollte nach Möglichkeit mit senkrecht stehender Spindel erfolgen, bei Dampf und Heißwasser jedenfalls nicht mit hängender Spindel wegen der Gefahr des Verbrühens bei undichter Stopfbuchse.

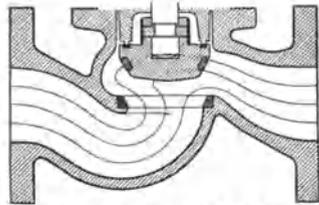


Abb. 152. Rhei-Ventil.

Die Hauptmaße der Durchgangsventile für Nenndrücke von 6—40 kg/cm² sind durch DIN 3302—3311 und für Eckventile durch DIN 3322—3331 genormt. Durchgangsventile für Wasserleitungen von 1/4—3" sind durch DIN 3271—3273 und Auslaufventile für Wasserleitungen durch DIN 3276—3279 festgelegt.

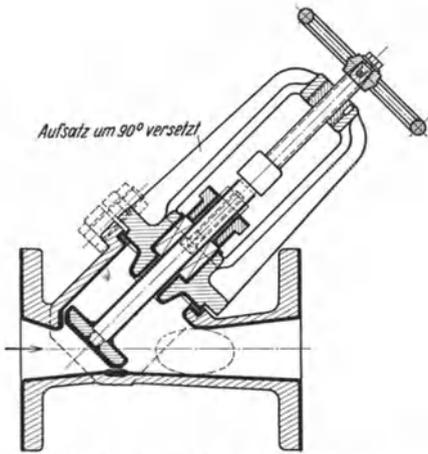
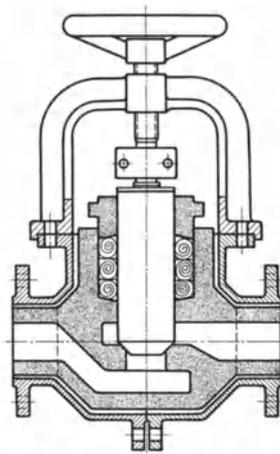
Abb. 153. Patent-Freilüßventil mit Hartgummi-
auskleidung.Abb. 154. Steinzeug-Hochdruckventil,
gepanzert.

Abb. 150 zeigt ein Durchgangsventil nach DI-Normen. Die Strömungswiderstände dieser Ventile sind recht erheblich (vgl. Absatz I, B, 2, a, S. 499 und I, B, 2, e, S. 501, sowie Abb. 4, S. 499), wenn sie auch gegenüber den früher üblichen Ausführungen wesentliche Verbesserungen aufweisen. Günstiger sind hinsichtlich ihres Durchgangswiderstandes die Eckventile (Abb. 151) sowie die Rhei-Ventile [vgl. Otto Klein: Das Rhei-Ventil. Ztschr. Maschinenbau 1929, 143] (Abb. 152) von Schäffer & Budenberg, Magdeburg-Buckau. Einen bedeutenden Fortschritt stellen die Patent-Freilüßventile der Amag-Hilpert-

Pegnitzhütte, Nürnberg dar, die einen besonders geringen Druckverlust haben, da ihr Durchgang völlig gerade und von gleichbleibendem Querschnitt ist. Die kreisrunden Querschnitte des Ein- und Ausgangstutzens gehen nach dem Ventilsitz zu in eine Ellipse über, die für den unter 45° schräg gestellten Ventilsitz wieder eine genau kreisrunde Form ergibt. Diese Ventile werden in Lichtweiten von 25—200 mm für alle

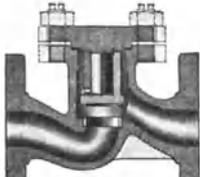


Abb. 155. Rhei - Rückschlagventil (Schäffer & Budenberg).

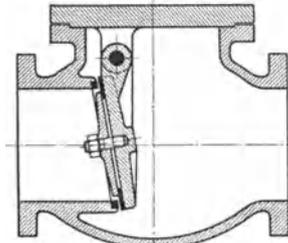


Abb. 156. Rückschlagklappe.

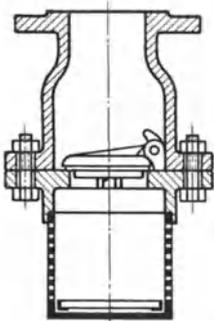


Abb. 157. Klappenfußventil mit Saugkorb.

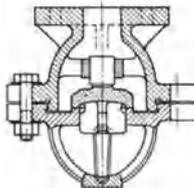


Abb. 158. Thermisilidfußventil mit Saugkorb (auch als Rückschlagventil für senkrechte Leitungen ausgeführt) (Amag-Hilpert-Pegnitzhütte).

Zwecke, auch für jede Art chemischer Flüssigkeiten gefertigt, und zwar aus Kruppschem V2A, V4A oder V6A-Stahl (vgl. S. 520), ferner aus Spezialbronze für kalte Sulfatlauge und außerdem aus Gußeisen mit Hartgummi- auskleidung, deren Zusammensetzung der Art der Säure angepaßt wird. Ein solches Freiflußventil für Salzsäure, Flußsäure und ähnliche Flüssigkeiten zeigt Abb. 153.

Erwähnt sei ferner das in Abb. 154 dargestellte Steinzeug-Hochdruckventil mit vollständiger Panzerung der Deutschen Steinzeugwarenfabrik, Mannheim - Friedrichsfeld, für Lichtweiten von

20—100 mm und Betriebsdrücke von 6 kg/cm^2 bei den kleinsten Abmessungen, abnehmend auf 3 kg/cm^2 bei der größten Lichtweite.

Auch ganz aus Hartblei bis etwa 80 mm Durchgang und in Gußeisen mit Hartbleiauskleidung werden Säureventile hergestellt.

3. Rückschlagventile.

Rückschlagventile geben selbsttätig den Durchfluß nur in einer Richtung frei. Bei kleineren Abmessungen, besonders für Kesselspeisleitungen, werden sie mit Kegel ausgeführt (Abb. 155, Rhei-Rückschlagventil von Schäffer & Budenberg, Magdeburg-Buckau), auch als Kugelventile bei stark schlammhaltigen Flüssigkeiten, oder bei größeren Lichtweiten als Klappenventile. Ein solches zeigt Abb. 156. Diese Klappenventile werden auch mit außenliegender Gewichtsbelastung oder mit Ölbremse und mit einer Umführung versehen.

Hierher gehören die Fußventile für Saugleitungen, gewöhnlich in Verbindung mit einem Saugkorb, dessen Durchgang reichlich bemessen

sein soll. Für reines und nur leicht verunreinigtes Wasser verwendet man Lederklappen (Abb. 157), sonst meist Teller- (Abb. 158) oder auch Kugelventile.

Erwähnt seien weiterhin die Rohrbruchventile für Dampfleitungen, entweder als Kugelventile ausgeführt oder als Tellerventile mit und ohne Absperrung, die geschlossen werden durch die infolge plötzlicher Druckentlastung auftretende hohe Strömungsgeschwindigkeit.

4. Druckminderventile.

Druckminderventile, für Dampf oder Gase, werden verwendet, wenn in einem Teil der Leitung oder in einem Apparat der Druck ständig geringer sein muß als in der Hauptleitung. Es gibt hierfür die verschiedensten Ausführungen. Ein Beispiel zeigt Abb. 159. Der auf der rechten Seite des Ventiles eintretende Dampf wird durch den entlasteten Drosselschieber so weit gedrosselt, daß sein Druck auf den Kolben der Belastung desselben durch Gewicht oder auch Feder das Gleichgewicht hält. Steigt der Druck unter dem Kolben, d. h. wird aus der Leitung hinter dem Ventil weniger Dampf entnommen, so wird er angehoben und die Drosselung verstärkt, und umgekehrt.

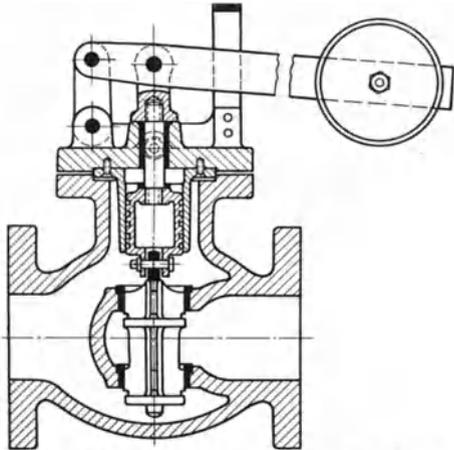


Abb. 159. Druckminderventil (Blanke-Werke, Merseburg).

5. Absperrschieber.

Absperrschieber haben in geöffnetem Zustand einen geraden, gleichbleibenden Durchgang und daher sehr geringen Druckverlust (vgl. Absatz I, B, 2, ε, S. 501). Sie eignen sich aber nicht für dauernde Verwendung in nur teilweise geöffnetem Zustande, da die Führung der Schieberplatte nicht genau genug sein kann, um ein oft sehr starkes Schlagen derselben im Flüssigkeitsstrom zu verhindern. Auch sind sie nach Möglichkeit in waagerechter Lage und mit senkrecht nach oben stehender Spindel einzubauen, besonders bei großen Abmessungen.

Die Absperrschieber werden je nach dem Druck mit flachem, ovalem oder rundem Gehäuse ausgeführt und für Wasser mit Lichtweiten bis zu 2000 mm, für Dampf bis zu 700 mm. Bei Lichtweiten über 300 mm und besonders bei höheren Drücken sollte ein Umlauf vorgesehen werden, um das Öffnen zu erleichtern.

Die Hauptmaße für Flachschieber mit Flanschanschluß bis Nennweite 500 mm sind für Nenndruck 2,5 kg/cm² durch DIN 3204 und für Nenndruck 10 kg/cm² durch DIN 3205 festgelegt, für Ovalschieber für

Nenndruck 10 kg/cm² mit Flanschanschluß durch DIN 3206 und mit Muffenanschluß durch DIN 3207 und schließlich für Rundschieber mit Flanschanschluß für Nenndrücke 10 und 16 kg/cm² durch DIN 3208.

Die Baulänge der ovalen Schieber ist gleich der Nennweite + 200 mm, die der flachen entsprechend kleiner, die der runden größer.

Die Schieberplatte ist keilförmig und dichtet beiderseits mit eingepreßten Sitzringen aus Rotguß ab.

Für Wasser und Luft trägt die Spindel meist aus Rotguß im Innern des Gehäuses das Gewinde, auf das

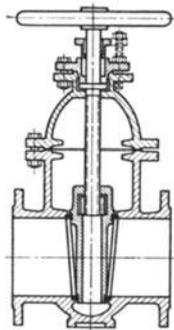


Abb. 160.
Ovalschieber mit
innenliegendem
Gewinde.

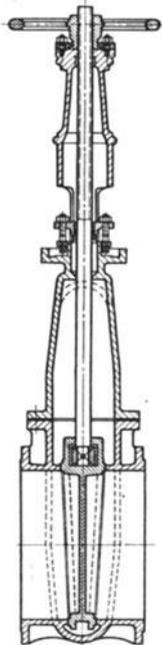


Abb. 161.
Flachschieber mit
außenliegendem
Gewinde aus
Kruppscher
V2A- oder V4A-
Legierung.

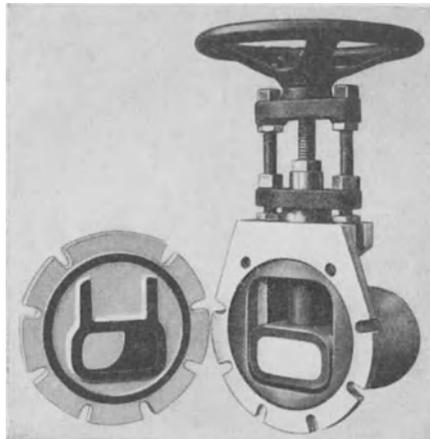


Abb. 162. Patent-Säureschieber, Bauart Rheinütte,
mit abgenommenem Deckel.

sich die Schieberplatte vermittels einer eingelegten Mutter aus Rotguß heraufschraubt (Abb. 160). Dadurch erreicht man die kleinste Bauhöhe, hat aber den Nachteil, daß die Stellung des Schiebers nicht zu erkennen ist. Hierzu dienen besondere Zeigerwerke. Besser ist deshalb die Anordnung des Gewindes außerhalb der Stopfbüchse. Dabei kann entweder die Spindel mit dem Handrad steigen, indem sie sich in der im Aufsatz des Schiebers befestigten Mutter hochschraubt, oder es steigt die Spindel allein, während das Handrad mit der im Aufsatz drehbar gelagerten Mutter fest verbunden ist. Da hier die Spindel sich bei der Auf- und Abwärtsbewegung nicht dreht, hält die Stopfbüchse länger dicht. Abb. 161 zeigt die Ausführung eines Absperrschiebers mit flachem Gehäuse aus Kruppscher V2A- oder V4A-Legierung von der Amag-Hilpert-

Pegnitzhütte, Nürnberg, für Säuren. Die durch Gebrauchsmuster geschützte Stopfbüchse ist mit Säurering und Säureschutz ausgestattet.

Diese Schieber werden mit Lichtweiten von 150—600 mm geliefert für Betriebsdrücke von 6 kg/cm² für Lichtweiten bis 250 mm und von 4 kg/cm² für größere Lichtweiten.

Eine weitere Sonderausführung stellt der Patent-Säureschieber, Bauart Rheinhütte, Wiesbaden-Biebrich, von Weise Söhne, Halle a. d. S., dar (Abb. 162). Er wird aus den verschiedensten Werkstoffen hergestellt mit Lichtweiten von 20 bis 200 mm und ist verwendbar aus Siliciumguß bis 4 at, aus Spezialbronze oder aus Grauguß mit Hartgummi-auskleidung bis 6 at, aus nicht rostendem Chromguß und aus Spezialgrauguß mit Chrom- oder Nickelzusatz bis 10 at. Die Konstruktion des Schiebers gewährleistet auch bei schlammhaltigen Flüssigkeiten und bei Krystalle bildenden Säuren bequeme Bedienung und vollkommenes Dichthalten.

Für Dampf sind die Schieber mit keilförmiger Absperplatte weniger geeignet, weil diese sich leicht festklemmt. Es gibt eine ganze Reihe von Sonderausführungen, meist mit parallelen Dichtflächen, die diesen Übelstand zu vermeiden versuchen. Erwähnt sei der Heißdampfschieber von Franz Seiffert & Co., Berlin, nach Abb. 163, bei dem der Abschlußkörper, der in einem an der Spindel befestigten Ring gelagert ist, in der Schlußstellung lose zwischen den Abdichtflächen hängt und nur durch den Dampfdruck einseitig angedrückt wird. Es ist dabei gleichgültig, von welcher Seite der Dampfdruck wirkt. Das Kondenswasser wird an tiefster Stelle abgezogen. Die eingepreßten Dichtungsringe bestehen aus Nickellegierung, das Gehäuse aus Stahlformguß.

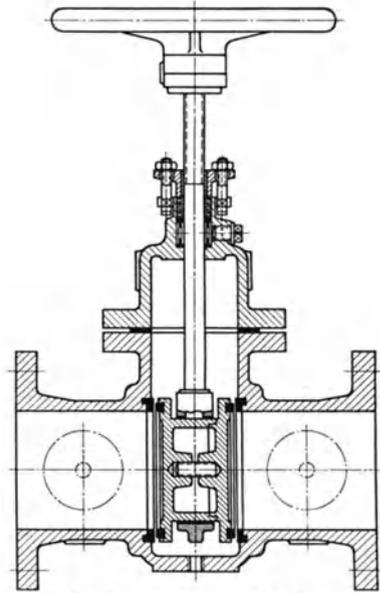


Abb. 163. Heißdampfschieber.

Fördern fester Stoffe.

Von Dr.-Ing. K. Thormann VDI, Breslau.

I. Stetige Förderer.

Zur Lösung der im Förderwesen der chemischen Technik am häufigsten auftretenden Aufgabe, große Mengen von festen Stoffen ununterbrochen auf verhältnismäßig nahe Entfernungen fortzubewegen und an einer bestimmten Stelle abzuwerfen, sind zahlreiche Bauarten von Förder-

mitteln entstanden, von denen die als Nahförderer bezeichneten, stetig arbeitenden Einrichtungen sich durch eine besonders hohe Wirtschaftlichkeit auszeichnen. Ihr Hauptanwendungsgebiet sind Stoffbewegungen innerhalb des Betriebs, also beispielsweise von Apparat zu Apparat oder von einem Anlagenteil in den nächsten oder vom und zum Speicher.

Die weiteste Verbreitung haben die Gurtförderer oder Förderbänder gefunden. Diese Vorrichtung besteht aus einem endlosen Band aus verschiedenem Werkstoff, wie Gummi mit Einlagen, Stahl, Baumwolle oder Balata. Zwei Trommeln führen es an den Enden, zahlreiche gleichmäßig verteilte Rollen tragen es auf seiner ganzen Länge. Ein Elektromotor oder eine Transmission treibt die Endtrommel, nach der gefördert wird, bei sehr langen Bändern auch einen Teil der Tragrollen an. Die andere Trommel ist verschiebbar angeordnet und spannt das Band. Eine muldenartige drei- oder fünfteilige Führung

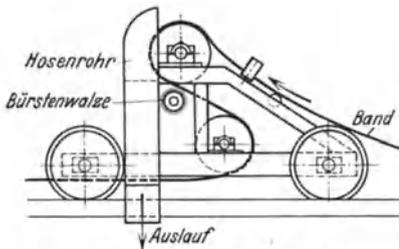


Abb. 1. Abwurfwagen eines Bandförderers.

ermöglicht geringere Breite bei gleicher Förderleistung. Da die Geschwindigkeit des Bandes unveränderlich ist, muß das Gut zeitlich gleichmäßig aufgegeben werden. — Das geförderte Gut wird meist am Ende des Bandes abgeworfen. Soll es an einer beliebigen Stelle vom Band fallen, so können schräg zum Band angestellte Abstreifer

das Gut anstauen und seitlich abdrücken. Verschiebbare Abwurfwagen nach Abb. 1 mit einer S-förmigen Rollenführung schaffen eine künstliche Endrolle und werfen das Gut an jeder beliebigen Stelle mit Hilfe einer Sattelrutsche ab. Bandförderer baut man bis zu etwa 2 m Breite für alle praktisch innerhalb der Betriebe vorkommenden Längen und für Steigungen bis zu etwa 30°. Soll die Förderrichtung sich ändern, so vereinigt man mehrere Bänder. Heiße Stoffe verringern die Lebensdauer der Bänder.

Für grobstückige und heiße Stoffe und große Leistungen sind die Plattenförderer geeignet.

Sie bestehen aus umlaufenden, endlosen Ketten, die Achsen mit Platten und seitlichen Wänden tragen. Antriebssterne setzen die Kette in Bewegung. Verwendet man statt der Platten Kästen, so kann der Förderer Steigungen bis zu 45° überwinden. Zu diesen Vorrichtungen gehören auch die Muldenförderketten, die besonders für klebende und backende Stoffe geeignet sind. In solchen Fällen wird ein Ausstreicher am Kopfende vorgesehen, der die ganze Muldenoberfläche bestreicht und reinigt.

Zur Förderung feinkörniger, nichtbackender Stoffe auf geringe Entfernungen, also beispielsweise von Apparat zu Apparat dienen die Schnecken. Auf einer Welle angeordnete Schraubengänge aus Blech drehen sich in einem muldenförmigen, oben meist abgedeckten Trog und schieben das Gut bis zur Ausfallöffnung vor sich her. Grobstückige und scharfkantige Stoffe können Verschleiß, Klemmungen und Zer-

störungen verursachen. Schnecken verwendet man für Durchmesser von etwa 150—600 m, meist für waagerechte Förderung. Der Kraftverbrauch ist proportional der Förderleistung und der Förderlänge.

Becherwerke dienen als Fördermittel, wenn eine gleichbleibende und verhältnismäßig große Förderleistung mit Überwindung von Höhenunterschieden gegeben ist und räumliche Anpassungsfähigkeit verlangt wird. Eine in beliebiger Richtung und in beliebigem Winkel mit Rollen auf Schienen laufende, endlose Kette trägt becherartige Gefäße, die schaukelnd oberhalb ihres Schwerpunktes daran befestigt sind. Während des Umlaufs kippen die Gefäße an der gewünschten Stelle durch den Anschlag an eine besondere Vorrichtung um und entleeren den Inhalt. Eine regelbare Zuteilvorrichtung füllt die Becher selbsttätig in entsprechenden Abständen. Dabei kann man auch mehrere Stoffe getrennt fördern und an verschiedenen Stellen abwerfen.

Soll nur schräg- oder lotrecht nach oben gefördert werden, so befestigt man die Becher oder Eimer starr an einem umlaufenden Band oder einer Gliederkette, wie Abb. 2 zeigt. Die Becher schöpfen ununterbrochen während des Umlaufs die in das Unterteil einfallenden Stoffe und werfen sie bei der Umkehr am oberen, angetriebenen Führungsrad wieder ab. Einlauf und Auslauf liegen in der Regel auf entgegengesetzten Seiten. Die Becherkette läuft aus Gründen der Sicherheit und zur Verhütung des Staubens meist in einem geschlossenen Gehäuse. Solche Becherwerke eignen sich auch für kleine Leistungen. — Zum Abtragen harter Salzhaufen werden ähnliche Vorrichtungen als Kratzer nach allen Seiten beweglich auf einem fahrbaren Gestell angeordnet, das neben den Antriebsmotoren meist noch eine Zerkleinerungsvorrichtung für die geförderten Salze aufnimmt.

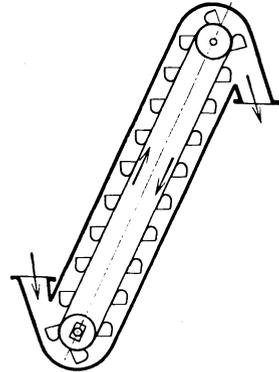


Abb. 2. Becherwerk.

Sollen einzelne Stücke, wie Gefäße, Kisten, Formlinge usw. gefördert werden, so hängt man an umlaufende Ketten mit pendelnden Bügeln kleine Plattformen. Die einzelnen Stücke werden von Hand aufgelegt und abgenommen. Derartige Schaukelförderer beanspruchen wenig Platz und überwinden leicht alle vorkommenden Höhenunterschiede.

Zur Förderung stückiger und körniger, auch heißer Stoffe auf kurze, gerade Entfernungen eignen sich besonders für rauhe Betriebe die eine schwingende oder schüttelnde Bewegung ausführenden Förderrinnen (Schwing-, Wurfrinnen, Schüttelrutschen, Wuchtförderer). Ein Exzenter oder eine ähnliche Antriebsvorrichtung versetzt einen langen Trog von rechteckigem oder trapezförmigem Querschnitt in eine hin und her gehende Bewegung, die das Gut in der Förderrichtung weiterwirft. Die Rinne ist beweglich auf federnden Stützen oder Rollen gelagert. Die Schwingungszahlen sind verhältnismäßig niedrig (Langsamläufer),

um die Massenkräfte gering zu halten, oder wenn ein Ausgleich dieser Kräfte innerhalb der Vorrichtung geschaffen ist, sehr hoch (Schnellläufer).

Als Beispiel ist auf Abb. 3 das Getriebe einer langsamlaufenden, als Delta-Förderer bekannten Schwingförderrinne dargestellt. Ein Kurbeltrieb bewegt einen Dreiecklenker hin und her, der an der

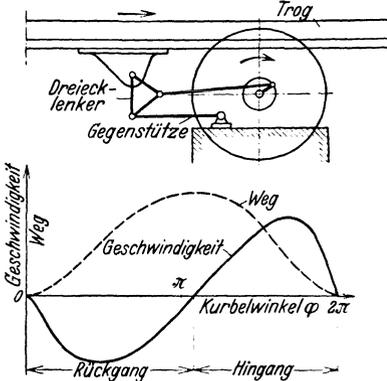


Abb. 3. Getriebe und Geschwindigkeit- und Wegeschaubild einer Schwingförderrinne.

Förderrinne und an einer schwingenden Gegenstütze befestigt ist. Der Lenker erzeugt einen Geschwindigkeitswechsel, der das Gut auf dem Trog verschiebt. Wie die ausgezogene Kurve des Schaubilds zeigt, steigt die Geschwindigkeit von dem Endpunkt der Rückbewegung des Fördertroges aus bis zu einem Höchstwert, dann tritt eine Verzögerung ein, an der das Gut infolge seiner Trägheit nicht teilnimmt. Inzwischen beschleunigt sich die Rinne in umgekehrter Richtung; sie wird also unter dem vorwärtsgleitenden Gut zurückgezogen.

Neben den genannten Nahförderern haben die Kratzer- oder Schlepprinnen nur geringe Bedeutung erlangt. Sie bestehen aus einem einfach oder doppelt ausgeführten Zugorgan, an dem in regelmäßigen Abständen durch Rollen geführte Schaufeln befestigt sind, die das Gut in einem feststehenden Trog bis zur Ausfallöffnung schieben. — Die Schubrinnen arbeiten mit einer

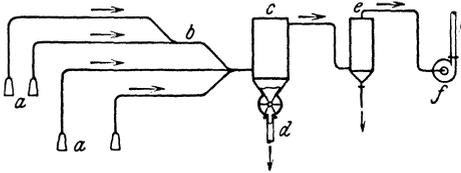


Abb. 4. Saugluftförderung.

Reihe von Mitnehmern, die eine hin und her gehende Bewegung ausführen und dabei das Gut fortschaufeln. Beim Rückwärtsgang schwingen sie dabei hoch und gleiten über dem Gut zurück, um dann beim Vorwärtsgang wieder in das Gut einzudringen.

Zum Fördern von Kisten, Kästen, Säcken, Ballen usw. auf nahe Entfernungen dienen die Rollenförderer. Sie bestehen aus dicht nebeneinander zwischen zwei Trägern gelagerten, zylindrischen und in Kurven kegeligen Rollen, die eine schwach geneigte Laufbahn bilden. Das Gut rollt darauf durch seine eigene Schwere um so schneller weiter, je größer sein Gewicht ist. In Lagerhäusern kann man Rollenförderer vorteilhaft mit Aufzügen zusammenarbeiten lassen.

Kleinstückige, nichtbackende Stoffe von gleichbleibender Beschaffenheit kann man dadurch fördern, daß man sie von einem starken Luftstrom in Rohrleitungen mitreißen läßt. Dabei ergeben sich folgende Vorteile: Gute Anpassungsfähigkeit an die räumlichen Verhältnisse,

geringes Eigengewicht der Förderstränge, keine beweglichen Teile im Fördererelement, beliebige Leitungsführung, Möglichkeit aus verschiedenen Orten gleichzeitig ab- oder an verschiedene Stellen hinfördern zu können.

Ein Ausführungsbeispiel zeigt Abb. 4. Die Saugdüsen *a* saugen das Gut durch die Leitung *b* in einen Abscheider *c*, wo es sich von der Begleitluft trennt und bei *d* abläuft. Das Gebläse *f* drückt die im Filter *e* gereinigte Luft in das Freie.

— Um größere Entfernungen zu überwinden, arbeitet man mit Überdruck, wobei ein Zellenrad das Gut stetig zuführt (Abb. 5). Es bezeichnen: *a* Gebläse, *b* Zellenrad, *c* Abscheider zur Trennung von Luft und Gut.

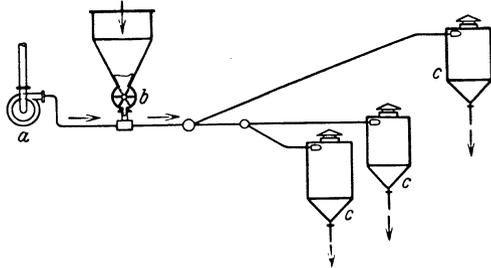


Abb. 5. Druckluftförderung.

Diese beiden Förderweisen, die meist als Saugluft- und Druckluftverfahren bezeichnet werden, arbeiten mit geringen Drücken und großen Luftmengen. — Staub- oder mehlartige Stoffe kann man auch mit geringen Luftmengen/Gewichtseinheit des Guts und hochgespannter Luft (meist 3—6 at) fördern.

Die Rohrleitungen haben dabei entsprechend geringere Querschnitte. Diese Preßluftförderung beruht auf der Erscheinung, daß mehlartige Stoffe fließen, wenn sie mit Luft innig vermischt werden, und sich dann unter Anwendung von Druckluft wie Flüssigkeiten durch Rohrleitungen bewegen lassen. Ein Ausführungsbeispiel zeigt Abb. 6. Der aus einer Verarbeitungsvorrichtung kommende Staub fällt zunächst in den oberen Aufnahmebehälter.

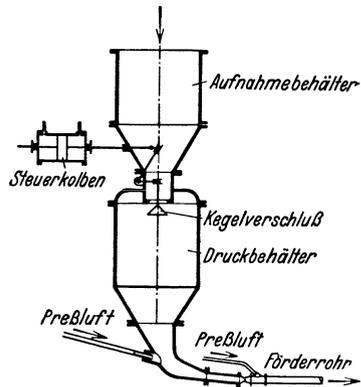


Abb. 6. Preßluftförderer für Staub.

Darunter befindet sich getrennt durch einen abwechselnd, selbsttätig sich öffnenden und schließenden Kegelverschluss der Druckbehälter mit einem Auslauf für die anschließende Förderrohrleitung und der Einrichtung für die Zuteilung der Preßluft. Ist der untere Förderbehälter gefüllt, so stellt eine Steuerung den oberen Zulauf ab. Dann lockert unten eintretende Preßluft das Gut auf und drückt es durch die Leitung fort.

II. Seil- und Hängebahnen.

Zur Massenförderung auf größere Entfernung ohne Rücksicht auf die besondere Beschaffenheit des Geländes dienen die Seilbahnen. Ein häufig vorkommendes Anwendungsgebiet ist die Verbindung einer

Rohstofflagerstätte mit dem verarbeitenden Betrieb. Da Drahtseilbahnen verhältnismäßig teuer sind, muß eine bestimmte Mindestförderung vorhanden sein. In der keramischen Industrie sieht man nach A. Pohl [Förderwesen in der Keramik, RKW-Veröffentlichung Nr. 48) Drahtseilbahnen bei einer mehrere km betragenden Entfernung erst bei einer Förderung von etwa 30000 t im Jahr als wirtschaftlich an.

Bei der Einseilbauart läuft ein geschlossenes, an zahlreichen Unterstützungsstellen von Scheiben getragenes Drahtseil dauernd um und nimmt die mit einer Klemmvorrichtung befestigten Gehänge der Fördergefäße mit. Diese sind mit einem Laufwerk versehen, um sie auf den Stationen auch auf Hängebahnschienen bewegen zu können. — Bei der Zweiseilbauart laufen die Wagen im Kreisverkehr auf zwei Tragseilen, die in regelmäßigen Abständen auf Stützen lagern und auf der einen Endstation verankert und auf der anderen gespannt sind. Ein auf Rollen liegendes, endloses Zugseil läuft dauernd um und nimmt die mit einer lösbaren Kupplung befestigten Förderwagen mit. Eine gerade Linienführung verbilligt die Anlage. Bei großer Neigung ist ein besonderer Antrieb nicht erforderlich, da die beladen herabgehenden Wagen die leeraufsteigenden hochziehen. An den Be- und Entladestellen sind an die Tragseile Weichenschienen herangeführt, an die sich ein in einer Schleife geführter Hängeschienenstrang anschließt.

Das Hauptanwendungsgebiet der Hängebahnen ist die Verbindung bestimmter Punkte innerhalb eines Betriebs. Sie unterscheiden sich von den Seilbahnen dadurch, daß die Laufbahn aus einer an Gerüsten, Deckenträgern oder Stützen befestigten Schiene besteht. Weichen, Schiebebühnen oder Drehscheiben verbinden die einzelnen Schienenstränge. Die Fahrbahn bildet entweder einen geschlossenen Kreis mit Umlauf in einer Richtung oder einen offenen Strang mit Pendelbetrieb. Die Wagen entsprechen in ihrer Bauweise denen der Seilbahnen und werden von Hand, durch ein Zugseil oder durch besondere, in das Fahrwerk eingebaute Elektromotoren angetrieben. Sind die zu befördernden Mengen verhältnismäßig gering, so verwendet man Handhängebahnen. Die Tragfähigkeit der Wagen beträgt dabei bis zu 1000 kg, weil größere Lasten nicht mehr von einem Arbeiter bewegt werden können. Bei den einfachsten Bahnen laufen die Fahrwerke auf den unteren Flanschen von I-Trägern. Verwendet man zwei Schienen nebeneinander, so ergibt sich der Vorteil, daß man feste, nichtbewegliche Weichen einbauen kann, in welche man die Laufwerke durch seitlichen Druck auf die Gehänge einlenkt. — Die Elektrohängebahnen sind Reibungsbahnen, deren Räder durch Elektromotoren mit Stromzuführung durch einen Fahrdrabt und mit selbsttätiger Fernsteuerung angetrieben sind. Elektrohängebahnen werden nach Bedarf auch mit Führerbegleitung, mit Winden zum Heben und Senken von Lasten und mit Greifern ausgerüstet.

III. Gleisförderer.

Sind Stoffbewegungen über lange, waagerechte oder schwach geneigte Strecken erforderlich, so kann die Gleisförderung zweckmäßig

sein. Die Vollspurweite von 1435 mm dient in der Regel nur zur Verbindung mit der Hauptbahn. Die innerhalb der Betriebe üblichen Schmalspurweiten betragen von Innenkante zu Innenkante des Schienenkopfes gerechnet 500, 600 und 900 mm. Davon ist für einen Betrieb nur eine Spurweite anzuwenden, damit die Wagen auf allen Zweigen verkehren können und die Austauschbarkeit aller Teile möglich ist. Müssen die Fahrzeuge viel von Hand verschoben werden, so ist die Spurweite von 600 mm anzuwenden. Sind die Leistungen gering, so ist die Weite von 500 mm zweckmäßig. Zur Änderung der Richtung dienen überhöht eingebaute Kurvengleisrahmen; Weichen, Drehscheiben, Kletterdrehscheiben und Wendepfannen stellen die erforderlichen Abzweigungen her. Sollen ganze Züge auf andere Gleise übergehen, so verwendet man Weichen, da bei dem Einbau einer Drehscheibe jeder Wagen einzeln gedreht werden müßte. — Zur Aufnahme der Rohstoffe dienen am häufigsten Muldenkipper aus Stahl, daneben Wagen mit kippbarem Holzkasten oder Vorderkipper, wenn sich die Entladestelle am Gleisende befindet. Sonderzwecken dienen Etagenwagen zum Einlegen von Tragplatten und Plattformwagen. — Sind Steigungen zu überwinden, so zieht man die Wagen durch Seil oder Kette hoch, wobei das Zugorgan meist endlos in gleichbleibender Richtung über oder unter dem Wagen umläuft. Die Wagen laufen nur bei Steigungen bis zu etwa 30° unmittelbar auf den Schienen, bei stärkeren Neigungen fährt man sie auf einem besonderen Gestell mit waagrechtter Plattform.

IV. Aufzüge.

Zur Förderung in senkrechter Richtung dienen als Aufzüge bezeichnete Fördergeräte, die sich zwischen senkrechten, bisweilen auch schrägen Führungen bewegen, ohne diese zu verlassen. Man verwendet sie zur Verbindung mehrerer Stockwerke untereinander, zum Beschicken von Vorrichtungen, insbesondere Schachtföfen, zur Förderung aus Schächten und Gruben und zu ähnlichen Zwecken, wenn eine erhebliche Förderhöhe vorhanden ist und satzweiser Betrieb zulässig ist.

Eine Aufzugsanlage besteht aus dem Führungsgerüst, dem an Seilen hängenden Fördergerät, der Aufzugsmaschine und der Steuerung. In Geschoßbauten befinden sich die Führungen in einem meist feuersicher ausgeführten Fahrschacht. Wird in schräger Richtung gefördert, so hält eine Fachwerkkonstruktion die Führungen, die den besonderen Bedürfnissen angepaßt sind. Das Fördergerät besteht meist aus einem kastenartigen Gestell, dem sog. Korb, zum Einschieben der Wagen oder sonstigen Lasten oder bei der Förderung von Stückgütern aus einem Gefäß, das unmittelbar die Stoffe aufnimmt und entleert. Die elektrische Steuerung kann selbsttätig wirken oder durch Führer von außen oder vom Korb aus betätigt werden. Im Gebiet des Deutschen Reichs gelten für Aufzüge die in der Aufzugsverordnung zusammengefaßten, polizeilichen Bestimmungen, die zahlreiche technische Vorschriften zur Sicherung des Betriebes enthalten. Schrägaufzüge für Ofenbeschickung fallen jedoch nicht unter diese Verordnung. — Aufzüge werden auch als

Umlaufwerke, die ununterbrochen in zwei nebeneinanderliegenden Fahrschächten auf- und abgehen, gebaut. Solche Umlaufaufzüge werden besonders zum Fördern von Säcken, Kisten, Auflagebrettern für Tonformlinge und ähnliche Zwecke verwendet. Umlaufaufzüge für Lasten fallen ebenfalls nicht unter die Bestimmungen der genannten Aufzugsverordnung.

V. Krane.

Die in zahlreichen Bauarten ausgeführten Krane dienen vorwiegend zum Be- und Entladen von Schiffen und Eisenbahnwagen, zum Ein- und Ausspeichern, zum Beschieken von Verarbeitungsvorrichtungen, Bunkern usw. Durch die Möglichkeit des Betriebs mit Greifern sind sie auch zur Förderung von Massengütern geeignet. Die Greifweite der Schaufeln und die Fähigkeit, sich beim Anziehen in das Gut einzugraben, bestimmen dabei die Leistungen. Das Arbeitsfeld aller Krane ist durch die Bewegungen, die das Gerüst zur Führung des Zugorgans ausführen kann, beschränkt.

Die Laufkrane bestreichen rechteckige Flächen und sind daher für Innenräume besonders geeignet. — Zum Bestreichen großer Lagerplätze dienen die Brückenkrane. Auf der Brücke läuft dabei eine Winde oder ein besonderer Drehkran. — Die Drehkrane haben ein durch Kreise begrenztes Arbeitsfeld. Ein größeres Anwendungsgebiet haben die fahrbaren Drehkrane. Sie sind auf einem auf Schienen laufenden Gerüst aufgestellt, dessen Form den jeweiligen räumlichen Verhältnissen entsprechend angepaßt ist. — Drehkrane, deren Untergestell auf einem Normalspurgleis läuft, eignen sich besonders zum Be- und Entladen von Eisenbahnwagen und zur Bedienung kleiner, unmittelbar am Gleis liegender Lagerplätze.

VI. Gleislose Fahrgeräte.

Sind verhältnismäßig geringe Mengen zu fördern, so daß die Anlage von ortsfesten Fördermitteln, Gleis- oder Hängebahnen sich nicht lohnt, oder umfassen die Förderwege ausgedehnte Flächen (große Fabrikhöfe usw.), so verwendet man gleislose Fahrgeräte.

Ein weites Anwendungsgebiet haben die schnellen und wendigen Elektrokarren, die auch noch Anhänger ziehen können. Ihre Tragfähigkeit liegt zwischen 750 und 1500 kg. — Für größere Entfernungen verwendet man Zugmaschinen oder Schlepper mit den zugehörigen Anhängewagen. Sie eignen sich insbesondere für die Zu- und Abfuhr der Rohstoffe und Fertigerzeugnisse im Pendelbetrieb, wenn ein Gleisanschluß nicht vorhanden ist. Die noch wirtschaftliche Entfernungsgrenze beträgt mit Rücksicht auf die höchste Fahrgeschwindigkeit von 8—12 km/h im Mittel etwa 20—30 km. Um Schüttgüter leicht entleeren zu können, baut man die Anhänger auch als Kippwagen. — Sind die zu fördernden Mengen so gering, daß die Anschaffung mechanischer Fördervorrichtungen sich nicht lohnt, so verwendet man geeignete Hand-

fahrgeräte (Karren). Diese müssen dem Verwendungszweck entsprechend angepaßt sein. So gibt es besondere Stehkarren für Säcke und Kisten, Tragkarren für Säureballons oder Stahlflaschen, Plattenkarren für Kisten, Ziegel, Steine usw., Kastenkarren für körnige Stoffe usw. — Größere Lasten befördert man auf Platten-, Kasten- oder Sonderwagen, die auf drei oder vier Rädern laufen. Zur Förderung von festen Stoffen, die in dünnen Schichten auf Horden, Blechen oder Auflagebrettern zur Verarbeitung gelangen, dienen Hordenwagen nach Abb. 7, die ein Rahmen- gestell mit Aufnahmeleisten für die Horden oder Bleche tragen. Um die Übergabe zu vereinfachen, muß der Abstand der Halteleisten in der Förder- vorrichtung dem Abstand in der Verarbeitungs- vorrichtung entsprechen. — Mit Hilfe von Hub- wagen und den zugehörigen Ladegestellen kann man das Umladen innerhalb des Betriebs ersparen. Wie Abb. 8 zeigt, schiebt man den Hubwagen unter das Ladegestell und hebt durch Herunterdrücken der Deichsel die Plattform des Wagens und damit das Ladegestell und die Last hoch. Ist der Wagen zum Bestim- mungsort gefahren, so wird das Ladegestell mit der Last durch Heben der Deichsel abgesetzt und der Hubwagen her- vorgezogen.

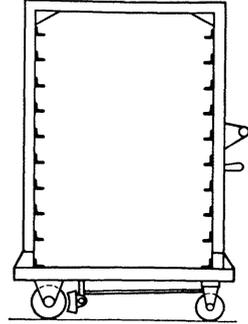


Abb. 7. Hordenwagen.

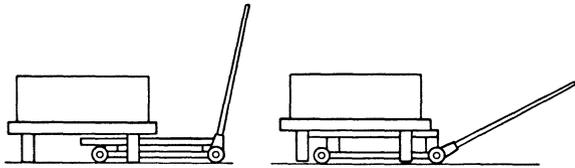


Abb. 8. Hubwagen.

Häufig kann man Förderkosten dadurch sparen, daß man die zur Verarbeitung bestimmten Gefäße selbst fahrbar macht. Von diesem Mittel macht man beispielsweise bei manchen Knetmaschinen Gebrauch, indem man am Knettrög Räder anbringt.

VII. Be- und Entladung.

Besondere Vorrichtungen sind zum schnellen Be- und Entladen von Eisenbahnwagen entwickelt worden. Zum Entladen von Schüttgütern dienen die Kipper. Sie werden meist so ausgeführt, daß der Wagen um eine Achse quer zur Längsrichtung gedreht wird, so daß das Gut aus der geöffneten Stirnwand herausläuft. Kurvenkipper beispielsweise lassen den Wagen auf ein nach oben gekrümmtes Gleis fahren, so daß er sich dreht und das Gut aus der Kopfseite fallen läßt. Daneben werden Seitenkipper verwendet, die den Wagen um eine zur Längsachse parallele Gerade drehen, und Kreiselwipper, die den Wagen um seine Längsachse ganz herumrollen. Da der Kipperbetrieb umständlich ist, weil jeder Wagen einzeln auf den Kipper gebracht und geschwenkt werden muß, benutzt man für große Entlademengen

Selbstentladewagen in zunehmendem Maße, die einen bunkerartigen Aufbau mit Bodenverschlüssen zum Ablassen des Guts tragen.

Offene Eisenbahnwagen werden häufig mit heb- und senkbaren Becherwerken meist mit anschließender Band- oder Gleisförderung entladen. — Sind die zu verladenden Mengen verhältnismäßig gering, so können fahrbare Gurtförderer eine vielseitige Anwendung finden. — Die Verlaeschnecken bestehen aus einer schwenkbar oder in anderer Weise beweglich angeordneten Förderschnecke, die in den Wagen geschoben wird und das zu ladende Gut ununterbrochen an ihrem Ende abwirft.

Können die Fertigerzeugnisse nicht lose in Eisenbahnwagen versandt werden, so werden sie in Kisten, Säcken oder Fässern verpackt. — Zum selbsttätigen Füllen und Abwiegen in Säcke dienen einfache oder doppelte Sackwaagen, die meist unmittelbar an einem Siloauslauf befestigt sind. — Eine besonders große Leistungsfähigkeit haben die Bates-Füllmaschinen. Der dabei gebrauchte Ventilsack ist an beiden Enden zugenäht und wird mit einer Öffnung, die als Ventil dient, auf das Füllrohr der Maschine geschoben. Ein schnell umlaufendes Flügelrad füllt den Sack in kurzer Zeit. Stimmt das Gewicht des Sackes, so wird der Zufluß selbsttätig abgestellt. Wird der Sack umgekippt, so schließt sich das Sackventil von selbst. — Packmaschinen für staub- und mehlartige Stoffe bringen das Gut auch durch innige Vermischung mit Preßluft in einen flüssigkeitsähnlichen Zustand und lassen es dann durch Füllrohre in Ventilsäcke fließen. Die gleichmäßige Ausflußgeschwindigkeit ergibt dabei eine große Wiegegenauigkeit. Derartige Maschinen erhalten bis zu 12 Füllrohre und füllen in der Stunde etwa 1400 Säcke zu je 50 kg. — Bei der Verpackung in Fässern kommt es besonders darauf an, die einzelnen Körner des Guts möglichst dicht aneinander zu bringen, um den Faßraum gut auszunutzen. Die Faßrüttelwerke schütteln das Gut während des Füllens durch schnell aufeinanderfolgende Stöße zusammen. Andere Faßpackmaschinen arbeiten mit Schnecken, die das Gut in das Faß drücken. Dabei umfaßt ein Zylinder die Schnecke, der zunächst in das auf einem kleinen Aufzug hochgezogene Faß geschoben wird. Je mehr die Schnecke das Faß füllt, um so mehr wird es dabei herabgedrückt.

Speichern.

Von Dr.-Ing. K. Thormann VDI, Breslau.

I. Allgemeines.

Speicheranlagen für feste, flüssige oder gasförmige Stoffe sind erforderlich, um Schwankungen im Absatz der Fertigerzeugnisse, in der Zufuhr der Rohstoffe oder in der Herstellung der Zwischenerzeugnisse aufzunehmen. Zur Bestimmung der Speichergröße ist die Kenntnis der Abhängigkeit der Zu- und Abgänge von der Zeit erforderlich. Soweit unregelmäßige Einflüsse mitwirken, wie beim Absatz, dienen dazu stati-

stische Verfahren. Schwanken sowohl die Zu- als auch die Abgänge, so wird die Speichergröße um so geringer ausfallen, je mehr sich diese überdecken. Die Auswertung der Schwankungskurven ergibt die Mindestgröße der Speicheranlage. Um unvorhergesehenen Fällen begegnen zu können, führt man sie meist größer aus, so daß der Speicher im normalen Betrieb stets mit einer Mindestmenge gefüllt ist. Die gleichen Unterlagen dienen ferner zur Bestimmung der Größe der Aus- und Einspeichervorrichtungen. Diese müssen die größten Zu- und Abgänge, die in der Zeiteinheit vorkommen und die meist erheblich größer sind als die entsprechenden Mittelwerte, bewältigen können.

Die Speicherung setzt voraus, daß die Stoffe sich hierfür eignen und keine unbeabsichtigten Veränderungen erfahren. Andernfalls muß bei der Gestaltung der Speicher darauf Rücksicht genommen werden. So vertragen einige Stoffe, wie Kohlen oder andere organische Naturerzeugnisse keine Lagerung in hohen Schichten. Andere verlieren ihre Schaufelbarkeit, so daß die Speicher mit entsprechenden Abbauvorrichtungen zum Ausspeichern versehen werden müssen. Zahlreiche Stoffe müssen bei bestimmten Temperaturen gelagert werden, so daß die Speicher Kühl- oder Heizeinrichtungen erhalten müssen. — Rohstoffe speichert man häufig nicht im angelieferten Zustand auf, sondern bereitet sie unmittelbar nach dem Ausladen in der für die Weiterverarbeitung vorgesehenen Weise auf und nimmt diese vorbereiteten Stoffe in das Lager. Auch die Ein- und Ausspeichervorrichtungen müssen so beschaffen sein, daß sie die Eigenschaften des zu lagernden Guts nicht verändern. So können sich beispielsweise Gemenge fester Stoffe bei Schütt- und Fallbewegungen entmischen, wenn die einzelnen Bestandteile verschiedene physikalische Eigenschaften haben. Andere Stoffe wie Kohle oder Koks zerfallen leicht, sie sollen daher beim Ein- und Auslagern möglichst wenig geworfen werden.

Zur Betriebskontrolle werden die Zu- und Abgänge laufend überwacht. Hierzu schaltet man in die Aus- und Einspeichervorrichtungen Mengemesser ein. Erleidet das Gut während des Lagerens Veränderungen, so müssen Zu- und Abgänge der Stoffe so geregelt sein, daß die mittlere Aufenthaltszeit aller Teile des Guts im Speicher stets angenähert gleich groß ist. Häufig sind beim Speichern Veränderungen des Guts beabsichtigt, wie beispielsweise beim Lagern von Tonen in der keramischen Industrie. Die Speicherzeit hängt dann von der zu erzielenden Wirkung ab. — Für die Lagerung von rauchschwachen Pulver und anderen Sprengstoffen, brennbaren Flüssigkeiten und von Gasen unter hohem Druck bestehen in fast allen Kulturländern behördliche Vorschriften.

II. Speichern fester Stoffe.

1. Lagerplätze.

Feste Stoffe, die im Freien lagern können, schüttet man meist in rechteckigen Haufen zu ebener Erde auf, so daß sie prismatische Erhebungen bilden. Die Randflächen steigen mit einem Winkel an, der

den natürlichen Böschungswinkeln entspricht, oder etwas geringer gehalten wird. Daneben gibt man Freilagern auch die Form von Kegelstumpfen, Vollkegeln oder Kreissegmenten dadurch, daß man sie von einem festen Punkt aus beschickt. Zum Ein- und Ausspeichern eignen sich nahezu alle Fördermittel. Zum Einlagern kann man das Gut unmittelbar aus Eisenbahnwagen, die auf Hochgleisen fahren, abwerfen. Zum Auslagern können in Kanälen unterhalb der Bodenfläche verlegte Förderer dienen, denen das Gut durch Fallöffnungen in der Kanaldecke zuläuft oder zugebracht wird.

Staubt das Gut oder sollen verschiedene Rohstoffe gelagert werden, so können senkrechte Umfassungs- oder Trennwände aus Eisenbeton oder Holz das Gut zusammenhalten. Dabei kann auch der sonst für die Böschung erforderliche Platz voll ausgenutzt werden, wenn die Wände den Seitendruck des Guts voll aufnehmen können. Liegen mehrere Lagerabteile nebeneinander, so müssen auch die Trennwände gegen den Druck des Guts abgestützt sein für den Fall, daß die einzelnen Lagerflächen nicht gleichmäßig gefüllt sind.

2. Kammer- und Haufenspeicher.

Überdacht man ein derartiges Lager, so erhält man ein Lagerhaus von großer Grundfläche als Haufenspeicher oder als Kammerspeicher,

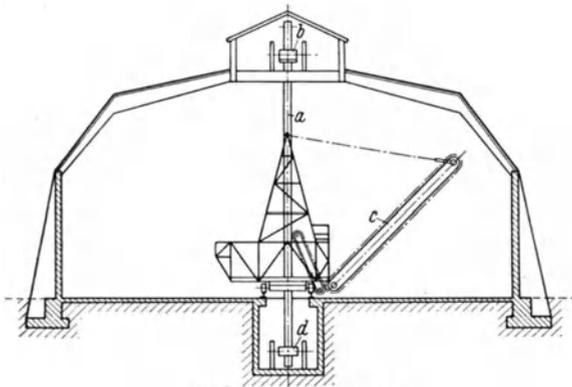


Abb. 1. Haufenspeicher.

wenn Trennwände vorgesehen sind. Die Baukosten sind gering, da das Gewicht des Guts unmittelbar vom Baugrund aufgenommen wird und die Höhe des Speichers verhältnismäßig niedrig ist. Sind die Wände nicht biegesteif, so begrenzt die Grundfläche den Fassungsinhalt. Die Haufenspeicher dienen besonders zum Lagern von Salzen. Diese fallen

von oben aus stetigen Förderern oder Hängebahnen auf die Haufen. Kratzergeräte oder Bagger, die auf Gleisen durch den Speicher fahren oder von oben an fahrbaren Brücken herabhängen, tragen die Haufen ab und bringen das Gut zum Ausspeichern zu stetigen Förderern oder Hängebahnen.

Bei der auf Abb. 1 dargestellten Bauart hebt ein Becherwerk *a* an der Endwand des Speichers das Gut auf ein Förderband *b* in der Dachkonstruktion. Ein Abwurfwagen läßt es von dort auf die Lagerhaufen fallen. Ein Kratzergerät *c* fördert das auszuspeichernde Gut durch einen zwischen den Laufschienen liegenden Schlitz auf ein Band *d*, das in einem — während des Einspeicherns mit Brettern verdeckten — Bodenkanal

läuft. Statt des auf zwei Schienen laufenden Kratzers verwendet man auch Einschienengeräte mit Führung an der Decke, die jedoch die Dachkonstruktion erheblich beanspruchen. Auf dem Kratzgerät ist beim Speichern von backenden Salzen eine besondere Vorrichtung eingeschaltet, die das Salz sackfertig zerkleinert. — Einen einfachen Kammerspeicher, der von oben mit Muldenkippern gefüllt und von der Seite mit Schmalspurwagen entleert wird, zeigt Abb. 2. Die Wagen fahren über eine Brücke auf eine über den Kammern liegende Gleisanlage, von der das Gut abgeworfen wird. Zum Ausspeichern müssen die Wagen von Hand beladen werden. — Um die Entleerung zu vereinfachen, kann man die Böden der einzelnen Kammern schräg ausführen, so daß der Inhalt teilweise an der tiefsten Stelle des Bodens in einen Kanal fallen kann, aus dem eine Schnecke oder ein Band ihn herausbefördert. Bei anderen Ausführungen bringt ein Kettenförderer an der tiefsten Stelle des Bodens das Gut zum Auslauf. Die große Grundfläche macht für jede Kammer meist eine besondere Fördereinrichtung erforderlich. Das aus den Kammern kommende Gut muß zur Weiterförderung immer gehoben werden.

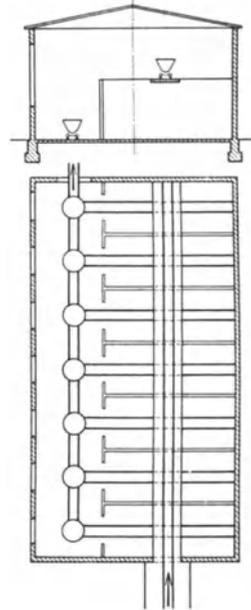


Abb. 2.
Kammerspeicher.

3. Silo und Bunker.

Um das Gut ohne Schwierigkeiten weiterfordern zu können, stellt man die Speicherbehälter auf besondere Stützkonstruktionen, um darunter genügend Platz für die Fördervorrichtungen zu erhalten. Damit das Gut mit Sicherheit nach unten nachrutscht, erhalten die einzelnen Behälter oder Zellen einen verhältnismäßig kleinen Querschnitt von runder, recht- oder sechseckiger Form. Ein ausreichender Fassungsraum erfordert dann eine beträchtliche Bauhöhe. Die einzelnen Zellen ordnet man meist in einer oder mehreren parallelen Reihen unmittelbar nebeneinander an, so daß sich ein einheitliches Bauwerk ergibt. Der Neigungswinkel der Bodenflächen beträgt meist $40\text{--}50^\circ$, bei feuchtem Gut bis zu 60° . Bei größeren Querschnitten ist es nicht zu vermeiden, daß das in der Zellenachse befindliche Gut zuerst den Bunker verläßt, während die den Wänden näherliegenden Teile etwa in der auf Abb. 3 dargestellten Weise später ablaufen [Buhle: Ztschr. Ver. Dtsch. Ing. 60, 184 (1916)]. Die Höhe

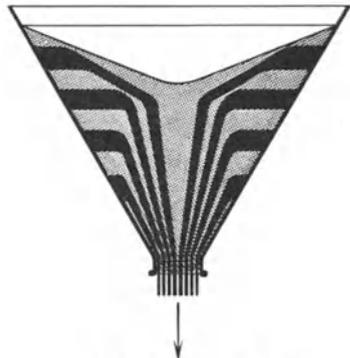


Abb. 3. Abfluß aus einer
Bunkeröffnung.

des Speicherbehälters ist nach oben durch den Druck des zu lagernden Guts beschränkt. Als Baustoffe verwendet man Stahl, Eisenbeton und Holz. Zum Einspeichern dienen stetige Förderer, Hängebahnen und Druckluftförderer. Sind große Gewichtsmengen aufzunehmen, so läßt man die Eisenbahnwagen auch unmittelbar über die Bunker fahren, deren Höhe damit beschränkt wird. Zur Anzeige des Standes im

Bunker dienen Pendel, die an zwei oder drei Stellen in das Gut hineinragen und durch den Anschlag bei der Berührung mit dem Gut oder durch eine Druckdose einen elektrischen Kontakt für die Fernmeldung betätigen.

Den Querschnitt eines zweireihigen Silospeichers zeigt Abb. 4. Im Dachgeschoß sind die notwendigen

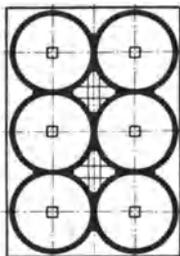


Abb. 4. Silo.

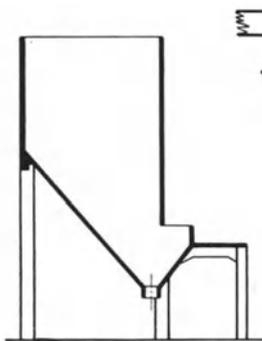


Abb. 5. Bunker für backendes Gut.

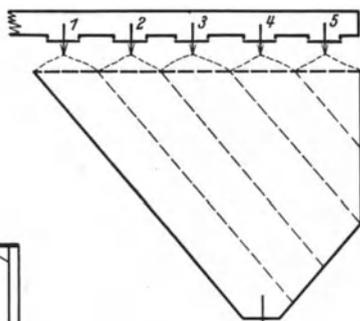


Abb. 6. Bunker mit Schichtenlagerung.

Förder- und Verteilvorrichtungen untergebracht. — Besteht die Gefahr, daß das Gut nicht nachrutscht, so wird eine seitliche Öffnung am Speicherbehälter, in der auf Abb. 5 dargestellten Weise, zum Nachstoßen vorgesehen. Für besonders schwer abfließendes Gut kann man eine Reihe von trichterähnlichen Behältern übereinander anordnen. — Vor den Ausläufen baut man bisweilen Rührwellen ein. — Um das Zerbröckeln empfindlicher Stoffe zu verringern, verwendet man Sonderbauarten etwa nach Abb. 6, wo sich das Gut aus mehreren Ausläufen mit geringer Höhe herabfallend, in

parallelen Schichten lagert. Man kann die Bunker auch so ausbilden, daß das Gut nach Abb. 7 auf schrägen Flächen zum Auslauf rutscht.

Der Auslauf des Speicherbehälters bleibt entweder offen, wobei eine Gegenfläche den Druck des Inhaltes aufnimmt, oder ist durch einen Verschuß abgesperrt. Die Verschlüsse müssen so wirken, daß sie den Strom der herausstürzenden Massen sicher und schnell unterbrechen können, da sonst der ganze Bunkerinhalt auslaufen kann. Hierzu dienen Dreh-, Flachschieber-, Wanderrost-, Hängeverschlüsse und ähnliche Konstruktionen. Zur selbsttätigen und stetigen Entleerung verwendet man Doppelschnecken, Zellenräder, Schwingschuhe, Pendel- und Stoß-

schieber, Drehteller und ähnliche Vorrichtungen. Ist der Speicherbehälter unten offen, so fällt das Gut im natürlichen Böschungswinkel auf die Gegenfläche. Der Wegfall der Bodenverschlüsse verringert die Bauhöhe und die Anlagekosten. Der offene Bunkerauslauf erhält häufig die Form eines Schlitzes. — Der auf Abb. 8 dargestellte Bunker wird von den unmittelbar darüberfahrenden Eisenbahnwagen gefüllt. Unter den Bunkerschragen befinden sich Abstreichtische. Ein Abstreichwagen, der unter dem

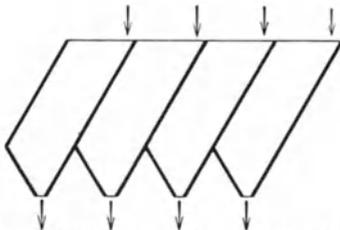


Abb. 7. Bunker mit schrägen Lagerflächen.

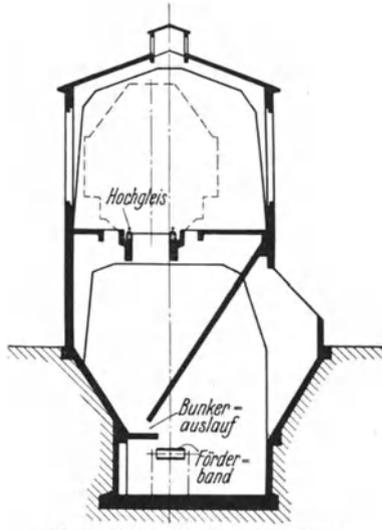


Abb. 8. Bunker mit Abstreichtisch.

Bunker auf Schienen läuft, wirft das austretende Gut auf ein Förderband. Ein durchgehender Lichtschacht erhellt den Raum für das Förderband und die Abstreicheinrichtungen.

4. Bodenspeicher.

Zur Lagerung von körnigen Stoffen und von Fässern, Säcken, Ballen, Kisten usw. dienen Bodenspeicher, die mit den notwendigen Fördervorrichtungen versehen sind. Die Höhe der einzelnen Stockwerke solcher Speicher schwankt zwischen 2,5 und 4 m. Häufig dienen diese Räume gleichzeitig zum Teil zur Verpackung der Erzeugnisse. Für Fässer und Säcke werden oft Sondereinbauten, wie geneigte Ebenen oder Wenderutschen vorgesehen, auf denen diese selbsttätig nachrollen oder -rutschen. Wird der ganze Speicher mit derartigen Rutschen oder Wendestücken ausgerüstet, so ist auch bei der Speicherung von Säcken und Fässern jede Handarbeit vermieden [E. Lufft: Ztschr. Ver. Dtsch. Ing. 72, 1635 (1928)].

Literatur: Lufft, E.: Druckverhältnisse in Silozellen, 2. Aufl. 1920. — Naske, C.: Zerkleinerungsvorrichtungen und Mahlanlagen, 4. Aufl. Leipzig: Otto Spamer 1926.

III. Speichern von Flüssigkeiten.

1. Anordnung und Ausrüstung der Behälter.

Bei der Lagerung von Flüssigkeiten kommt es darauf an, mit möglichst geringen Anlagekosten und kleinem Platzaufwand eine gegebene

Menge in Gefäßen, die aus den gleichen Baustoffen hergestellt sind, aufzuspeichern. Die Kosten eines Gefäßes steigen besonders für keramische und gegossene Baustoffe erheblich mit der Größe. Steinzeugbehälter verwendet man vielfach nur bis zu einer Größe von etwa 2000 l. Freistehende Stahlblechbehälter für brennbare Flüssigkeiten werden bis zu etwa 15000 m³ gebaut. Für größere Mengen wird die Lagerung in mehreren Behältern unterteilt, was mit Rücksicht auf die bei Schäden an einem Gefäß auftretenden Gefahren zweckmäßig ist.

Die Aufstellung richtet sich nach dem Zweck der Lagerung und den Eigenschaften der Flüssigkeit. Weil es meist vorteilhaft ist, das natürliche Gefälle auszunutzen, und weil Flüssigkeiten mit erheblichem Dampfdruck, wie warmes Wasser, organische Lösungsmittel usw., sich häufig nicht mit genügender Sicherheit von Pumpen ansaugen lassen, stellt man die Behälter in solchen Fällen auf besonderen Gerüsten oder in den oberen Teilen der Baukonstruktionen oder an den Außenwänden eines Kamins hoch auf. Brennbare Flüssigkeiten lagert man aus Gründen der Sicherheit in unterirdischen Tanks oder in Behältern, die in Gruben aufgestellt sind. Große Tiefbehälter werden häufig zur Speicherung von kaltem Wasser angewendet. Behälter für sehr flüchtige Stoffe (Äther, Aceton, Schwefelkohlenstoff) müssen gegen Erwärmung geschützt sein, da unter Umständen der Dampfdruck erheblich steigt.

Geschlossene Behälter müssen mit Entgasungsrohren versehen sein, damit im Behälter Über- oder Unterdruck nicht entstehen kann. Bei der Lagerung feuergefährlicher Flüssigkeiten wird in diese Leitung eine Explosionssicherung (Kiestopf, Siebe, Füllkörperschicht) eingebaut. Überläufe, Schwimmerventile oder Flüssigkeitsstandregler verhindern eine Überfüllung. In den Behälter eingebaute Heizschlangen verhüten das Erstarren leicht gefrierbarer Flüssigkeiten.

2. Wandungen.

Als Baustoffe für die Wandungen kommen Stahl- und Metallbleche, Holz und Steinzeug, daneben Gußeisen, Beton und andere keramische Erzeugnisse in Frage. Beton ist für reine Zugbeanspruchung weniger geeignet. Außerdem sind die Anschlüsse schwierig herzustellen. Gußeisen ist nur für kleine Gefäße brauchbar. Zum Schutz gegen Korrosionen dienen Überzüge mit den in der Anstrichtechnik üblichen Stoffen, ferner Auskleidungen in homogener Verbindung mit Blei, Zinn, Silber oder Auflagen oder Einsätze von Blechen aller geeigneter Metalle, Überzüge aus Gummi, Email oder Kunstharzmassen und Futter aus keramischen Baustoffen in Form von Steinen oder Platten.

Der Druck im Behälter nimmt nach unten mit der Tiefe zu. Hat die Flüssigkeit das Eigengewicht γ in kg/m³, so ergibt sich der hydrostatische Druck p in kg/m² in der Tiefe h in m aus der Beziehung $p = \gamma h$. Mit zunehmender Tiefe wird daher der Werkstoffaufwand für die unteren Wandungsteile größer.

Da der Druck in einer bestimmten Tiefe sich nach allen Seiten gleich fortpflanzt, ist der kreisförmige Querschnitt besonders günstig, da die

Wandungen hier nur Zugbeanspruchungen aufzunehmen haben. Für einen zylindrischen Behälter mit dem Durchmesser D in m beispielsweise erhält man die Wandstärke s in mm: $s = \frac{D h \gamma}{20 \varphi \sigma}$. Hierin ist σ die zulässige Beanspruchung des Werkstoffs in kg/cm^2 und φ der Gütegrad der Naht. Große Behälter bestehen daher aus mehreren Schüssen mit nach unten zunehmender Dicke, wie Abb. 9 mit einem Beispiel zeigt. Die fünf obersten Schüsse sind dabei des Verstemmens wegen mit 5 mm Wandstärke ausgeführt, die folgenden sind um je 1 mm stärker. Bei Gefäßen aus Holz oder säurefesten Steinen haben die umgelegten Bänder nicht nur den Flüssigkeitsdruck, sondern auch die zur Dichtung notwendige Vorspannung aufzunehmen. — Druckfeste Behälter werden in Form von liegenden oder stehenden Zylindern mit Kugelböden oder als Kugelbehälter ausgebildet. Für den Bau von Wärmespeichern zur Aufnahme von Heißwasser sind im Gebiet des Deutschen Reiches die allgemeinen polizeilichen Bestimmungen für Landdampfkessel, sowie besondere Richtlinien maßgebend.

3. Behälterform.

Die Form eines Behälters ergibt sich unter Anpassung an den Zweck der Lagerung und die Eigenschaften des verwendeten Baustoffs aus der Bedingung, daß der Werkstoffaufwand für die Wandungen, sowie die Kosten für die Herstellung und die Errichtung zusammen so klein wie möglich werden sollen. Behälter aus Blechen erfordern Formen mit zylindrischen, kegelförmigen oder regelmäßig gekrümmten Flächen, für Holz bevorzugt man kegelförmige Bottiche, für gegossene und keramische Stücke sind gewölbte Formen günstig, die geringe Biegungsspannungen ergeben.

Für untereinander ähnliche Formen, beispielsweise eine bestimmte Bauart, kann man allgemeine Bedingungen für die Abhängigkeit des kleinsten Baustoffaufwandes von einer kennzeichnenden Größe aufstellen. Besteht ein Behälter mit kreisförmigen Horizontalquerschnitten für einen gegebenen Inhalt V beispielsweise aus den Mantelteilen mit den Gewichten M_1 und M_2 und den Bodenteilen B_1 und B_2 , die sämtlich Funktionen f eines bestimmten Durchmessers D (beispielsweise des größten Durchmessers) seien, so ergibt sich das Gesamtgewicht G :

$$G = M_1 + M_2 + B_1 + B_2, \quad (1)$$

$$M_1 = f_1(D), \quad M_2 = f_2(D), \quad B_1 = f_3(D), \quad B_2 = f_4(D). \quad (2)$$

Die Bedingung für den kleinsten Werkstoffaufwand ist:

$$\frac{dG}{dD} = \frac{dM_1}{dD} + \frac{dM_2}{dD} + \frac{dB_1}{dD} + \frac{dB_2}{dD} = 0. \quad (3)$$

Der Behälterboden kann eben gestaltet sein. Ein Unterbau, beispielsweise ein Trägerrost oder eine Betonsohle, muß ihn dann unterstützen.

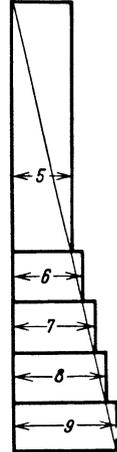


Abb. 9. Wandstärken eines Behälters für Flüssigkeiten.

Da der Unterbau verhältnismäßig teuer ist und der Behälterboden schwer zugänglich wird, sind zahlreiche Bauarten mit freitragenden Böden entwickelt worden, von denen einige auf Abb. 10 zusammengestellt sind.

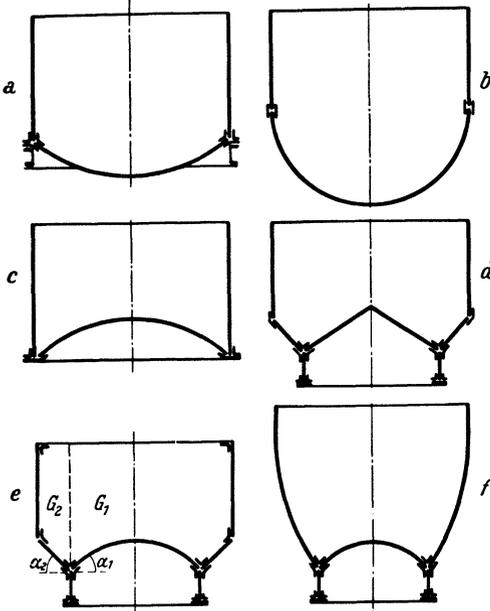


Abb. 10. Behälter für Flüssigkeiten.

Es stellen dar:

a = durchhängender Boden mit Auflagering, an dem eine waagerechte Kraft wirkt;

b = ringloser Behälter mit Halbkugelboden (geringste Blechstärke für den Boden);

c = stehender Boden;

d = Boden mit zwei ineinandergesetzten Kegeln;

e = Boden mit einem Kegel und einer gewölbten Decke. Hier wird ausge-

führt: $\frac{G_1}{\text{tg } \alpha_1} = \frac{G_2}{\text{tg } \alpha_2}$ (bezogen auf den gefüllten Behälter). Der Auflagering ist von jedem waagerechten Druck frei;

f = gewölbter Behälter mit stehendem Boden und kleinem Auflagering. Die Formen *d* und *g* werden

nach ihrem Erbauer als Intzebehälter bezeichnet. — Behälter mit ebenen Flächen nutzen den Aufstellungsraum gut aus. Da die Wandungen den Druck der Flüssigkeit nicht aufnehmen können, müssen sie versteift und gegenseitig verankert werden.

Literatur: Broschat, E.: Der Behälterbau. Leipzig: Otto Spamer 1926. — Forchheimer, Ph.: Die Berechnung ebener und gekrümmter Behältergrößen, 3. Aufl. 1930. — Hausbrand, E.: Hilfsbuch für den Apparatebau, 3. Aufl. Berlin: Julius Springer 1924. — Hoennicke, G.: Handbuch zum Dampf- und Apparatebau. Berlin: Julius Springer 1924. — Kann, F.: Kegelförmige Behälterböden, 1921. — Kottenmeier, E.: Der Stahlbehälterbau, 1930. — Lorey, F.: Flüssigkeitsbehälter. Handbuch für Eisenbetonbau, Bd. 5 von B. Löser, R. Grün und V. Lewe. 1923. — Melhardt, H.: Die Wandstärkenberechnung druckbeanspruchter Gefäße. Monographien zur chemischen Apparatur, Bd. 6. Leipzig: Otto Spamer 1929. — Müller, R.: Tabellen für den Behälter- und Kesselbau. München u. Berlin: Oldenbourg 1931.

IV. Speichern von Gasen.

1. Speichervorgang.

Gase speichert man mit unveränderlichem oder mit veränderlichem Druck. Bezeichnet *G* das Gasgewicht in kg, *V* das Volumen in m³, *p* den

Druck in kg/m^2 , T die absolute Temperatur und R die Gaskonstante, so ergibt sich aus der Zustandsgleichung:

$$G = \frac{p V}{R T}.$$

Soll der Druck unverändert bleiben, so muß der Gasspeicher so eingerichtet sein, daß sein Rauminhalt sich der zu speichernden Menge anpaßt. Ändert sich der Druck im Speicher, so hat man den Vorteil, daß der Rauminhalt unveränderlich bleiben kann. Bei Speichern mit veränderlichem Rauminhalt sind bewegliche Behälterteile mit Abdichtungen gegeneinander notwendig. Solche Speicher werden nur für Überdrücke bis zu etwa 400 mm WS verwendet. — Speicher mit unveränderlichem Rauminhalt nehmen bei Normaltemperatur um so mehr Gas auf, je höher der Druck ist. Die Füllmenge ist durch den Verflüssigungsdruck nach oben begrenzt und im Gebiet des Deutschen Reichs durch Druckgasverordnungen öffentlich-rechtlich festgelegt. Die zur Verdichtung aufgewendete Arbeit ist bei den Druckspeichern entsprechend der Drosselung vom Speicherdruck auf den Betriebsdruck verloren, während sie bei den Gleichdruckspeichern größtenteils zur Fortleitung der Gase verwertet werden kann. — Alle Gasspeicher verlieren im Laufe der Zeit durch Undichtheiten einen Teil ihres Inhalts. Bei großen Behältern sieht man einen Verlust bis zu 2% des Inhalts in einer Woche noch für zulässig an. Die durch Undichtheiten austretenden Gasmengen verhalten sich umgekehrt wie die Quadratwurzeln aus den Gasdichten.

2. Drucklose Speicher.

a) Glockenbehälter.

Die Gasbehälter mit veränderlichem Rauminhalt arbeiten entweder mit einer oben geschlossenen, unten offenen Glocke, die mehr

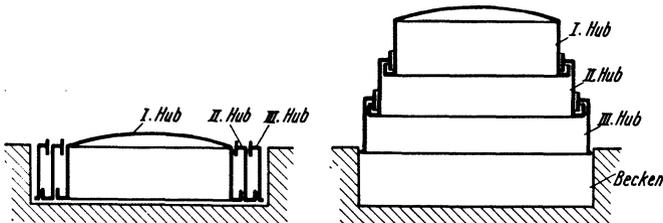


Abb. 11. Glockenbehälter, leer und gefüllt.

oder weniger tief in eine Sperrflüssigkeit taucht (daher auch Bezeichnung: Glockengasbehälter oder Gasbehälter mit Wasserdichtung) oder mit einer waagerechten Scheibe, die sich in einem Zylinder oder einem prismatischen Wandkörper bewegt (Scheibengasbehälter oder wasserlose Gasbehälter).

Die Glockengasbehälter bestehen aus einer ein- oder mehrhübrigen Glocke, einem mit der Sperrflüssigkeit gefüllten Becken und einer Führungsvorrichtung, die ein senkrechtes Auf- und Absteigen sichert.

Bei den mehrhübrigen Glocken schließen sich fernrohrartig an den unteren Teil der den Abschluß nach oben bildenden Glocke beim Aufsteigen

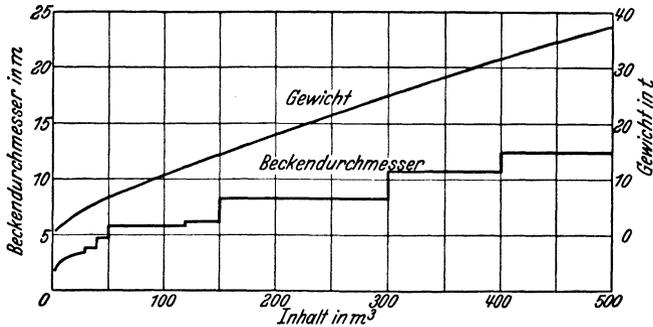


Abb. 12. Gewichte und Beckendurchmesser einhubiger Gasbehälter mit Stahlflachbodenbecken bis 500 m³ Inhalt (Bamag-Meguin).

dieser ein oder mehrere hakenartig ineinandergreifende Zylindermäntel unten an, die durch Tassen mit Sperrflüssigkeit abgedichtet sind (Abb. 11).

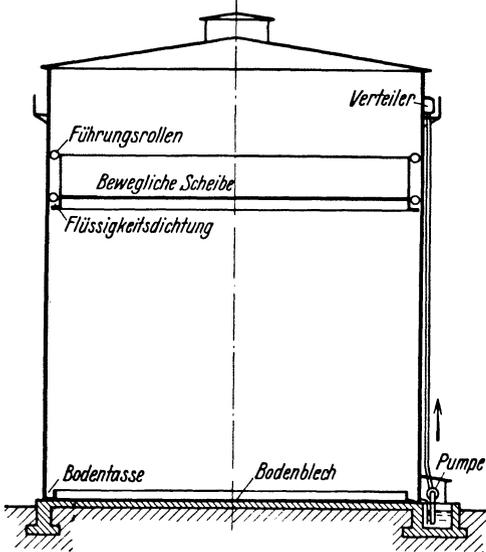


Abb. 13. Scheibengasbehälter.

In Deutschland geht man nicht über vier, im Ausland nicht über sechs Hübe hinaus. Die einzelnen Hubteile schöpfen beim Aufsteigen selbsttätig das Sperrwasser aus dem Becken. Dieses wird aus Mauerwerk, Stampfbeton, Eisenbeton oder Stahlblech als Flach- oder Ringbecken hergestellt und bisweilen ganz oder teilweise in die Erde eingelassen. Eiserne Becken mit gewölbtem, selbsttragendem Boden stellt man hoch auf einem ringförmigen Fundament auf, wobei der Boden zugänglich bleibt. Glockenbehälter werden entweder freistehend errichtet oder umbaut, damit das Wasser in den Becken und bei mehrhübrigen Glocken auch in den Tassen nicht einfriert, und damit Wind-

und Schneedruck die Bewegung der Glocke nicht beeinflussen. Bei sachgemäßer Durchbildung der Konstruktion kann man meist auf die teure Umbauung verzichten. Bei großer Kälte muß das Sperrwasser durch Einleiten von Wasserdampf oder durch Wasserumlaufheizung erwärmt werden. — Saugt ein Gebläse das Gas aus dem Behälter an, so muß eine besondere Vorrichtung, die einen Umgang am Gebläse öffnet oder ein Absperrorgan oder eine andere Einrichtung betätigt,

den Behälter davor sichern, daß der äußere Luftdruck ihn infolge des Leersaugens nicht eindrückt. — Gewichte und Beckendurchmesser von Gasbehältern mit Stahlflachbodenbecken sind auf Abb. 12 für Inhalte bis 500 m³ nach Angaben der Bamag-Meguïn A.G. dargestellt.

b) Scheibenbehälter.

Die Scheibengasbehälter bestehen aus einem prismatischen oder zylindrischen, durch ein leichtes Dach abgedeckten Mantel und der Scheibe, die sich mit einer Dichtung am Rande in dem Innenraum auf- und abbewegt (Abb. 13). Infolge des geringen Gewichts werden die Fundamente kleiner als bei den Glockengasbehältern. Wasserbecken und Dichtungstassen fallen fort. Während des Betriebs kann man das Fassungsvermögen durch Erhöhen des Mantels vergrößern. Der Gasdruck bleibt unabhängig von der Füllung nahezu unveränderlich. Als Dichtungsmittel dient meist Teer, der seine Eigenschaften auch bei Kälte nicht verändern darf. Eine Rinne am Boden sammelt die an den Wänden nach unten durchlaufenden Teermengen. Eine sich selbsttätig einschaltende Pumpe fördert die Dichtungsflüssigkeit wieder auf den Scheibenrand. Auf die Scheibe gelegte Gewichte erhöhen den Gasdruck.

3. Druckspeicher.

Zum Speichern von Gasen unter Druck verwendet man liegende oder stehende, langgestreckte zylindrische Gefäße oder kugelförmige Behälter für die ortsfeste Lagerung und ortsveränderliche Stahlflaschen. Die feststehenden Druckbehälter werden entweder aus einem Stück nahtlos gezogen, geschweißt oder genietet. Sie erhalten meist eingenieta, tiefgewölbte oder halbkugelförmige Böden. Der Gasbehälter darf nur an eine Druckleitung angeschlossen sein, deren zugehörige Gasverdichteranlage so eingerichtet und gesichert ist, daß der für die Druckleitung vorgesehene Betriebsdruck nicht überschritten werden kann. Sind die Gase verflüssigt, so muß zur Entnahme die Verdampfungswärme, die der zu entnehmenden Menge entspricht, zugeführt werden. Da die in der Zeiteinheit vom Druckgefäß abgegebene Menge verhältnismäßig gering ist, genügt oft die Wärmezufuhr durch die Außenluft im Verein mit dem Wärmeinhalt der gespeicherten Flüssigkeit. Unter großen Druckgasbehältern ordnet man bisweilen Heizschlangen an, so daß sie von warmer Luft umspült werden. Soll der Speicher auch große Gasmengen in der Zeiteinheit abgeben können, so entnimmt man die Gase in flüssigem Zustand und verdampft sie in einem besonderen Verdampfapparat. Zur Entspannung dienen Druckminderventile.

Die ortsveränderlichen Gasflaschen werden stets nahtlos hergestellt. Sie haben in der Regel einen Durchmesser von 200 mm und eine Höhe von etwa 1750 mm. Behälter für gelöstes Acetylen müssen mit einer porösen, homogenen, nicht zusammensinkenden und den Behälterbaustoff nicht angreifenden Masse gefüllt sein, die die Ausbreitung explosionsartiger Zersetzungen verhindert. Im Gebiet des Deutschen Reichs

bestehen für die Füllung, Beförderung und Lagerung von Gasen unter Druck Vorschriften (Druckgasverordnungen), die folgendes regeln: Werkstoffe, Bau, Begrenzung der Abmessungen ortsbeweglicher Behälter, Berechnung der Wandungen, Ausrüstung, insbesondere Anschlußvorrichtungen mit den notwendigen Sicherungen gegen Verwechslungen, Kennzeichnungen durch Aufschriften und Anstriche, Prüfungen und Probedrücke, Fülldruck und Fassungsraum für 1 kg Flüssigkeit für die verschiedenen Gase, Behandlung beim Umfüllen und Befördern.

Literatur: Normalbedingungen für die Herstellung und Lieferung von Gasbehältern. Deutscher Verein von Gas- und Wasserfachmännern. Berlin 1930. — Bamag: Festausgabe zur Halbjahrhundertfeier der Bamag. Berlin 1922. — Grohmann, H.: Verdichtete und verflüssigte Gase. Halle: Wilhelm Knapp 1928. — Schaefer, A.: Einrichtung und Betrieb eines Gaswerkes. München u. Berlin: R. Oldenbourg 1929.

Trocknung.

Von Obering. A. Römer, Hersfeld und Dr.-Ing. L. C. Simon, Ludwigshafen a. Rh.

I. Das Wesen der Trocknung¹.

Unter Trocknung im allgemeinen Sinne ist die Entziehung von Feuchtigkeit aus einem Stoffe zu verstehen. Dieser Vorgang kann entweder auf rein mechanischem Wege oder durch unmittelbaren Wärmeeinwirkung erfolgen. Die mechanische Trocknung, also das Filtrieren unter Anwendung von Druck oder Unterdruck (Filterpressen, Nutschen) sowie das Schleudern (Zentrifugen), ist dadurch gekennzeichnet, daß die Flüssigkeit keine Zustandsänderung zu durchlaufen hat, so daß nur ein verhältnismäßig geringer Energieaufwand notwendig ist. Dafür ist aber diese Trocknungsart in ihrer Wirksamkeit und ihrem Anwendungsbereich beschränkt. Die Trockengrade, die mit ihr erreicht werden, liegen je nach den Eigenschaften des Trockengutes sehr verschieden hoch; keinesfalls kann aber damit eine völlige Trocknung erreicht werden. Ein weiterer Nachteil dieser Trocknungsart ist, daß mit der Flüssigkeit auch alle darin gelösten, unter Umständen wertvollen Stoffe aus dem Gute entfernt werden. In der Regel bedient man sich der mechanischen Trocknungsmethode zum Vortrocknen von Gütern, die in sehr feuchter Form oder in Flüssigkeit suspendiert anfallen.

Trocknung im engeren Sinne ist stets mit unmittelbarer Wärmebewegung verbunden. Von einem Wärmeträger geht durch Leitung oder Strahlung Wärme an die Oberfläche des Trockengutes über. Die Wärmeübertragungsgesetze, nach denen sich dieser Austausch vollzieht, lassen erkennen, daß hierbei vor allem Größe und Beschaffenheit der Gutoberfläche sowie das Temperaturgefälle vom Wärmeträger zum Gute maßgebend sind.

¹ Bearbeitet von Dr.-Ing. Simon.

Ein wesentliches Merkmal der Trocknung mit Wärme ist die stets dabei erfolgende Zustandsänderung der aufzutrocknenden Flüssigkeit. Die Wärme, die in die Oberfläche des Gutes eindringt, breitet sich nach den Gesetzen der Wärmeleitung im Gute aus und vollzieht die Umwandlung der Flüssigkeit in den dampfförmigen Zustand. Diese Umwandlung kann dabei auf zwei verschiedene Arten erfolgen. Wird im feuchten Gute die zu dem vorliegenden Gesamtdruck gehörige Siedetemperatur der Flüssigkeit erreicht, so tritt ein Verdampfen der Flüssigkeit an allen Stellen gleichzeitig ein, und der Dampf entsteht unter dem Gesamtdruck der Umgebung, in die er eintritt. Bleibt dagegen die Temperatur im feuchten Gute unter der Siedetemperatur, so geht die Flüssigkeit unter einem gewissen Teildruck durch Verdunstung in die Umgebung über, wobei stets ein zweiter gasförmiger Stoff — z. B. Luft — vorhanden sein muß, in den hinein die Flüssigkeit verdunsten kann, und dessen Teildruck die Ergänzung zum Gesamtdruck bildet. Daraus erklärt sich, daß die Verdunstung der Flüssigkeit stets nur dort vor sich gehen kann, wo diese in Berührung mit einem Gase steht, und daß die Trocknung eines feuchten Gutes durch Verdunstung von der Oberfläche aus in das Innere fortschreitet. In den häufigsten Fällen liegt Trocknung durch Verdunstung vor.

Mit der Verdunstung geht die Wärme — abgesehen von einem Anteil, der zur Aufheizung des reinen Gutes notwendig ist — in den Dampf über und mit diesem in das Gas, in welches hinein die Verdunstung stattfindet. In diesem Gemische wird also die Wärme wieder aus dem Gute abgeführt. Das Austreten der Feuchtigkeit aus dem Gute in das Dampfgasgemisch ist ein Diffusionsvorgang, dessen Intensität wesentlich von dem Konzentrationsgefälle und damit von dem Teildruckgefälle des Dampfes in dem Gemische abhängig ist.

Damit ist der Trockenprozeß als eine mit einem Diffusionsvorgang verbundene Wärmebewegung gekennzeichnet, woraus die für ihn vorteilhaften Vorbedingungen abgeleitet werden können.

Die Wärmeübertragung an das feuchte Gut kann entweder durch unmittelbare Berührung des Gutes mit heißen Flächen (Kontakt-trocknung) oder mittelbar durch Wärmeträger erfolgen. In beiden Fällen muß bei der Verdunstungstrocknung ein gasförmiger Feuchtigkeitsträger vorhanden sein, der die Feuchtigkeit abführt. Als Wärme- und Feuchtigkeitsträger dienen am häufigsten Luft und Verbrennungsgase, daneben für besondere Zwecke auch andere Gase. Luft und Verbrennungsgase sollen deshalb in erster Linie den weiteren Betrachtungen zugrunde gelegt werden. Ebenso soll seiner Bedeutung entsprechend das Wasser als aufzutrocknende Flüssigkeit vorwiegend zur Behandlung herangezogen werden.

A. Luft als Wärme- und Feuchtigkeitsträger.

1. Wassergehalt und Wärmehalt feuchter Luft.

Bei der Trocknung mit Luft obliegt dieser eine doppelte Aufgabe. Sie hat einerseits die zur Aufheizung des Gutes und zur Verdunstung

des Wassers nötige Wärme an das Gut heranzutragen und abzugeben; andererseits muß sie die verdampfte Flüssigkeit von dem Gute abführen. Der Prozeß der Lufttrocknung ist also mit fortgesetzten Zustandsänderungen von Dampf Luftgemischen verbunden, und es ist deshalb für die kritische Verfolgung der sich abspielenden Vorgänge unerlässlich, sich einen klaren Einblick in das Verhalten von Dampf Luftgemischen zu verschaffen.

Die Fähigkeit der Luft, Wasserdampf aufzunehmen, ändert sich mit ihrer Temperatur und ihrem Drucke. Bei einer bestimmten Temperatur und einem bestimmten Drucke vermag 1 kg Reinform ein gesetzmäßig festliegendes Höchstgewicht an Wasserdampf zu tragen. Ist diese Wassermenge gerade in der Luft enthalten, so ist diese mit Wasser gesättigt, und es liegt der Sättigungswassergehalt x'' kg und die Sättigungstemperatur t'' °C vor. Steigt die Temperatur des Gemisches, während der Wassergehalt je kg Reinform gleich bleibt, so wird der Dampf über seine Sättigungstemperatur hinaus überhitzt. Sinkt jedoch die Gemischtemperatur unter t'' zu einer tieferen Temperatur t_1 , so gehört hierzu ein neuer kleinerer Sättigungswassergehalt x_1'' , und es fällt die Wassermenge $x'' - x_1''$ je kg Reinform aus dem ursprünglichen Gemisch aus.

Der Gesamtdruck p_0 , unter dem das Dampf Luftgemisch steht, ist nach dem auch für diese Gemische genügend genau geltenden Dalton'schen Gesetz gleich der Summe der Teildrücke der Bestandteile, also des Dampfteildruckes p und des Luftteildruckes $p_0 - p$. Ist die Luft mit Wasser gesättigt, so hat der Dampf den zur vorliegenden Temperatur t gehörigen Sättigungsdruck p'' erreicht. Die Sättigungsdrücke des Wasserdampfes können für jede Temperatur aus den Dampf tabellen (vgl. Tabelle S. 634) oder aus der Temperatur — Druck — Kurve für Wasser entnommen werden. Liegt keine Sättigung vor, so ist der Teildruck p des Dampfes kleiner als der Sättigungsdruck p'' . Da sich nun die Raumanteile der verschiedenen Gase eines Gemisches wie die zugehörigen Teildrücke verhalten, so liegt in der Größe des Teildruckes p ein Maß für den Wassergehalt des Gemisches vor. Der Quotient $\frac{p}{p''} = \varphi$ gibt das Verhältnis der im Gemisch vorhandenen Dampfmenge zu jener an, die im Höchsthalle, also im Sättigungszustande, bei gleichem Rauminhalt und gleicher Temperatur in ihm enthalten sein könnte. Dieses Verhältnis wird als relative Feuchtigkeit oder Feuchtigkeitsgrad der Luft bezeichnet¹. Mit diesem Feuchtigkeitsgrad φ und den Drücken läßt sich der Wassergehalt der Luft berechnen; er ist

$$x = 0,622 \frac{\varphi \cdot p''}{p_0 - \varphi \cdot p''} \text{ kg/kg Reinform.} \quad (1)$$

¹ In vielen Fällen ist es anschaulicher und bequemer, an Stelle der relativen Feuchtigkeit bzw. des Feuchtigkeitsgrades φ mit dem Verhältnis $\frac{x}{x''} = \psi$, dem Sättigungsgrad zu arbeiten. Der Zusammenhang ist gegeben durch $\varphi = \frac{p_0 - p}{p_0 - p''}$. Die Größe ψ wurde bereits von Zeuner benutzt und von Mollier aufs neue empfohlen [vgl. Ztschr. Ver. Dtsch. Ing. 73, 1010 (1929)].

Ist der Wassergehalt bekannt, so läßt sich auch der Wärmehalt i eines Dampf-Luftgemisches aus den Einzelwärmehalten von Luft i_L und Dampf i_D summieren. Für ein Gemisch von 1 kg Reinluft und x kg Dampf ist er bei der Temperatur t :

$$i = i_L + i_D = c_{pL} \cdot t + x (r + c_{pD} \cdot t) \text{ kcal.} \quad (2)$$

In dem für viele Fälle der Trocknungstechnik maßgebenden Temperaturbereich beträgt die spezifische Wärme der Luft $c_{pL} = 0,24$ und diejenige des Wasserdampfes $c_{pD} = 0,46$ kcal/kg °C. Bei Bezug auf Luft und Wasser von 0° C wird mit der entsprechenden Verdampfungswärme des Wassers $r = 595$ kcal/kg der Wärmehalt

$$i = 0,24 t + x (595 + 0,46 t) \text{ kcal.} \quad (3)$$

2. Das Molliersche Diagramm für Dampf-Luftgemische.

Den Zusammenhang von Temperatur, Feuchtigkeitsgrad, Wassergehalt und Wärmehalt von feuchter Luft hat Mollier in einem Diagramm für Dampf-Luftgemische (Abb. 1) dargestellt [Mollier: Ein neues Diagramm für Dampf-Luftgemische. Ztschr. Ver. Dtsch. Ing. 67, 869 (1923); 73, 1009 (1929). Hier finden sich die obigen Gleichungen entwickelt]. In ihm lassen sich alle bei der Trocknung vorkommenden Zustandsänderungen feuchter Luft bequem und anschaulich verfolgen.

Da die Zustandsänderungen von Dampf-Luftgemischen bei ihrer technischen Verwendung in den häufigsten Fällen bei unveränderlichem Gesamtdrucke verlaufen, und zwar meist unter nur geringfügiger Abweichung vom atmosphärischen Drucke, ist das Diagramm für einen Gesamtdruck von 735,5 mm QS berechnet und entworfen. Als schiefwinkelige Koordinaten sind die beiden Veränderlichen i und x gewählt, während die beiden übrigen Zustandsgrößen t und φ als Kurvenscharen konstanter Temperatur und konstanten Feuchtigkeitsgrades im Diagramm erscheinen. Die Gerade für $t = 0^\circ \text{ C}$ ist waagrecht gelegt und dient als Hilfsabszissenachse für ein rechtwinkeliges System, in dem zunächst der Wärmehalt des Gemisches

$$i' = (0,24 + 0,46 x) t \quad (4)$$

bezogen auf Luft und Dampf von 0° C über dem Wassergehalt x dargestellt ist. Durch Auftragen der Verdampfungswärme von x kg Wasser bei 0° C, nämlich $595 x$, von der waagerechten Hilfsabszisse senkrecht nach unten, ist die endgültige Abszisse gewonnen, die die Richtung der Linien unveränderlichen Wärmehaltes angibt.

Die einfachste Aufgabe, die bei technischen Rechnungen mit Dampf-Luftgemischen zugleich am häufigsten vorkommt, ist die Feststellung des Wassergehaltes bei einer bestimmten Temperatur und einem bestimmten Feuchtigkeitsgrad. Sie läßt sich mit dem Diagramm leicht lösen; so gibt z. B. der Schnittpunkt einer Temperaturkurve mit der Kurve $\varphi = 1$ sofort den Sättigungswassergehalt x'' kg je kg Reinluft für diese Temperatur an; ebenso kann für einen beliebigen Feuchtigkeitsgrad der Wassergehalt aus dem Diagramm sofort abgelesen werden. Diese Aufgabe ist mit dem gleichen Diagramm auch dann zu lösen, wenn nicht

der dem Diagramm zugrunde gelegte Gesamtdruck von 735,5 mm QS, sondern irgendein anderer Druck vorliegt. Ein anderer Gesamtdruck h läßt das Diagramm sowohl in bezug auf die Schar der Isothermen als auch auf die Schar der φ -Kurven unbeeinflußt; allein der irgendeiner

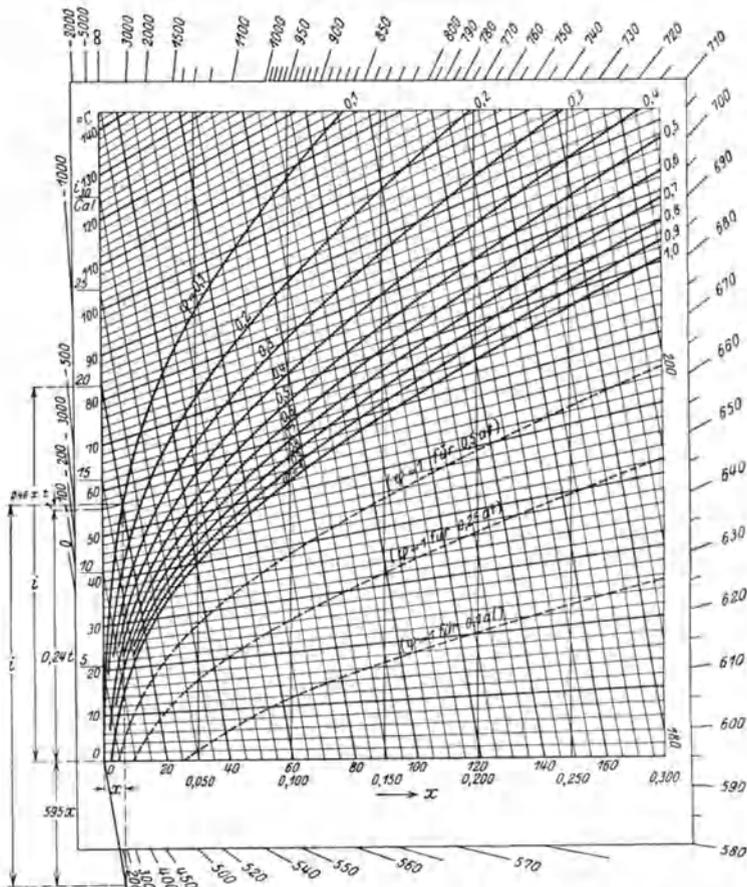


Abb. 1. Diagramm für Dampf-Luftgemische nach Möller.

φ -Kurve zugehörige φ -Wert verschiebt sich, und zwar nimmt die Kurve mit dem Wert φ bei 735,5 mm QS unter einem anderen Gesamtdruck von h mm QS den neuen Wert $\frac{h}{735,5} \cdot \varphi$ an.

Sehr einfach läßt sich auch die Wärmemenge ermitteln, die zur Aufheizung von feuchter Luft nötig ist. Die Vorwärmung oder Zwischenheizung von Luft für einen Lufttrockner geht bei unveränderlichem Feuchtigkeitsgehalt vor sich. Der Vorgang verläuft im Diagramm auf einer Parallelen zur Ordinatenachse, und die zuzuführende Wärmemenge

kann in diesem Falle unmittelbar als Strecke zwischen den Grenzpunkten der Zustandsänderung herausgegriffen werden. Soll z. B. in einem Umlufttrockner eine Zwischenheizung der Luft, die bei einer Temperatur von $t_a = 64^\circ \text{C}$ einen Feuchtigkeitsgrad von $\varphi_a = 0,84$ erreicht hat, auf $t_b = 96^\circ \text{C}$ vorgenommen werden, so verläuft diese

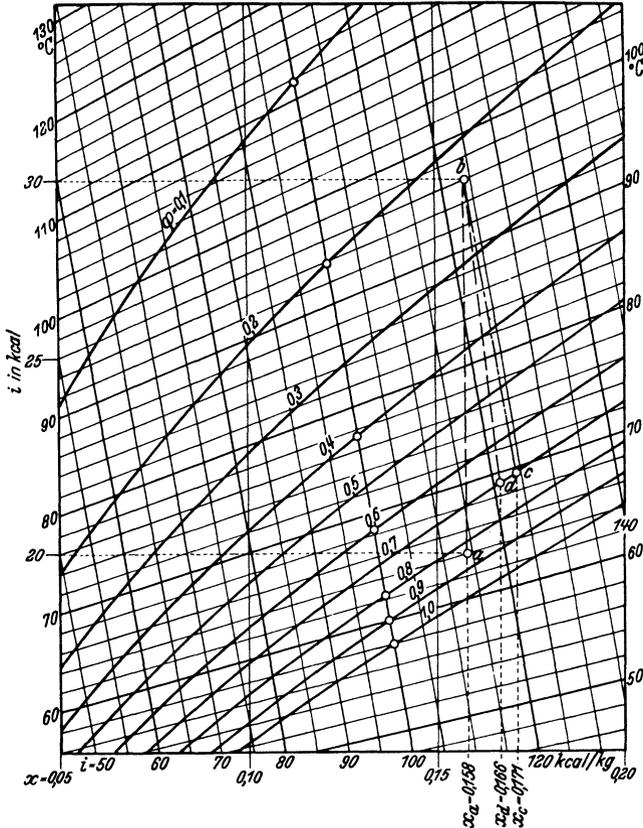


Abb. 2. Ausschnitt aus dem Diagramm für Dampf-Luftgemische nach Mollier.

Zustandsänderung im Diagramm Abb. 2 auf der Geraden $a - b$ und der Wärmeinhalt steigt dabei von $595 x_a + 20$ ($= 114$) auf $595 x_b + 30$ ($= 124$) kcal/kg Reinform; da $x_a = x_b$ ist, sind also 10 kcal je kg Reinform zuzuführen. Der Feuchtigkeitsgrad ist durch die Zwischenheizung auf $\varphi_b = 0,23$ gefallen, so daß die Luft zu weiterer Wasseraufnahme fähig ist.

Erreicht nach der Zwischenheizung die Luft im Verlaufe des weiteren Trocknungsvorganges wieder einen Feuchtigkeitsgrad von $\varphi_c = 0,7$, so würde die Zustandsänderung auf der Linie $b - c$ verlaufen, wenn alle von der Luft in dieser Trocknungsperiode abgegebene Wärme restlos nutzbar

zur Dampfentwicklung verbraucht und mit dem Dampfe wieder an die Luft zurückgelangen würde, also eine Zustandsänderung bei unveränderlichem Wärmehalt vorläge. Meist gehen jedoch wärmeverzehrende Temperaturveränderungen im Gute selbst oder in den Traggestellen vor sich, die neben den unvermeidlichen Wärmeverlusten den Wärmehalt der Luft verringern, so daß die Zustandsänderung etwa nach der Linie $b-d$ verlaufen wird. Die geringere Wärmeausnutzung des Prozesses $b-d$ zeigt sich in dem kleineren Endwassergehalt x_d gegenüber x_c .

Auf ähnliche Weise können in dem Diagramm auch verwickeltere Vorgänge dargestellt werden. Insbesondere lassen sich Wärmebilanzen von Lufttrocknern sehr übersichtlich darin veranschaulichen, womit vor allem die Möglichkeit gewonnen ist, die Arbeitsweise einer solchen Einrichtung rasch und erschöpfend zu beurteilen.

Um einen Vorgang in dem Diagramm darstellen zu können, ist es erforderlich, daß für einen oder mehrere Kennpunkte des Prozesses mindestens zwei Zustandsgrößen des Dampf-Luftgemisches vorliegen. Dabei ist man in den häufigsten Fällen gezwungen, von der Temperatur und dem Feuchtigkeitsgrad der Luft auszugehen, so daß diese bekannt sein oder durch Messungen bestimmt werden müssen.

3. Ermittlung des Feuchtigkeitsgrades der Luft.

Die Ermittlung des Feuchtigkeitsgrades der Luft in einem Trocknungsraume geschieht am einfachsten auf dem Umwege über Temperaturmessungen mit Hilfe der sog. psychrometrischen Differenz, die sich dann zwischen der Anzeige eines trockenen und eines feuchten Thermometers einstellt, wenn man diese in einen Luftstrom bringt. Die beiden Thermometer sind an sich völlig gleich und müssen, auf gleiche Weise angewandt, gut übereinstimmen. Das feuchte Thermometer erhält um seine Quecksilberkugel einen Wattebausch, der während der Messung stets gut angefeuchtet sein muß. Im Luftstrom zeigt das feuchte Thermometer nicht die Lufttemperatur t an wie das trockene Thermometer, sondern eine tiefere Temperatur τ , die dadurch gekennzeichnet ist, daß man bei Abkühlung der Luft auf diese Temperatur mit der dabei frei werdenden Wärme gerade so viel Wasser verdampfen könnte, als zur Sättigung der Luft bei dieser Temperatur noch fehlt¹. Aus der psychrometrischen Differenz $t - \tau$, dem Sättigungsdruck p'_t mm QS bei der Temperatur des feuchten Thermometers τ und einer Konstanten $K = 50$ ergibt sich zunächst der Dampfdruck

$$p = p'' - K(t - \tau) \text{ mm QS.} \quad (4)$$

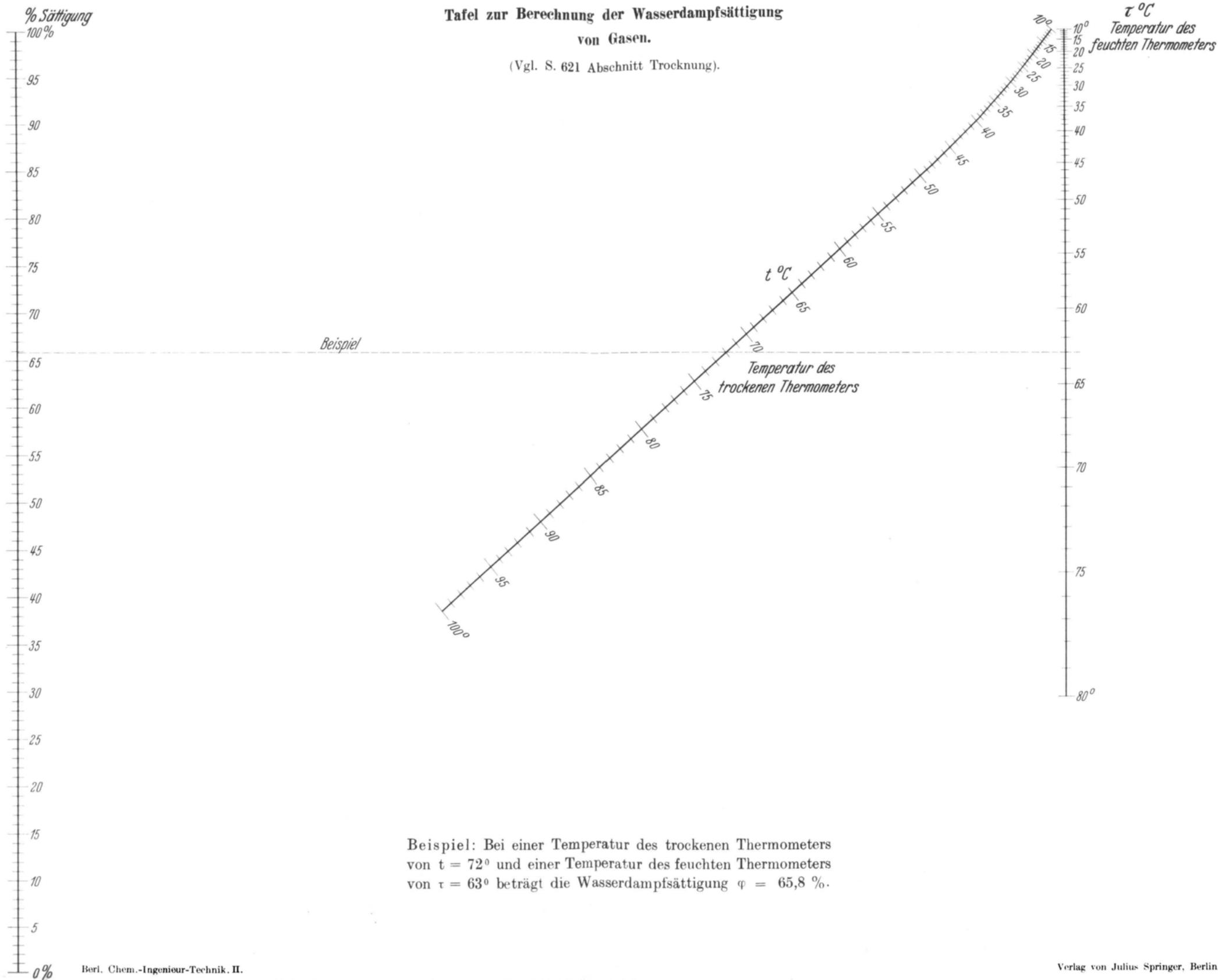
Dann ist bei einem der Lufttemperatur t zugehörigen Sättigungsdampfdruck p'_t der Feuchtigkeitsgrad:

$$\varphi = \frac{p}{p'_t}; \quad (5)$$

¹ Merkel: Verdunstungskühlung. Forsch.-Arb. Ing.-Wes. Heft 275. Merkel hat hier die Temperatureinstellung am feuchten Thermometer ausführlich erläutert und die ursprünglich empirisch gefundene Sprungsche Psychrometerformel mathematisch abgeleitet.

Tafel zur Berechnung der Wasserdampfsättigung von Gasen.

(Vgl. S. 621 Abschnitt Trocknung).



Beispiel: Bei einer Temperatur des trockenen Thermometers von $t = 72^\circ$ und einer Temperatur des feuchten Thermometers von $\tau = 63^\circ$ beträgt die Wasserdampfsättigung $\varphi = 65,8\%$.

aus dem nach Seite 616 der Wassergehalt errechnet werden kann. Dieser läßt sich auch unmittelbar aus der psychrometrischen Differenz und dem der Temperatur τ des feuchten Thermometers zugehörigen Sättigungswassergehalt x'_i ermitteln, und zwar nach der Beziehung:

$$x = x'_i - 0,00043 (t - \tau) \text{ kg/kg Reuluft.} \quad (6)$$

Ein bequemes Ablesen des Feuchtigkeitsgrades gestattet auf Grund der Kenntnis der trockenen und feuchten Temperatur das Diagramm (Abb. 3), das unter Zusammenziehung der obigen Gleichungen aus

$$\varphi = \frac{p'_i - K (t - \tau)}{p'_i} \quad (7)$$

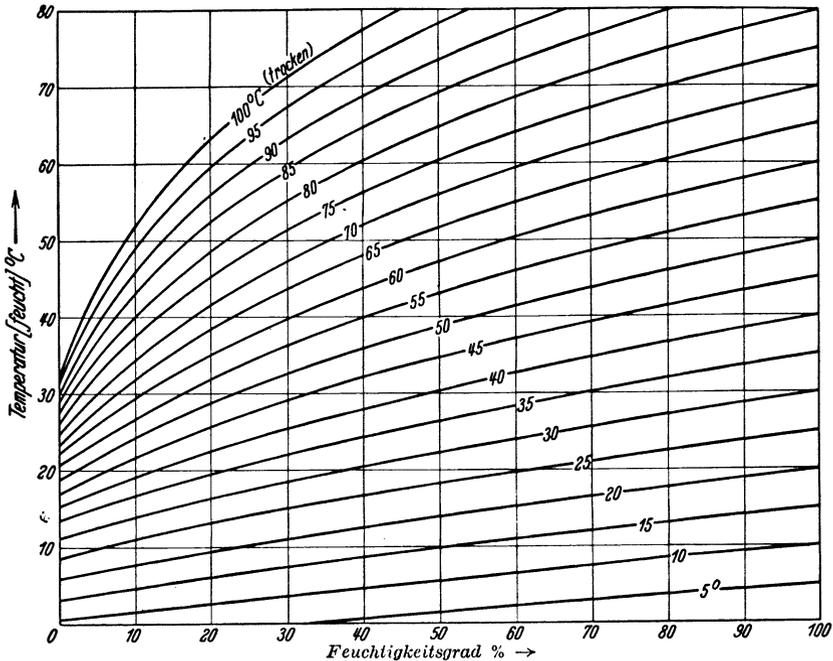


Abb. 3. Psychrometertafel zur Ermittlung des Feuchtigkeitsgrades von Dampf-Luftgemischen auf Grund der Temperaturen des trockenen und feuchten Thermometers.

errechnet wurde¹. (Vgl. auch die beigelegte Tafel, die zur Berechnung des Feuchtigkeitsgrades von Gasen von K. Winnacker-Frankfurt a. M.-Höchst gezeichnet wurde.)

4. Der Trocknungsvorgang an der Oberfläche des Gutes.

Die bisher gewonnenen Erkenntnisse geben nun die Möglichkeit, einen Trocknungsvorgang zu verfolgen und seinen Verlauf einer kritischen Betrachtung zu unterziehen.

¹ Über die Erweiterung des Diagrammes über die früher als Gültigkeitsgrenze angegebene Temperatur von 40° C hinaus vgl. Ebert: Das Aspirationspsychrometer. Ztschr. Physik 35, 689 (1926); 43, 335 (1927); 46, 420 (1928).

Die weitaus wichtigste Rolle bei der Lufttrocknung spielt die Übertragung der Wärme von der Luft an das Gut. Unmittelbar mit ihr gekoppelt ist die Verdunstung der Flüssigkeit sowie die Diffusion des Dampfes in die ihn abführende Luft. Diese drei Vorgänge stehen bei der Trocknung in engster Wechselbeziehung untereinander, so daß keiner von ihnen eine Wandlung erfahren kann, ohne daß die beiden anderen in Mitleidenschaft gezogen werden¹.

Es sei zunächst ein Gut betrachtet, das so feucht ist, daß alle seine Poren und Zwischenräume zwischen den einzelnen Gutteilchen völlig mit Wasser ausgefüllt sind. Dann wird ein kleinstes Teilchen dieses Gutes eine ununterbrochene Oberfläche aufweisen, die abwechselnd von der Substanz des Gutes und von Wasser gebildet wird. In diesem Zustande, der mit vollkommen naß bezeichnet werden soll, hat das

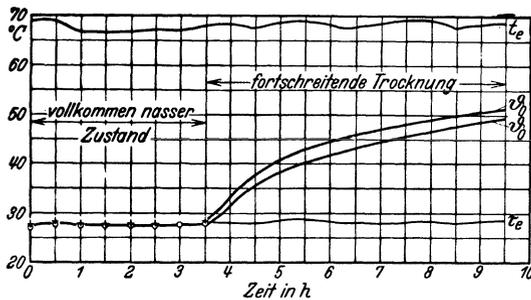


Abb. 4. Temperaturverlauf in der Gutoberfläche.

Gut nach außen hin die größtmögliche Oberfläche. Unterwirft man ein derartiges Gut der Trocknung, indem man Luft darüberstreichen läßt, so geht die Verdunstung unmittelbar in der Oberfläche vor sich. Dabei stellt sich unter dem Einfluß von Wärmeübergang und Verdunstung in der Oberfläche des Gutes eine ganz bestimmte Temperatur ein. Es ist dies die gleiche Temperatur, die sich an dem feuchten Thermometer eines Psychrometers einstellen würde, wenn man dieses in den Luftstrom bringen würde.

Abb. 4 zeigt als Beispiel Kurven von Temperaturen ϑ_0 , die an zwei gegenüberliegenden Punkten der Oberfläche einer Filzplatte während der Trocknung in einem Heißlufttrockner gemessen wurden. Durch geeignete Vorrichtung konnte das verdunstete Wasser immer wieder durch frisches ersetzt werden, so daß der vollkommen nasse Zustand über mehrere Stunden aufrechterhalten werden konnte. Die Darstellung zeigt, daß während dieser Periode die Oberflächentemperaturen genau gleich waren der Temperatur τ_e eines feuchten Thermometers, das sich im Luftstrom am Eingange der Luft in den Trockner befand. Die oberste Kurve in der Abbildung entspricht der gemessenen Eintrittstemperatur t_e der Luft.

Die Temperatureinstellung in der Oberfläche eines vollkommen nassen Gutes ist also vom Zustande der Luft, und zwar von ihrer Temperatur und ihrem Wassergehalt abhängig.

¹ Über die Wechselbeziehungen von Wärmeübergang, Verdunstung und Diffusion vgl. Lewis: The evaporation of a liquid into a gas. Mech. Engng. 44, 445 (1922). — Merkel: Verdunstungskühlung a. a. O. — Nusselt: Wärmeübergang, Diffusion und Verdunstung. Ztschr. angew. Math. Mech. 10, 105 (1930).

Die Temperatur der Luft sinkt infolge des Wärmeaustausches längs des Weges an der Gutoberfläche immer mehr ab. Da beim vollkommen nassen Zustand im Gute keine Temperaturänderung eintritt, wird alle an das Gut abgegebene Wärme zur Verdunstung verbraucht und mit dem Dampf an die Luft zurückgebracht. Die Zustandsänderung der Luft verläuft bei unveränderlichem Wärmeinhalte. Die Temperatursenkung der Luft hört auf, wenn diese keine Wärme mehr an das Gut abgibt, was dann der Fall ist, wenn Luft- und Oberflächentemperatur gleich geworden sind. In diesem Augenblick ist die völlige Sättigung der Luft mit Wasser erreicht, und es ist jetzt zu erkennen, daß der Wärmeinhalt der Luft, der über den ganzen Vorgang unverändert blieb, gleich dem Wärmeinhalte gesättigter Luft bei der Temperatur der Oberfläche ist.

Auf Grund dieser Erkenntnis läßt sich nun für jeden Luftzustand die Oberflächentemperatur des Gutes aus dem Mollierschen Diagramm für Dampf-Luftgemische bestimmen. Für die praktische Trocknungstechnik ist vielfach der umgekehrte Weg von Wichtigkeit. Im Sinne der Wirtschaftlichkeit wird man danach trachten, die Heißlufttemperatur möglichst hoch zu halten. Andererseits vertragen viele Güter nur mäßige Temperaturen, so daß man bei der Trocknung an eine bestimmte Höchsttemperatur des Gutes gebunden ist. Liegt diese fest, so kann man unter Berücksichtigung des Feuchtigkeitsgrades der Luft deren Höchsttemperatur aus dem Mollierschen Diagramm ermitteln. Darf z. B. die Guttemperatur 58°C nicht überschreiten, so ist für diese Temperatur der Sättigungswärmeinhalt ($\varphi = 1$) im Diagramm (Abb. 2, S. 619) mit 100 kcal/kg zu ermitteln. Längs der Linie $i = 100\text{ kcal/kg}$ lassen sich nun je nach dem Anfangsfeuchtigkeitsgrad φ_e der Luft die Heißlufttemperaturen t_e bestimmen, und zwar wird für

$\varphi_e = 0,9$	$0,8$	$0,6$	$0,4$	$0,2$	$0,1$
$t_e = 60^{\circ}$	$62,4^{\circ}$	$68,5^{\circ}$	$77,5^{\circ}$	94°	112°C .

Man kann also unbesorgt Heißluft von 112°C mit einem Feuchtigkeitsgrad von $0,1$ über ein vollkommen nasses Gut leiten, ohne daß die Guttemperatur 58°C überschreitet. Dabei ist allerdings zweierlei zu beachten. Bei geringer Luftgeschwindigkeit ist infolge der niedrigen Wärmeübergangszahl der Wärmetransport von der Luft an das Gut und zurück klein, so daß hauptsächlich bei höheren Temperaturen die Wärmeinstrahlung aus der Umgebung merkbaren Einfluß bekommen und die Guttemperatur nach oben treiben kann. Weiterhin ist Vorsicht geboten, wenn das Gut auf metallischen Trägern aufliegt, da auch an diesen Berührungspunkten das Gut durch unmittelbare Wärmeleitung höhere Temperaturen anzunehmen vermag.

Der Temperaturverlauf in der Luft auf ihrem Wege über das Gut ist durch stetige Absenkung charakterisiert. Er wird beeinflußt von der stündlich über die Gutoberfläche streichenden Luftmenge L , deren spezifischen Wärme c_p , der Größe F und der Temperatur ϑ'_0 der Gutoberfläche, der Wärmeübergangszahl α von der Luft an das Gut sowie von der Anfangstemperatur t_e , mit welcher die Luft in den Trocknungs-

prozeß eintritt. Solange ϑ_0'' konstant bleibt, also für den vollkommen nassen Zustand, kann die Lufttemperatur für irgendeine Stelle aus der Beziehung

$$t = (t_e - \vartheta_0'') \cdot e^{-\frac{\alpha \cdot F}{L \cdot c_p}} + \vartheta_0'' \quad (8)$$

errechnet werden¹. Bei entsprechend gearteten Gütern kann die Berechnung des Verlaufes der Lufttemperatur einen Anhaltspunkt für die richtige Anordnung der Luftzwischenheizung bieten. Das Diagramm Abb. 5, das im wesentlichen eine Funktion der Basis $e = 2,7183$ der natürlichen Logarithmen darstellt, gibt die Möglichkeit, mit einer einfachen Hilfskonstruktion die gesuchte Lufttemperatur zu ermitteln.

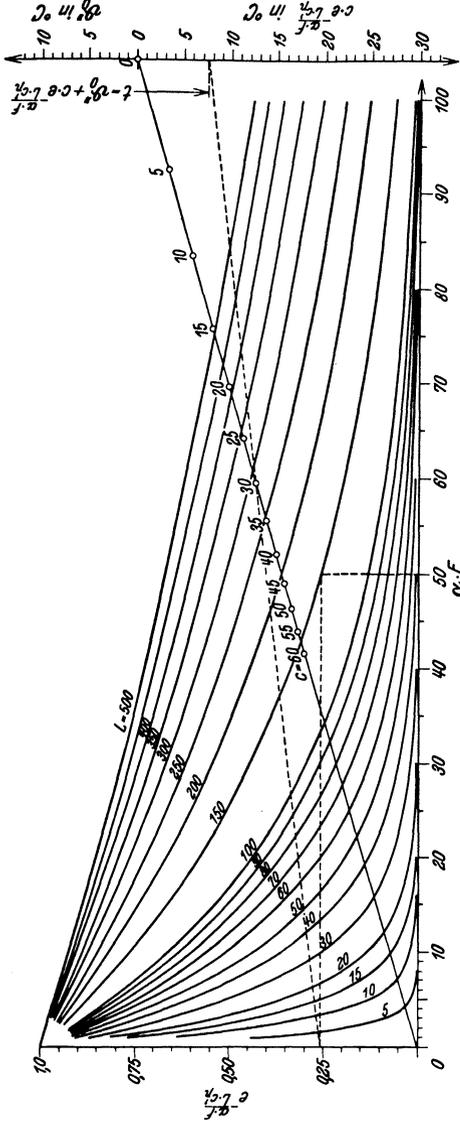


Abb. 5. Verlauf der Lufttemperatur bei „vollkommen nassem“ Zustande des Gutes. Beispiel: $\alpha \cdot F = 50 \text{ kcal/h} \cdot ^{\circ}\text{C}$; $L = 150 \text{ kg/h}$; $c = t_e - \vartheta_0'' = 30^{\circ}\text{C}$; ermittelte Lufttemperatur $t = \vartheta_0'' + 7,6^{\circ}\text{C}$.

5. Der Trocknungsvorgang im Inneren des Gutes.

Die Betrachtungen galten bisher einem vollkommen nassen Gute. Sind dessen Voraussetzungen nicht mehr gegeben, d. h. tritt im weiteren Verlaufe der Trocknung ein langsames Zurückweichen der Grenzfläche zwischen Wasser und Luft in das Innere des Gutes ein und entstehen allmählich wasserfreie Zwischenräume zwischen den einzelnen Teilchen des Gutes an der Oberfläche, in die dann ein die Diffusion vermittelndes Dampf-Luftgemisch eintritt, so wird das Gleichgewicht zwischen Wärmeübergang und Verdunstung gestört; es ändert sich sowohl die wärmeübertragende Fläche als auch die Wärmeübergangszahl, und die

meübergang und Verdunstung gestört; es ändert sich sowohl die wärmeübertragende Fläche als auch die Wärmeübergangszahl, und die

¹ Simon: Beitrag zur Kenntnis des Trocknungsvorganges. Diss. Dresden 1925. Hier findet sich die Gleichung entwickelt und erläutert.

Oberflächentemperatur beginnt zu steigen; es wird Wärme zur Temperaturerhöhung des Gutes selbst verbraucht. Der Anstieg der Temperatur des Gutes dauert so lange, bis ein weiterer Wärmeübergang von der Luft an die Oberfläche unmöglich ist, was dann der Fall ist, wenn das Gut die Lufttemperatur angenommen hat. Zu diesem Zeitpunkte des Trocknungsvorganges darf also die Lufttemperatur keinesfalls eine Höhe erreichen, die für das Gut unzutraglich ist.

Es ist eine regelmäßige Erscheinung, daß die Trocknung beim Erreichen höherer Trockengrade immer langsamere Fortschritte macht. Das drückt sich besonders in der sich stetig verlangsamenden Temperatursteigerung im Gute aus. Abb. 4 läßt erkennen, wie die Kurven der Oberflächentemperaturen einer Filzplatte mit fortschreitender Trocknung immer flacher werden, und die Annäherung der Oberflächentemperatur an die Heißlufttemperatur und damit das Erreichen des höchstmöglichen Trockengrades des Gutes zeitlich immer mehr verzögert wird. Die hohen Trockengrade kosten also sehr viel Zeit und Energie.

Die natürliche Begründung für diese Erscheinungen liegt in den Wärmeübergangs- und Diffusionsvorgängen, für welche die Bedingungen mit fortschreitender Trocknung stetig ungünstiger werden. Sehr häufig liegt sie aber auch in der besonderen Natur der Güter; z. B. bei solchen Gütern, die bei scharfer Oberflächentrocknung ihre Poren schließen und damit der inneren Feuchtigkeit den Weg nach außen versperren. In solchen Fällen ist es ratsam, von vorneherein die Trocknung mit nicht zu hoher Temperatur und nicht zu niedrigem Feuchtigkeitsgrad der Luft einzuleiten.

Hier entsteht die Frage, welche Temperaturen und welche übrigen Luftigenschaften sich für die Trocknung eines Gutes am besten eignen. Abgesehen von der Rücksicht, die auf die Eigenschaften des Gutes im besonderen genommen werden muß, ist dies eine reine Frage der Wirtschaftlichkeit, die ihrerseits in erster Linie von Wärmeverbrauch und Zeitbedarf bestimmt wird.

Der Einfluß der einzelnen maßgebenden Faktoren auf den Wärmeverbrauch eines Trocknungsprozesses läßt sich weitgehend im Mollier'schen Diagramm (S. 617) für Dampfluftgemische erkennen. Außerdem hat Merkel in einer Reihe von Diagrammen die verschiedenen Faktoren hinsichtlich ihrer Auswirkung auf die Wirtschaftlichkeit eines Trocknungsverfahrens eingehend untersucht.

6. Spezifischer Wärmeverbrauch und spezifische Luftmenge.

Kennzeichnend für die Güte einer Trocknung ist der spezifische Wärmeverbrauch, das ist der Aufwand an Wärme zum Auftrocknen einer bestimmten Wassermenge. Es soll zunächst der verlustlose Vorgang betrachtet werden, bei dem die gesamte verbrauchte Wärme zum Auftrocknen verwendet wird. Bei einer ausgeführten Trocknungsanlage treten hierzu noch: die Wärme zur Aufheizung des Gutes und dessen Tragvorrichtungen, die Wärme zur Deckung der Verluste, die durch

¹ Merkel: Beitrag zur Thermodynamik des Trocknens. Ztschr. Ver. Dtsch. Ing. 67, 81 (1923).

Leitung und Strahlung entstehen, sowie die Wärme, die in Form von Antriebsenergie für Ventilatoren zur Förderung der Luft und für sonstige bewegte Einrichtungen aufzuwenden ist.

Von Einfluß auf den spezifischen Wärmeverbrauch sind: Temperatur und Feuchtigkeitsgrad der Frischluft, Temperatur und Feuchtigkeitsgrad der Abluft, Temperatur des aufzutrocknenden Wassers und schließlich der Druck, unter dem die Trocknung vor sich geht.

Die Frischlufttemperatur bildet den Ausgangspunkt für die Vorwärmung der Luft. Es leuchtet ohne weiteres ein, daß der Aufwand an Wärme zur Aufheizung der Frischluft auf eine bestimmte Heißlufttemperatur um so kleiner wird, je höher die Frischlufttemperatur liegt. Weiterhin ist einleuchtend, daß der Einfluß der Frischlufttemperatur auf den Wärmeverbrauch um so geringer wird, je weniger Luft zur Auftrocknung einer bestimmten Wassermenge gebraucht wird, je kleiner also die spezifische Luftmenge ist.

Werden in einem Trockenprozeß, wie er im Diagramm für Dampf-Luftgemische (Abb. 6) durch den Luftzustand 1 am Eintritt in den Trockner, den Heißluftzustand $1'$ und den Luftzustand 2 am Austritt aus dem Trockner dargestellt ist, mit 1 kg Luft $x_2 - x_1$ kg Wasseraufgetrocknet, so ist zur Auftrocknung von 1 kg Wasser die spezifische Luftmenge:

$$l = \frac{1}{x_2 - x_1} \text{ kg/kg} \quad (9)$$

und die spezifische Wärmemenge:

$$q = l \cdot (i_2 - i_1) = \frac{i_2 - i_1}{x_2 - x_1} \text{ kcal/kg} \quad (10)$$

aufzuwenden. Daraus ist zu ersehen, daß der spezifische Wärmeverbrauch q durch die Neigung der Verbindungsgeraden $1-2$ im Diagramm gekennzeichnet ist. Zur leichten Bestimmung von q ist der Neigungswert von $\frac{\Delta i}{\Delta x}$ durch einen Maßstab am Rande des Diagramms (vgl. Abb. 1, S. 618) angegeben, und zwar derart, daß für eine bestimmte Neigung eine Parallele durch den Ursprung sofort den Wert q auf dem Randmaßstab ausschneidet.

Aus Abb. 6 ist sofort zu erkennen, daß mit steigender Frischlufttemperatur (Punkt 1) die Neigung $1-2$ immer flacher wird, der Wärmeverbrauch q also abnimmt.

Der spezifische Luftverbrauch

$$l = \frac{1}{x_2 - x_1} \quad (11)$$

ist aus dem Diagramm als reziproker Wert des waagerechten Abstandes der Zustandspunkte 1 und 2 zu entnehmen. Bleibt der Anfangszustand der Luft der gleiche und wird die aufgenommene Wassermenge Δx z. B. durch wiederholtes Umwälzen und Aufheizen immer mehr gesteigert, so rückt der Punkt 2 im Diagramm immer mehr nach rechts, d. h. die spezifische Luftmenge l wird immer kleiner. Andernfalls verschiebt sich bei weniger hoher Vorwärmung der Frischluft und bei gleichem Feuchtigkeitsgrad der Abluft der Punkt 2 nach links, etwa zum Punkt 3 , woraus sich sofort eine größere spezifische Luftmenge ergibt. Bei niedrigerer

Heißlufttemperatur ist die gleiche spezifische Luftmenge nur durch höhere Sättigung der Abluft zu erzielen.

Der spezifische Wärmeverbrauch q läßt sich für alle möglichen Fälle durch die Neigung der Verbindungsgeraden von Frischluft- und Abluftpunkt im Diagramm Abb. 6 sofort beurteilen. Hält man zunächst den Frischluftpunkt 1 sowie den Heißluftpunkt $1'$ fest, so kann bei verlustlosem Vorgang der Abluftpunkt nur in die Richtung $1'-2$ ($i = \text{konst}$) fallen; die Neigung $1-2$ wird dann um so flacher, je höher der Feuchtigkeitsgrad der Abluft getrieben wird. Damit spricht das Diagramm die einfache Erkenntnis aus, daß unter sonst gleichen Umständen der spezifische Wärmeverbrauch um so kleiner wird, je höher die Abluft gesättigt ist.

Läßt man nun bei gleichem Frischluftzustand (Punkt 1) den Abluftpunkt 2 auf der Linie gleichen Feuchtigkeitsgrades der Abluft (z. B. $\varphi = 0,6$) wandern, so ergibt sich in jenem Falle, in dem die Verbindungsgerade $1-2$ Tangente an die Linie $\varphi = 0,6$ wird, ein Höchstwert für den spezifischen Wärmeverbrauch. Es gibt also einen gewissen Bereich, in welchem selbst bei voller Sättigung der Abluft (vgl. Tangente $1-4$ an die Linie $\varphi = 1,0$) mit größtmöglichem spezifischem Wärmeverbrauch gearbeitet wird.

Über und unter diesem Tangentenpunkt gibt es nun für jeden Feuchtigkeitsgrad der Abluft Punkte, die paarweise den gleichen spezifischen Wärmeverbrauch aufweisen; die Gerade $1-4$ zeigt beispielsweise zwei Schnittpunkte mit der Linie $\varphi = 0,9$. Der trocknungstechnische Unterschied der durch diese beiden Schnittpunkte gekennzeichneten Arbeitsweisen liegt in der Verschiedenheit der spezifischen Luftmenge. Hat die Abluft den Zustand, wie ihn Punkt 4 im Diagramm kennzeichnet, so trägt sie je kg Reinluft $x_4 - x_1$ kg Wasser aus dem Gute fort, während im anderen Falle der Austrag an Wasser je kg Reinluft bedeutend geringer ist. Beide Arbeitsweisen unterscheiden sich also im Ablauf des gesamten Trocknungsvorganges entweder im Aufwand an Zeit oder im Aufwand an Energie zur Förderung der verschiedenen Luftmengen.

Der Einfluß der Frischlufttemperatur auf den Wärmeverbrauch wird um so kleiner, je weiter der Zustandspunkt der Abluft im Diagramm nach rechts rückt, je höher also Ablufttemperatur und Abluft-

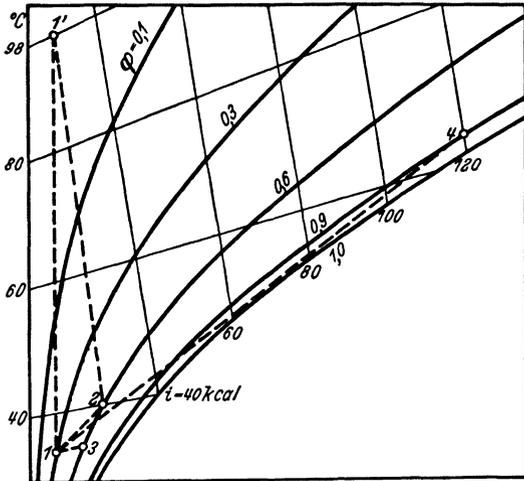


Abb. 6. Ausschnitt aus dem Diagramm für Dampf-Luftgemische nach Mollier.

sättigung werden; er verschwindet ganz, wenn dieser Zustandspunkt unendlich weit nach rechts rückt, wenn also $l = 0$ wird, d. h., wenn reine Verdampfung eintritt. Der spezifische Wärmeverbrauch q wird dann $595 + 0,46 t = 640$ kcal.

Je niedriger die Temperatur der Frischluft liegt, desto wichtiger ist es, den Trockner mit der höchstzulässigen Ablufttemperatur zu betreiben.

Für den Einfluß des Feuchtigkeitsgrades der Frischluft gelten ähnliche Überlegungen, wie sie für die Frischlufttemperatur durchgeführt wurden. Durch höhere Sättigung der Frischluft ist höherer Luft- und Wärmeverbrauch bedingt. Ihr Einfluß wird ebenfalls geringer, je höher Temperatur und Sättigung der Abluft werden. Er verschwindet ganz bei reiner Verdampfung. Ein hoher Feuchtigkeitsgrad der Frischluft gibt also Veranlassung, möglichst hohe Ablufttemperatur und Abluftsättigung anzustreben.

Der Einfluß von Temperatur und Feuchtigkeitsgrad der Abluft geht bereits aus den vorausgeschickten Betrachtungen deutlich hervor; auch die Ursache für die wärmewirtschaftlichen Vorteile hoher Ablufttemperatur und Abluftsättigung, nämlich kleiner Luftbedarf, ist klar erkannt worden. Der Nachteil der Trocknung mit vorerhitzter Luft, wie sie durch die Zustandspunkte 1 und 2 in Abb. 6 dargestellt ist, zeigt sich in der Lage des Punktes 2. Meist arbeiten derartige Trockner mit einer Heißlufttemperatur zwischen 50 und 150° C und befinden sich damit in dem ungünstigsten Gebiete des höchsten spezifischen Luft- und Wärmeverbrauchs. Eine Besserung läßt sich durch stetige oder stufenweise Wärmezufuhr oder durch Luftumwälzung, verbunden mit wiederholter Aufheizung erzielen, so daß die Luft auf ihrem ganzen Wege durch den Trockner möglichst die höchstzulässige Temperatur erreicht und beibehält.

Die Wichtigkeit hoher Temperatur t_2 und hohen Feuchtigkeitsgrades φ_2 der Abluft sei noch zahlenmäßig durch ein Beispiel belegt, das Merkel einem seiner Diagramme für eine höchstzulässige Temperatur von 75° C entnommen hat.

Art der Wärmezufuhr	$\varphi_2 = 1,0$			$\varphi_2 = 0,25$		
	q kcal/kg	l kg/kg	t_2 ° C	q kcal/kg	l kg/kg	t_2 ° C
Vorerhitzung der Frischluft	705	50	25	1095	75	50
Stetige Wärmezufuhr	620	2,7	75	828	15	75

Die Temperatur des aufzutrocknenden Wassers beeinflusst den spezifischen Wärmeverbrauch nur gering, da sich lediglich die Aufheizwärme des Wassers etwas verschiebt, diese aber an sich klein ist gegenüber der Verdampfungswärme. Das Diagramm bezieht sich auf Wasser von 0° C; liegt die Wassertemperatur höher, so gibt das Diagramm etwas zu hohe q -Werte an.

Der Einfluß des Druckes auf den Wärmeverbrauch geht aus der Lage der Kurven für $\varphi = 1$ bei niedrigeren Drücken hervor. Die Trocknung bei Unterdruck ist wärmetechnisch überlegen. Schwankungen des atmosphärischen

Druckes in normalen Grenzen spielen jedoch keine Rolle. Lufttrocknung im Sinne der bisherigen Behandlung kommt unter Vakuum kaum zur Anwendung; die bei der Vakuumtrocknung auftretenden besonderen Verhältnisse sind in einem späteren Abschnitt (S. 656) behandelt.

Neben der Beurteilung eines Trocknungsverfahrens nach seinem theoretischen Wärmeverbrauch zum Auftrocknen von 1 kg Wasser hat sich die Bewertung eines Trockners auch auf den Wärmeaufwand für die Aufheizung des Reingutes und der inneren Einrichtungen, für die Deckung der Wärmeverluste und schließlich für den Antrieb der Belüftung und sonstiger bewegter Vorrichtungen zu erstrecken, wobei diese einzelnen Wärmemengen zweckmäßig auch auf 1 kg aufgetrocknetes Wasser bezogen werden.

Der auf 1 kg aufgetrocknetes Wasser bezogene Wärmeaufwand zur Aufheizung des Gutes tritt im allgemeinen zurück, da die spezifische Wärme und das spezifische Gewicht des Gutes gegenüber jenen des Wassers meist klein sind. Stärker fühlbar wird er, wenn der Anfangstrockengehalt des Gutes schon sehr hoch liegt, wenn also das Gewicht des Reingutes gegenüber jenem des aufzutrocknenden Wassers hoch ist. Außerdem wird dieser an sich nutzlose Wärmeverbrauch um so größer, je höher die Trocknungstemperatur und je niedriger die Anfangstemperatur des Feuchtgutes liegt.

Ähnlich ist es mit dem Wärmeverbrauch für die Aufheizung der inneren Einrichtungen. Er richtet sich nach deren Umfang und der Häufigkeit ihrer Abkühlung beim Be- und Entladen.

7. Wärmeverluste.

Die Wärmeverluste entstehen auf verschiedene Weise. Infolge des Überdruckes, der, wenn auch nur in geringem Maße, durch die Belüftung im Trockner erzeugt wird, tritt bei vorhandenen Undichtheiten ständig Heißluft aus, die entsprechende unausgenützte Wärmemengen aus dem Trockner in den umgebenden Raum ausführt. Neben dem unmittelbaren Wärmeverlust hat dieser Vorgang häufig noch zur Folge, daß sich die Frischluft, wenn sie aus dem gleichen Raume entnommen wird, allmählich vollständig mit Wasserdampf sättigt und damit Veranlassung zu höherem spezifischem Luft- und Wärmeverbrauch gibt. Es ist besonders in großen Trocknereien, bei welchen viele Trockner in dem gleichen Raume untergebracht sind, von größter Wichtigkeit, jeden einzelnen Apparat weitgehend luftdicht zu halten und die Abluft durch besondere Schächte sicher abzuführen.

Von großer wärmewirtschaftlicher Bedeutung ist die Herabminderung jener Wärmeverluste, die durch Leitung und Strahlung entstehen. Die Gesetze der Wärmeübertragung (s. Bd. II, S. 97) zeigen, daß die Wärmeverluste in erster Linie abhängen von der Größe der wärmeaustauschenden Flächen, von der Temperaturdifferenz, auf Grund deren die Wärme aus dem Trockner abwandert, von der Wärmedurchgangszahl und schließlich beim Bezug der Verlustwärme auf 1 kg aufgetrocknetes Wasser von der Zeit, die zur Auftrocknung dieser Wassermenge gebraucht wird. Um die

Wärmeverluste klein zu halten, hat man daher vor allem eine äußere Form des Trockners anzustreben, die für ein bestimmtes Fassungsvermögen der Umgebung möglichst kleine Oberfläche bietet, also etwa Würfelform.

Die Verkleinerung der Temperaturdifferenz muß bei festliegender Trocknungstemperatur durch Steigerung der Außentemperatur erstrebt werden; man wird daher einen möglichst warmen und trockenen Aufstellungsort wählen; unter Umständen kann dieser durch Abwärme künstlich warm gehalten werden.

In der Wärmedurchgangszahl k kommen die Stärke δ und die Wärmeleitfähigkeit λ des Baustoffes der Umfassungswände sowie die innere (α_i) und äußere (α_a) Wärmeübergangszahl zum Ausdruck, und zwar nach der Beziehung

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_i} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_a}. \quad (12)$$

Die Wärmeleitfähigkeit für die gebräuchlichen Isolierstoffe liegt etwa zwischen 0,04 und 0,1 kcal/m · h · °C; die Isolierstärke δ ist für gegebene Verhältnisse durch den für sie noch wirtschaftlichen Aufwand begrenzt.

Da die Wärmeübergangszahl α_i infolge der festliegenden Verhältnisse im Innern des Trockners kaum beeinflussbar ist, wird für die Größe der Wärmedurchgangszahl k hauptsächlich α_a maßgebend. Die Wärmeübergangszahl α_a an der Außenseite kann mit etwa 4 kcal/m² · h · °C bei ruhender Luft angenommen werden; sie steigt bis etwa 12 kcal/m² · h · °C bei bewegter Luft. Aus diesem Grunde wird man für den Trockner einen vor Luftzug geschützten Aufstellungsort wählen. Bezüglich der äußeren Beschaffenheit des Trockners ist zu beachten, daß die Strahlungsverluste durch Verkleinerung der Strahlungskonstanten herabgemindert werden können, was durch geeignete helle Farbe und glatte Beschaffenheit der Oberfläche erreicht wird. Für die Wärmeabfuhr nach dem Boden (Beton auf gewachsenem Boden) kann je nach den besonderen Verhältnissen mit einem Durchgangswert von $k = 1,5\text{—}2$ kcal/m² · h · °C gerechnet werden.

Da die gesamten Wärmeverluste praktisch zeitlich unverändert bleiben, spielt in ihrem Verhältnis zum nutzbaren Wärmearaufwand die Trocknungsdauer eine große Rolle. Langsame Trocknung läßt die Verlustwärmemengen sehr fühlbar werden.

8. Antriebsenergie.

Schließlich ist noch der Wärmeverbrauch zu berücksichtigen, der in Form von Energie zum Antriebe der bewegten Vorrichtungen sowie der Belüftung entsteht. In den meisten Fällen handelt es sich dabei um Einrichtungen, die das Gut auf gleichem Niveau bewegen, so daß lediglich Arbeit zur Überwindung der Reibungswiderstände aufzuwenden ist, deren Größe im wesentlichen durch die konstruktive Durchbildung bestimmt ist.

Die Belüftung erfolgt in der Regel durch Ventilatoren. Die Aufgabe des Ventilators besteht darin, eine bestimmte Luftmenge gegen einen gewissen Widerstand, der zum größten Teil durch die Einbauten

hervorgerufen wird, zu fördern. Die Luftmenge ist durch den spezifischen Luftbedarf und bei Umwälzverfahren außerdem durch die Luftgeschwindigkeit bestimmt. Die Widerstände bedingen eine dynamische Druckhöhe von meist nur wenigen mm WS; der auftretende statische Überdruck ist so klein, daß er unbeachtet bleiben kann. Häufig muß versucht werden, die Trocknungsdauer durch Erhöhung der Wärmeübergangszahl und Beschleunigung des Diffusionsvorganges abzukürzen. Das Mittel hierzu ist die Erhöhung der Luftgeschwindigkeit, die ihrerseits bei gegebenem Ventilator durch Steigerung der Drehzahl erreicht werden kann. Da nun der dynamische Druck mit der 2. Potenz der Luftgeschwindigkeit wächst und diese sowie die Luftmenge direkt proportional der Drehzahl sind, steigt die Antriebsarbeit des Ventilators mit der 3. Potenz der Drehzahl. Ventilatoren haben im allgemeinen schlechten Wirkungsgrad; sie setzen je nach ihrer Größe etwa 40—80% der aufgenommenen Energie in Förderleistung um.

9. Wärmebilanz und Wirtschaftlichkeitsbetrachtung.

Alle bisher angeführten und erläuterten Wärmemengen zusammengefaßt ergeben die Wärmebilanz eines Trockners. Diese kann für die verschiedenen Trocknerarten sehr abweichende Ergebnisse aufzeigen. Auch in bezug auf den gleichen Trockner ist eine beträchtliche Verschiebung der Wärmebilanz je nach der Führung des Trocknungsprozesses möglich.

Der größte Teil der einem Trockner zugeführten Wärme verläßt diesen in der Regel wieder mit der Abluft, und zwar überwiegend als latente Wärme im Dampfanteil. Um diese Wärmemenge nicht verloren zu geben, hat man versucht, sie für den Trocknungsprozeß dadurch weitgehend zurückzugewinnen, daß man sie unter teilweiser Kondensation des Dampfes der Abluft in Wärmeaustauschern zur Vorwärmung der Frischluft heranzieht. Da hierzu infolge der kleinen Wärmeübergangszahlen und der meist geringen Differenzen der Austauschtemperaturen große Austauschflächen notwendig werden, ist der Vorteil einer solchen Rückgewinnung nicht allgemein gewährleistet, sondern muß von Fall zu Fall erwogen werden.

Anders liegen die Verhältnisse, wenn der Wärmeträger selbst zurückgewonnen bzw. für wiederholte Verwendbarkeit aufgearbeitet werden soll. Dies kommt besonders dann in Frage, wenn an Stelle von Luft irgendein anderes wertvolles Gas als Wärmeträger verwendet werden muß, so z. B. Stickstoff, wenn das Gut feuergefährlich ist oder im Luftstrom zu unerwünschter Oxydation neigt. Dann wird man die aufgenommene Feuchtigkeit durch Kühlung des Abgases aus diesem entfernen und durch nachfolgende Aufheizung das Gas wieder für Wasser aufnahmefähig machen, um es von neuem an dem Trocknungsprozeß teilnehmen lassen zu können.

Nicht immer ist durch eine gute Wärmeausnutzung allein die hohe Wirtschaftlichkeit eines Trocknungsverfahrens gewährleistet. Besonders dann, wenn die Wärme billig zur Verfügung steht, oder wenn es sich in

Großtrocknereien um fortlaufende Trocknung großer Mengen handelt, kann eine Verkürzung der Trocknungsdauer auf Kosten der Wärmeausnutzung wesentliche Vorteile bringen. Die Trocknungsdauer ist eine Funktion der Geschwindigkeit des Wärmeaustausches zwischen Gut und Luft, also im wesentlichen abhängig von der Temperaturdifferenz zwischen Luft und Gut sowie von der Menge und dem Feuchtigkeitsgrad der Luft. Je höher der Feuchtigkeitsgrad der Abluft im Sinne einer guten Wärmeausnutzung getrieben wird, desto geringer wird die Verdunstungsgeschwindigkeit und desto größer wird die Trocknungsdauer. Um die Trocknungszeit abzukürzen, muß mit geringerem Feuchtigkeitsgrad der Abluft, d. h. mit höherer spezifischer Luftmenge und infolgedessen mit geringerem thermischen Wirkungsgrad gefahren werden. Verkürzung der Trocknungsdauer und gute Wärmeausnutzung liegen zwar im gleichen Sinne einer hohen Wirtschaftlichkeit, beschränken sich aber gegenseitig in ihrem Anwendungsbereich. Es muß von Fall zu Fall erwogen werden, welche Vereinigung dieser beiden Komponenten am günstigsten zum Ziele führt. Eine wesentliche Verkürzung der Trocknungszeit bei sonst gleichen Verhältnissen ist vor allem durch Vergrößerung der Oberfläche des Gutes, also durch dessen feine Verteilung zu erreichen, was allerdings wieder zu größeren Ausmaßen des Trockners zwingt. Eine weitere Möglichkeit, den Zeitbedarf für eine bestimmte Trocknungsarbeit abzukürzen, liegt, wie bereits oben gestreift wurde, darin, den Wärmeübergang und die Diffusionsgeschwindigkeit durch Erhöhung der Luftgeschwindigkeit zu steigern; man hätte z. B. bei Luftumwälztrocknern das gleiche Luftteilchen in der gleichen Zeit nicht 10mal, sondern 15mal umzuwälzen, so daß es kürzere Zeit braucht, um den gleichen Feuchtigkeitsgrad zu erreichen. Die Verkürzung der Trocknungsdauer wäre in diesem Falle mit einem größeren Energieaufwand für die Luftförderung erkauft.

B. Feuergase als Wärme- und Feuchtigkeitsträger¹.

1. Überhitzter Dampf.

Den vorausgegangenen Ausführungen über Dampfluftgemische liegt die Annahme zugrunde, daß der Druck des in der Luft enthaltenen Dampfes h_D kleiner ist als der Gesamtdruck h der feuchten Luft. Erreicht bzw. überschreitet die Temperatur der im offenen Raume unter atmosphärischem Druck — beispielsweise 735,5 mm QS — befindlichen Luft 100° C, so wird h bei weiterer Temperatursteigerung konstant bleiben. Der Dampfdruck h_D kann den gleichen Grenzwert erreichen. Dieser ist bei allen Temperaturen von 100° C aufwärts höchstens gleich der vom Barometer angezeigten Spannung, d. h.: $h_D = h$, oder: Der Dampf tritt in diesem Falle allein ohne Beimischung von Luft auf. Die Begleitgase, z. B. Luft oder Verbrennungsgase sind bei gleicher Spannung ($h_L = h_D$) unabhängig von dem Dampf, so daß auch nicht etwa von gesättigter Luft gesprochen werden kann.

¹ Bearbeitet von Obering. Römer.

2. Spezifisches Volumen und spezifisches Gewicht des überhitzten Dampfes.

Sobald der Dampf aus der verdunstenden Flüssigkeit über die Siedetemperatur, bei Wasser also auf eine Temperatur von über 100° C gebracht wird, befindet er sich im Zustande der Überhitzung. Denn während h_D theoretisch den Grenzwert h annimmt, ist er auf Temperaturen gebracht, bei denen gesättigter Dampf schon Spannungen von mehrfachem Atmosphärendruck haben müßte. Nach der Formel von Mollier [Hütte: Des Ingenieurs Taschenbuch I, 26. Aufl., S. 525 bis 536. 1931] ist das spezifische Volumen des überhitzten Dampfes:

$$v = 47,1 T/P - V_1 - V_2 \cdot (p/100)^2 \dots \text{m}^3/\text{kg}, \quad (13)$$

worin T die absolute Temperatur des überhitzten Dampfes, P den absoluten Druck in kg/m^2 und p denselben in kg/cm^2 bedeuten. V_1 und V_2 sind von der Temperatur abhängige Hilfsgrößen, die der Tabelle 8 der Hütte entnommen werden können.

Das spezifische Gewicht des überhitzten Wasserdampfes $\gamma_{\ddot{u}}$ ist der reziproke Wert des spezifischen Volumens v , demnach

$$\gamma_{\ddot{u}} = \frac{1}{v} = \frac{1}{47,1 T/P - V_1 - V_2 \cdot (p/100)^2 \dots} \text{kg}/\text{m}^3. \quad (14)$$

3. Der Feuchtigkeitsgrad.

Hat man mit Temperaturen von über 100° C zu rechnen, so kommt es für die Trocknung nur darauf an, daß die den Gasen bis zur Ausnutzung auf die Abgastemperatur entzogene Wärme ausreichend ist, um die Feuchtigkeitsmenge w aus dem zu trocknenden Gut zu verdampfen. Bei Außerachtlassung der wärmeverzehrenden Temperaturerhöhung des Gutes selbst und der übrigen unvermeidlichen Wärmeverluste ist die einzige zu erfüllende Bedingung dann:

$$Q \cdot c_{pm} \cdot (t_e - t_n) = w \cdot J, \quad (15)$$

worin Q das Gewicht des Gasgemisches, c_{pm} die mittlere spezifische Wärme des Gasgemisches, t_e und t_n die Gastemperaturen beim Eingang und Ausgang aus dem Trockner (s. Abb. 39, S. 691) und J die zur Erzeugung von 1 kg überhitztem Dampf erforderliche Wärmemenge bezeichnen. In diesem Falle ist das Gasvolumen gleich dem Dampf- + Luftvolumen, berechnet bei der gemeinsamen Temperatur t .

Das spezifische Gewicht des in feuchter Luft von weniger als 100° C (die ohne Drucksteigerung im offenen Raum auf eine beliebige Temperatur über 100° C zur Erwärmung gelangt) enthaltenen Wasserdampfes γ_D ist stets kleiner als $\gamma_{\ddot{u}}$, weil sein Teildruck h_D kleiner war als h und h_D bei der Überhitzung unverändert bleibt (s. Tabelle 1, S. 634). Der Wert für das spezifische Gewicht des überhitzten Dampfes $\gamma_{\ddot{u}}$ hat für feuchte Luft über 100° C dieselbe Bedeutung wie das spezifische Gewicht γ_D für Temperaturen bis 100° C; er stellt also das Maximum des Dampfgewichtes dar, welches 1 m³ Luft bei Temperaturen über 100° C aufzunehmen in der Lage ist.

Tabelle 1.

[Eckhardt: Das Trocknen der Braunkohle und seine Wirtschaftlichkeit. Diss. Dresden 1913. Halle a. S.: Wilhelm Knapp.]

Enthaltend, zugeordnet zu den Taupunkttemperaturen t_s , die Spannungen des gesättigten Wasserdampfes h_D , die m^3 -Gewichte des gesättigten Wasserdampfes γ_D und den Wärmeinhalt von 1 kg Dampf bei der Sättigungstemperatur. Es folgen dann die Werte von d , J , c_r und $\frac{v}{T}$, alle Angaben für einen Barometerstand von 760 mm QS und 0° C.

Temperatur t_s °C	Spannung des gesättigten Wasserdampfes in mm QS h_D	1 m ³ gesättigter Dampf wiegt kg	Wärmeinhalt von 1 kg Dampf i'' in WE	1 kg Luft enthält bei Sättigung Dampf d in g	Wärmeinhalt von 1 kg Luft + Dampf gesättigt J in WE	Wärmezuwachs auf 1° Tem- peratur- erhöhung c_r in WE	1000 v 273 + ϑ
1	2	3	4	5	6	7	8
— 20	0,927	0,00106	585,0	0,76	— 4,3	0,2379	2,835
— 15	1,400	0,00157	587,3	1,15	— 2,9	0,2380	2,837
— 10	2,093	0,00232	589,7	1,72	— 1,3	0,2383	2,840
— 5	3,113	0,00350	591,9	2,56	+ 0,2	0,2387	2,844
0	4,600	0,00488	594,7	3,80	2,2	0,2394	2,849
1	4,940	0,00521	595,2	4,08	2,5	0,2395	2,851
2	5,302	0,00558	595,6	4,38	2,9	0,2396	2,852
3	5,687	0,00596	596,1	4,70	3,3	0,2398	2,853
4	6,097	0,00637	596,5	5,04	3,8	0,2399	2,855
5	6,534	0,00680	597,1	5,41	4,4	0,2401	2,857
6	6,998	0,00726	597,5	5,79	4,9	0,2403	2,858
7	7,492	0,00775	598,0	6,21	5,4	0,2405	2,860
8	8,017	0,00826	598,5	6,65	5,9	0,2407	2,862
9	8,574	0,00880	598,9	7,11	6,4	0,2409	2,864
10	9,165	0,00938	599,4	7,61	6,9	0,2411	2,867
11	9,792	0,00998	600,0	8,14	7,5	0,2414	2,869
12	10,457	0,01062	600,4	8,70	8,1	0,2416	2,872
13	11,162	0,01130	600,8	9,29	8,7	0,2419	2,874
14	11,908	0,01202	601,3	9,93	9,3	0,2422	2,877
15	12,699	0,01277	601,8	10,61	10,0	0,2425	2,880
16	13,536	0,01350	602,3	11,3	10,6	0,2429	2,883
17	14,421	0,01440	602,7	12,1	11,3	0,2433	2,887
18	15,357	0,01528	603,1	12,9	12,0	0,2437	2,891
19	16,346	0,01621	603,6	13,7	12,8	0,2441	2,895
20	17,391	0,01719	604,1	14,6	13,6	0,2445	2,899
21	18,495	0,01822	604,6	14,6	14,4	0,2449	2,903
22	19,659	0,01931	605,1	16,6	15,3	0,2454	2,907
23	20,888	0,02044	605,6	17,6	16,1	0,2459	2,912
24	22,184	0,02164	606,1	18,8	17,0	0,2465	2,917
25	23,550	0,02290	606,5	20,0	18,0	0,2470	2,923
26	24,988	0,02421	606,9	21,2	19,0	0,2476	2,929
27	26,505	0,02560	607,4	22,6	20,0	0,2483	2,935
28	28,101	0,02705	607,9	24,0	21,1	0,2489	2,941
29	29,782	0,02858	608,3	25,4	22,3	0,2496	2,948
30	31,548	0,03018	608,8	27,0	23,6	0,2504	2,955
31	33,406	0,03185	609,3	28,7	24,9	0,2512	2,963
32	35,359	0,03360	609,7	30,5	26,2	0,2520	2,971
33	37,411	0,03544	610,2	32,3	27,5	0,2529	2,979
34	39,565	0,03736	610,7	34,3	29,0	0,2539	2,988

Tabelle 1 (Fortsetzung).

Temperatur t_s °C	Spannung des gesättigten Wasserdampfes in mm QS h_D	1 m ³ gesättigter Dampf wiegt kg	Wärmeinhalt von 1 kg Dampf i'' in WE	1 kg Luft enthält bei Sättigung Dampf d in g	Wärmeinhalt von 1 kg Luft + Dampf gesättigt J in WE	Wärmezuwachs auf 1° Temperaturerhöhung c_r in WE	$\frac{1000 v}{273 + \theta}$
							8
1	2	3	4	5	6	7	8
35	41,827	0,03937	611,1	36,4	30,6	0,2549	2,997
36	44,201	0,04148	611,6	38,6	32,2	0,2559	3,007
37	46,691	0,04368	612,0	40,9	33,8	0,2570	3,018
38	49,302	0,04597	612,5	43,3	35,6	0,2581	3,029
39	52,039	0,04837	613,0	45,9	37,4	0,2594	3,041
40	54,906	0,05088	613,5	48,7	39,4	0,2607	3,053
41	57,910	0,05350	613,9	51,5	41,4	0,2621	3,066
42	61,055	0,05623	614,3	54,6	43,4	0,2636	3,080
43	64,346	0,05909	614,8	57,8	45,7	0,2651	3,095
44	67,790	0,06205	615,3	61,2	48,1	0,2667	3,111
45	71,391	0,06515	615,8	64,8	50,7	0,2684	3,127
46	75,158	0,06838	616,2	68,6	53,3	0,2702	3,144
47	79,093	0,07174	616,6	72,6	55,9	0,2721	3,162
48	83,204	0,07523	617,1	76,8	58,8	0,2742	3,181
49	87,499	0,07890	617,6	81,4	61,9	0,2763	3,202
50	91,982	0,08269	618,0	86,1	65,1	0,2786	3,224
51	96,661	0,08664	618,5	91,1	68,5	0,2810	3,247
52	101,543	0,09074	619,0	96,5	72,1	0,2835	3,271
53	106,636	0,09502	619,4	102,1	75,8	0,2862	3,296
54	111,945	0,09948	619,8	108,1	79,8	0,2890	3,324
55	117,478	0,10403	620,3	114,4	84,0	0,2921	3,353
56	123,244	0,10887	620,7	121,2	88,5	0,2953	3,383
57	129,251	0,11384	621,2	128,3	93,2	0,2986	3,415
58	135,505	0,11900	621,7	135,9	98,2	0,3022	3,450
59	142,015	0,12438	622,1	143,9	103,6	0,3060	3,487
60	148,791	0,12994	622,6	152,5	109,2	0,3101	3,526
61	155,839	0,13572	623,0	161,6	115,2	0,3146	3,567
62	163,170	0,14171	623,5	171,3	121,5	0,3193	3,611
63	170,791	0,14789	623,9	181,6	128,3	0,3242	3,658
64	178,714	0,15432	624,3	192,7	135,5	0,3294	3,708
65	186,945	0,16098	624,8	204,5	143,2	0,3350	3,762
66	195,496	0,16787	625,3	217,1	151,4	0,3410	3,820
67	204,376	0,17504	625,7	230,7	160,3	0,3475	3,882
68	213,596	0,18242	626,1	245,2	169,7	0,3545	3,948
69	223,165	0,19005	626,6	260,8	179,8	0,3620	4,018
70	233,093	0,19798	627,0	277,6	190,7	0,3701	4,095
71	243,393	0,20619	627,5	295,7	202,4	0,3787	4,177
72	254,073	0,21464	627,9	315,2	215,0	0,3878	4,266
73	265,147	0,22336	628,3	336,4	228,7	0,3980	4,362
74	276,624	0,23245	628,7	359,4	243,5	0,4090	4,467
75	288,517	0,24178	629,2	384,4	259,6	0,4209	4,580
76	300,838	0,25144	629,6	411,6	277,2	0,4339	4,704
77	313,600	0,26144	630,0	441,5	296,4	0,4481	4,840
78	326,811	0,27174	630,5	474,2	317,5	0,4637	4,989
79	340,488	0,28233	630,9	510,2	340,6	0,4808	5,153
80	354,643	0,29334	631,3	550,2	366,3	0,4998	5,334
81	369,287	0,30469	631,8	594,6	394,9	0,5211	5,536

Tabelle I (Fortsetzung).

Temperatur t_s °C	Spannung des gesättigten Wasserdampfes in mm QS h_D	1 m ³ gesättigter Dampf wiegt kg	Wärmeinhalt von 1 kg Dampf i'' in WE	1 kg Luft enthält bei Sättigung Dampf d in g	Wärmeinhalt von 1 kg Luft + Dampf gesättigt J in WE	Wärmezuwachs auf 1° Temperaturerhöhung c_r in WE	$\frac{1000 v}{273 + \vartheta}$
82	384,435	0,31646	632,3	644,3	426,8	0,5448	5,762
83	400,101	0,32841	632,7	699,7	462,4	0,5714	6,014
84	416,298	0,34083	633,1	762,5	502,7	0,6017	6,299
85	433,041	0,35362	633,5	833,9	548,5	0,6358	6,625
86	450,301	0,36684	633,9	915,9	601,0	0,6746	6,998
87	468,175	0,38052	634,3	1013,3	663,4	0,7198	7,441
88	486,683	0,39448	634,7	1122,0	733,0	0,7726	7,935
89	505,060	0,40819	635,1	1248,3	813,8	0,8329	8,510
90	524,775	0,42319	635,6	1406,6	915,4	0,9084	9,230
91	545,133	0,43860	636,0	1600,3	1037	1,0007	10,111
92	566,147	0,45454	636,4	1843,4	1195	1,1167	11,217
93	587,836	0,47081	636,8	2155,7	1395	1,2660	12,638
94	610,217	0,48757	637,2	2573,1	1662	1,4650	14,536
95	633,305	0,50480	637,6	3158,0	2036	1,7190	17,196
96	657,120	0,52246	638,1	4036,0	2598	2,1620	21,190
97	681,683	0,54057	638,5	5500,3	3546	2,8580	27,849
98	707,000	0,55992	638,9	8444,5	5416	4,2640	
99	733,100	0,57870	639,3	17236,0	∞	∞	
100	760,000	0,59876	639,7	∞			

Will man auch bei feuchter, atmosphärischer Luft von über 100° C von einem Feuchtigkeitsgrad sprechen, so muß man als Dampfgehalt eines m³ solcher Luft den Wert $\gamma_D = \varphi \cdot \gamma_u \dots$ kg/m³ ansehen, worin φ den Feuchtigkeitsgrad darstellt. γ_u entspricht nach dem Vorgang dem Druck der Atmosphäre. Die Teilspannung des überhitzten Dampfes h_D in ungesättigter Luft von über 100° C kann daher aus der Beziehung $h_D = \varphi \cdot h = \varphi \cdot 735,5$ mm QS errechnet werden, wenn φ bekannt oder festgelegt ist. h_D ist für alle Lufttemperaturen von 100° C und darüber bei einem einheitlichen Feuchtigkeitsgrad φ unveränderlich. Analog ist bei Errechnung der Teilspannung des trockenen Teiles der Luft und seines spezifischen Gewichtes vorzugehen. In jedem Falle kennzeichnet der Feuchtigkeitsgrad bei $t > 100^\circ$ C tatsächlich nur das Raumverhältnis des Dampfes in der feuchten Luft zu der trockenen ohne Bezugnahme auf den Grenzwert des Sättigungswassergehaltes x'' .

Die Wärmemenge i zur Erzeugung von überhitztem Dampf berechnet sich nach Mollier zu

$$i = 0,47 t - J_1 p - J_2 \cdot (p/100)^3 + 595, \quad (16)$$

wobei die allein von der Temperatur abhängigen Hilfsgrößen J_1 und J_2 der Hütte I, Tabelle 8 entnommen werden können (vgl. Kapitel: Spezifisches Volumen auf S. 633) und p in kg/cm² absolut einzusetzen ist.

4. Verwertung von Feuer- und Abgasen.

In vielen Fällen kann das zu trocknende Gut unmittelbar mit heißen Abgasen in Berührung gebracht werden, vorausgesetzt, daß bei solcher Arbeitsweise keine chemischen Reaktionen zwischen dem Gut und den Bestandteilen der Verbrennungsgase eintreten.

Die Konstruktion und Arbeitsweise der Trockner, wie auch die Führung des Trockenprozesses muß bei Verwendung von heißen Abgasen so gewählt werden, daß auch bei Anwendung hoher Temperatur das zu trocknende Gut nicht über das zulässige Maß hinaus erwärmt wird. Aus dem Diagramm für Dampf-Luftgemische nach Mollier (S. 618, Abb. 1) ist zu entnehmen, daß diese übermäßige Erwärmung am sichersten durch einen niedrigen Feuchtigkeitsgrad der Trocknungsgase gewährleistet ist. Bei Einhalten eines niedrigen Feuchtigkeitsgrades gestatten auch temperaturempfindliche organische und anorganische Stoffe Gaseintrittstemperaturen von über 150°. Die Wahl der Heißluft- und Gastemperatur hat mit Rücksicht auf die chemischen und physikalischen Eigenschaften des Trockengutes zu geschehen, zumal das Wasser zuweilen nicht nur mechanisch als Feuchtigkeit gebunden, sondern chemisch gebunden oder adsorbiert vorliegt. Unter diesen Umständen ist eine höhere Aufheizung des zu trocknenden Gutes erforderlich.

Bezüglich der Berechnung der Verbrennungstemperatur wird auf Bd. I, S. 265 verwiesen.

5. Wärmeinhalt der Abgase bei Abkühlung durch Luft.

Bezüglich der Zusammensetzung und des Volumens der Abgase aus der Elementarzusammensetzung des Brennstoffs bei gegebenem Luftüberschuß sei auf Kapitel Feuerungen, S. 146 verwiesen. Die Ergebnisse einer derartigen Berechnung sind in Tabelle 2, S. 638) für verschiedene feste Brennstoffe zusammengestellt. Die Berechnung der Luftmenge, welche den Abgasen zwecks Abkühlung auf eine beliebige Temperatur zugesetzt werden muß, soll unter der Voraussetzung erfolgen, daß der Verbrennungsprozeß verlustlos, d. h. ohne Wärmeabgabe durch Strahlung und Leitung vor sich geht, daß also die ganze, dem Brennstoff inwohnende Wärmemenge H_u in den Abgasen verbleibt. Die verfügbare Wärmemenge verteilt sich unter diesen Bedingungen auf:

1. die Verbrennungsprodukte CO_2 , H_2O , SO_2 , N_2 und Asche;

2. die Ballastluft, deren Menge für die gewünschte Temperatur t gegeben ist, durch die Gleichung:

$$L \text{ (kg Luft)} = \frac{H_u - \text{Wärmeinhalt der Abgase} - \text{Wärmeinhalt der Asche}}{\text{Wärmeinhalt der Zusatzluft/kg}}. \quad (17)$$

Der Wärmeinhalt der Asche kann bei den für die Trocknung in Frage kommenden Temperaturbereichen und bei nicht zu hohem Aschegehalt vernachlässigt werden. Das Gewicht der Verbrennungsprodukte beträgt nach S. 154:

$$\frac{3,67 C}{\text{CO}_2} + \frac{9H + w}{\text{H}_2\text{O}} + 2 S + \frac{8,88 C + 26,64 h' + 3,33 S}{\text{N}_2} \quad (18)$$

Tabelle 2. Elementaranalyse und

Nr.	Brennstoffart	Heizwert H_u	Elementar-		
			C	H	O + N
		WE/kg	kg/kg		
1	Westfälische Steinkohle	7500	0,79	0,045	0,07
2	Koks, lufttrocken	7000	0,84	0,01	0,03
3	Sächsische Steinkohle	6500	0,70	0,04	0,09
4	Oberbayerische Kohle	5200	0,53	0,04	0,12
5	Rheinische Braunkohlenbriketts.	4890	0,55	0,041	0,214
6	Sächsische Braunkohlenbriketts.	4800	0,53	0,045	0,18
7	Torf, gepreßt	3800	0,43	0,04	0,24
8	Holz, lufttrocken	3500	0,40	0,045	0,37
9	Torf, lufttrocken	3450	0,378	0,038	0,196
10	Lausitzer Braunkohlen	2230	0,255	0,024	0,115
11	Böhmische Braunkohlen	1950	0,246	0,019	0,107
12	Junge Deutsche Braunkohlen . .	1850	0,234	0,022	0,091
13	Oberpfälzische Braunkohlen . .	1660	0,218	0,018	0,096
14	Lohe, gepreßt	1300	0,19	0,022	0,15

Darin ist: C der Kohlenstoffgehalt des Brennstoffs in %
 H der Wasserstoffgehalt „ „ „ „
 w die Feuchtigkeit „ „ „ „
 S der Schwefelgehalt „ „ „ „
 h' der disponible Wasserstoff $\left(H - \frac{O}{8}\right)$.

Für die Kohle Nr. 1 der Tabelle 2 erhält man bei Außerachtlassung der geringfügigen Menge Schwefel:

$$2,90 \text{ kg CO}_2 + 0,43 \text{ kg H}_2\text{O} + 7,97 \text{ kg N}_2 = 11,30 \text{ kg Abgas je kg Brennstoff}^1.$$

Die mittlere spezifische Wärme der Verbrennungsprodukte bzw. der wichtigsten Gase ist in Tab. 4—6, Bd. I, S. 266 zusammengestellt. Auf Grund der dort entnommenen Werte ist es möglich, den Wärmehalt J der 11,30 kg Verbrennungsprodukt zu ermitteln. Wird die Heizgaseintrittstemperatur t_e für einen Drehtrockner oder Drehofen beispielsweise mit 1000° und die Lufttemperatur $t_a = 0^\circ \text{C}$ angenommen, so erhält man:

$$J_t = (2,90 \cdot 0,26 + 0,43 \cdot 0,499 + 7,97 \cdot 0,253) \cdot 1000 = 2985 \text{ kcal.} \quad (18)$$

Es ist dann nach Gleichung (17) unter Vernachlässigung der mit der Asche verlorengehenden Wärmemenge:

$$L \text{ kg Luft} = \frac{7500 - 2985}{1000 \cdot 0,253} = 17,84 \text{ kg Ballastluft.}$$

Um eine Temperatur von 1000° zu erreichen, müssen

$$\begin{aligned} & 17,84 \text{ kg Ballastluft oder Zusatzluft zu} \\ & \underline{11,30 \text{ kg Rauchgas}} \text{ zugemischt werden,} \\ & = 29,14 \text{ kg Gesamtgasgewicht.} \end{aligned}$$

¹ Wird S mit in Rechnung gesetzt, so erhält man die mit der Tabelle 2 übereinstimmenden Werte von 8,01 kg N_2 und 11,34 kg Abgas/kg Brennstoff.

Zusammensetzung der Verbrennungsgase.

analyse				Abgasmenge bei theoretischer Verbrennung			
S	w	Asche	H — $\frac{0}{8}$	CO ₂	H ₂ O	N ₂	Gesamt
Brennstoff				kg/kg Brennstoff			
0,01	0,025	0,06	0,036	2,90	0,43	8,01	11,34
0,01	0,03	0,08	0,006	3,08	0,12	7,65	10,85
0,01	0,09	0,07	0,029	2,59	0,45	7,02	10,04
0,05	0,09	0,17	0,025	1,94	0,45	5,54	8,03
0,04	1,35	0,06	0,014	2,02	0,50	5,27	7,80
0,01	0,15	0,09	0,024	1,95	0,56	5,38	7,90
0,005	0,23	0,55	0,01	1,58	0,59	4,10	6,27
—	0,16	0,02	0,001	1,47	0,56	3,58	5,61
0,004	0,264	0,12	0,014	1,39	0,61	3,74	5,74
0,013	0,491	0,10	0,01	0,94	0,71	2,57	4,22
0,01	0,59	0,03	0,006	0,90	0,76	2,38	4,04
—	0,616	0,04	0,011	0,86	0,81	2,38	4,05
0,01	0,538	0,12	0,006	0,80	0,70	2,13	3,65
—	0,62	0,02	0,003	0,70	0,82	1,77	3,29

Wärmeinhalt J_t der Ballastluft = $17,84 \cdot 0,253 \cdot 1000 = 4514$ kcal plus Wärmeinhalt der Verbrennungsprodukte ergibt annähernd den Heizwert der Kohle von 7500 kcal.

Die mittlere spezifische Wärme c_{pm} des gesamten Gas-Luftgemisches beträgt bei $t = 1000^\circ$:

$$\frac{2,90 \cdot 0,26 + 0,43 \cdot 0,499 + 7,97 \cdot 0,253 + 17,84 \cdot 0,253}{29,14} = 0,257 \text{ kcal.}$$

6. Spezifisches Gewicht der Verbrennungsprodukte.

Analog kann bei der Ermittlung des spezifischen Gewichtes der Rauchgase aus den spezifischen Gewichten der Einzelbestandteile und der Zusatzluft verfahren werden. Die spezifischen Gewichte der Gase für 0° und 760 mm QS sind in Tab. 4—6, Bd. I, S. 266 zusammengestellt. Durch Division durch das spezifische Gewicht der Luft = $1,293 \text{ kg/m}^3$ erhält man die spezifischen Gewichte, bezogen auf Luft = 1.

Für das obige Beispiel erhält man ein mittleres spezifisches Gewicht der Rauchgase von:

$$s_{\text{gem}}^1 = \frac{1,518 \cdot \text{CO}_2 + 0,622 \cdot \text{H}_2\text{O} + 0,967 \cdot \text{N}_2}{\text{CO}_2 + \text{H}_2\text{O} + \text{N}_2}$$

$$= \frac{1,518 \cdot 2,90 + 0,622 \cdot 0,43 + 0,967 \cdot 7,97}{2,90 + 0,43 + 7,97} = 1,095 \text{ (bezogen auf Luft = 1).}$$

Das spezifische Gewicht nach Zumischung der Ballastluft beträgt:

$$s_{\text{gem}} = \frac{1,518 \cdot 2,90 + 0,622 \cdot 0,43 + 0,967 \cdot 7,97 + 17,84}{11,30 + 17,84} = 1,037 \text{ (bezogen auf Luft = 1).}$$

¹ s_{gem} = gemeinsames (mittleres) spezifisches Gewicht.

Nr.	Zusatzluft in kg zur Abkühlung									
	100°	200°	300°	400°	500°	600°	700°	800°	900°	1000°
1	298	142	90	64	48,4	38,1	30,6	25,1	20,6	17,8
2	278	132	—	59,8	—	35,6	26,2	23,3	—	16,0
3	258	122,5	77,6	55,3	41,7	32,7	26,2	21,4	17,6	14,6
4	206	98,2	—	44,2	—	26,2	—	17,2	—	11,3
5	195	92	58	41,4	31	24	19,3	15,7	12,8	10,6
6	190	—	—	—	—	23,4	—	—	—	—
7	150	71	46	31,6	23,7	18,4	14,6	11,8	10,0	7,8
8	138	65,5	—	29,2	—	17	—	—	—	7,4
9	136	64,4	39,1	28,6	21,3	16,6	13,1	10,6	8,54	7
10	87	40,8	25	17,7	13,0	9,9	7,72	6,06	4,73	3,7
11	76	—	—	—	—	8,2	—	—	—	2,8
12	72	33,1	20,3	14,1	10,1	7,5	5,76	4,41	3,27	2,3
13	64,4	29,8	18,2	12,5	—	6,5	—	3,8	—	1,7
14	4,96	22,6	—	10,1	—	4,6	—	—	—	0,95

Auf dem gleichen Wege kann auch die auf 1 kg bezogene Gaskonstante Gk_1 des Gemisches berechnet werden. Enthalten G kg eines Gemisches G_1 , G_2 und G_n kg Einzelbestandteile und sind K_1 , K_2 und K_n die zugehörigen Gaskonstanten auf 1 kg bezogen, dann erhält man für die Gaskonstante des Gemisches:

$$K_{\text{gem}}^1 = \frac{1}{G} \cdot (K_1 \cdot G_1 + K_2 \cdot G_2 + K_n \cdot G_n). \quad (19)$$

Ist die Gaszusammensetzung in Volumenanteilen gegeben, so erhält man daraus die Anteile in Gew.-% durch Multiplikation mit den spezifischen Gewichten:

$$G = V \cdot s. \quad (20)$$

Sinngemäß errechnet sich das Volumen der Verbrennungsprodukte aus 1 kg Brennstoff mit dem Gewicht G bei der jeweiligen Temperatur aus der Gleichung:

$$V_{\text{gem}}^2 = G \frac{1 + \alpha t}{1,293 \cdot (\text{spezifisches Gewicht des Gemisches})} \text{ m}^3/\text{kg Kohle.} \quad (21)$$

Für die Verbrennungsgase der Kohle Nr. 1 aus Tabelle 2, S. 638 einschließlich Ballastluft erhält man bei einer Temperatur von 1000° am Eingang des Drehtrockners:

$$V_{\text{gem}} = \frac{29,14 (1 + 0,00367 \cdot 1000)}{1,293 \cdot 1,037} = 101,5 \text{ m}^3/\text{kg Kohle.}$$

An Stelle von Ballastluft kann auch ein Teil der am Trocknerende abgasaugten Gase zurückgenommen werden, wenn diese nicht bereits einen hohen Feuchtigkeitsgrad aufweisen.

Ist die Temperatur der Feuergase gegeben und sollen Produkte zur Trocknung gelangen, die nur eine Behandlung mit niedriger temperierten

¹ K_{gem} = gemeinsame (mittlere) Gaskonstante.

² V_{gem} = gemeinsames Volumen.

belle 3.

der theoretischen Abgasmenge auf:

1100°	1200°	1300°	1400°	1500°	1600°	1700°	1800°	1900°	2000°
14,3	11,9	10	8,53	6,73	5,45	4,32	3,28	2,4	1,55
11,8	10	8,34	7,03	5,52	4,46	3,4	2,55	—	—
8,7	7,19	5,9	5,15	3,8	2,94	2,18	1,51	—	—
6,36	5,23	4,2	3,28	2,51	1,87	1,27	0,73	—	—
5,67	4,54	3,65	2,86	2,16	1,57	1,05	0,54	—	—
2,85	2,14	1,55	1,02	0,56	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
1,7	1,11	0,61	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Gasen zulassen, so müssen die Feuergase durch Zumischung kälterer Abluft auf die Temperatur t_m gebracht werden. Die Temperaturänderung wird zweckmäßig mit Hilfe der Formel von Richmann ermittelt.

Soll z. B. ein Feuergas mit G kg Gewicht von t °C und der spezifischen Wärme c_{pm} mit einem anderen von G_1 kg und t_1 °C und einer spezifischen Wärme von c_{pm_1} gemischt werden, so ergibt sich folgende Beziehung:

$$t_m = \frac{c_{pm} \cdot G \cdot t + c_{pm_1} \cdot G_1 \cdot t_1}{c_{pm} \cdot G + c_{pm_1} \cdot G_1} \quad (22)$$

Je kg Feuergas von $t = 1000^0$ und $c_{pm} = 0,266$ sind danach zur Temperierung auf $t_m = 400^0$ an Luft von $c_{pm_1} = 0,24$ und $t_1 = 10^0$ C:

$$G_1 = \frac{c_{pm} \cdot (t - t_m)}{c_{pm_1} \cdot (t_m - t_1)} = \frac{0,266 \cdot (1000 - 400)}{0,24 \cdot (400 - 10)} = 1,705 \text{ kg} \quad (23)$$

Luft von $t_1 = 10^0$ zuzumischen.

Wird Luft mit verschiedener relativer Feuchtigkeit gemischt, so lautet die Formel nach Richmann:

$$t_m = \frac{(c \cdot L + c_1 D) \cdot t + (c_1 \cdot L_1 + c_1 \cdot D_1) t_1}{c \cdot (L + L_1) + c_1 \cdot (D + D_1)} \quad (24)$$

Darin sind D und D_1 die sich aus der relativen Feuchtigkeit ergebenden absoluten Feuchtigkeitsgehalte in kg, während L und L_1 die Gewichte der beiden Luftmengen, c_1 die spezifische Wärme des Dampfes, c die spezifische Wärme der Luft ist.

Für Rauchgase ist die gleiche Berechnung genügend, doch muß an Stelle von c das jeweils für die Temperatur und die Zusammensetzung der Gase zutreffende c_{pm} sowohl für das Gas im Gewichte L als auch L_1 Beachtung finden.

Erwähnt sei hier die Arbeit P. Rosin und R. Fehling: Das Jt -Diagramm der Verbrennung [Berlin: VDI-Verlag 1929; außerdem

P. Rosin: Ztschr. Ver. Dtsch. Ing. 71, 383 (1927)]. Auch für die rechnerische Erfassung jeglicher Brennstoff- oder Luftvorwärmung ist dieses *Jt*-Diagramm geeignet (S. 185).

7. Temperaturverlauf im direkt beheizten Trommeltrockner.

Um die Möglichkeit der Anwendung direkter Feuerfrisch- und -abgase wie überhaupt hochoverwärmter Gase (indirekt temperierte Luft) zur Trocknung irgendwelcher Produkte zu schaffen, wird nahezu allgemein auf Trommeltrockner zurückgegriffen. Die folgenden Ausführungen sind deshalb ausschließlich auf diese Konstruktion abgestimmt.

Je höher die Heizgaseintrittstemperatur bei Trommeln bzw. Drehtrocknern gewählt wird, desto wichtiger ist die richtige Führung des Trocknungsprozesses.

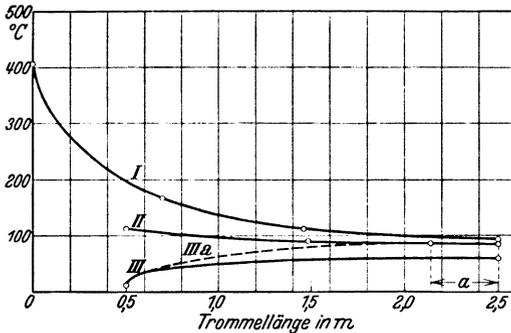


Abb. 7. Temperaturverlauf in Gleichstromtrockentrommeln.

I Temperaturverlauf der Heizgase, *II* Eigentemperatur der Innenkonstruktionen, also der Einbauten, *III* Verlauf der Eigentemperatur des zu trocknenden Gutes.

Die kurze Einwirkung der hochtemperierten Gase ist trockenungstechnisch bedeutend; sie schadet der weitaus größten Anzahl aller zu trocknenden Naßgüter nicht, zumal sich diese in dem Trockner in ununterbrochener Bewegung befinden und durch den Nachfluß an Naßgut der längeren Einwirkung der 400°C heißen Gase entzogen werden. Hat das Produkt $\frac{1}{5}$ der Trommellänge zurückgelegt, so ist die hier zur Einwirkung kommende Heizgastemperatur nach Abb. 7 nahezu auf die Hälfte der ursprünglichen, also auf etwa 200°C gefallen. Die Temperaturkurve flacht sich darauf langsam ab, weil die Trocknungswirkung mit geringerer Temperaturdifferenz naturgemäß sinkt, und weil der Wärmeübergang träger wird. In Verkennung solcher Kurvenbilder wird deshalb wiederholt dafür eingetreten, die Trommeln zu verkürzen, weil im letzten Trommelteil eine nennenswerte Temperaturdifferenz und damit eine nennenswerte Trocknungswirkung nicht mehr zu verzeichnen ist. Mit einem um den letzten Teil *a* verkürzten Trommelrohr würde aber die Führung des Trocknungsprozesses, die schon infolge der natürlichen Schwankungen des Feuchtgutwassergehaltes nicht immer der in Abb. 7 wiedergegebenen Gesetzmäßigkeit genau folgt, sehr erschwert. Gerade

Die Kurve *I* der Abb. 7 zeigt den Temperaturverlauf der Heizgase, die in eine direkt beheizte Rieseltrommel mit 400°C eintreten. Kennzeichnend ist der starke Temperatursturz im ersten Trommelteil, wo die in die Trommel einströmenden Gase mit 400°C auf das fortlaufend zufließende, feuchte Produkt auf treffen und infolge ihrer hohen Temperatur eine rapide Feuchtigkeitsverdampfung bzw. -verdunstung bewirken.

die schonende und damit langsame Nachtrocknung in Trommeln gegen Abschluß des Prozesses ist ungemein wichtig; sie gestattet, den ganzen Vorgang besser zu überwachen, zu regulieren und zeitig genug abzubrechen, also das Gut vor einer Übertrocknung zu bewahren.

Wird bei einer bestimmten Mengenleistung die Heizgas- oder Heißlufttemperatur zu hoch eingestellt, so muß natürlich eine Übertrocknung eintreten. Kurve *III* der Abb. 7 stellt den Verlauf der Eigentemperatur dar, die das zu trocknende Gut während des Prozesses annimmt. Bei Übertrocknung verläuft die Temperatur nach *IIIa*. Auch in solchem Falle ist nicht etwa die Trommel um das Maß *a* (bei gewünschter vollständiger Austrocknung) zu lang, sondern sie wird mit zu hoch temperierten Gasen gefahren, oder sie ist, wenn diese Temperatur angewendet wird, überdimensioniert.

8. Die Trocknungswertigkeit.

Bei den Trommelrieseleinbauten S. 692—697, insbesondere S. 694 ist erwähnt, daß bei deren Entwicklung Wert auf die Erzielung einer möglichst großen Anzahl von Abrieselungen bei jeder Trommelumdrehung gelegt wird. Die Trocknungswertigkeit ist bei der Rieseltrocknung natürlich viel größer als bei einer solchen, wo das ruhend auf Horden usw. ausgebreitete Produkt von den Heizgasen nur an der Oberfläche erfaßt wird. Man maß ehemals der Rieseltrocknung einen zu großen, mit den praktischen Erfahrungen nicht in Einklang zu bringenden Wert zu, weil die Trocknungszeit unberücksichtigt gelassen wurde. Um die den Trocknungsprozeß maßgebend beeinflussenden Faktoren zu erfassen, sollen durchgeführte Versuche von Piepenstock [Diss. Hannover 1933] Erwähnung finden. Der Trocknungsvorgang in Rieselzelltrommeln ist unterteilt in:

I. die direkte Trocknung während der relativen Ruhelage des zu trocknenden Produktes auf den Einbautenkonstruktionen durch direkte Berührung mit den Heizgasen;

II. die Rieseltrocknung während des freien Rieselns bzw. Fallens des Produktes von einem Einbautenblech zu dem ihm entsprechenden, infolge des Drehens der Trommel;

III. die indirekte Trocknung während der relativen Ruhelage des Produktes auf den Einbautenkonstruktionen, die fortlaufend durch die Gase aufgeheizt werden.

Die Bedeutung jeder der drei Trocknungsarten ist durch zwei Größen bestimmt, nämlich:

1. durch die Materialoberfläche, die bei der Trocknung mit den Heizgasen in Berührung kommt, die sog. reaktionsfähige Oberfläche und

2. durch die Zeit, während der diese reaktionsfähige Oberfläche den Heizgasen ausgesetzt ist.

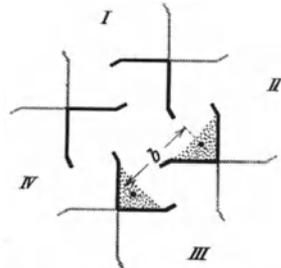


Abb. 8. Eine Zelle des Kreuzeinbaues nach Abb. 43.

Eine klare Definition ist durch den Begriff der Trocknungswertigkeit gegeben. Er ist das Produkt der reaktionsfähigen Oberfläche und der Trockenzeit: $\varphi = F \cdot t$. Zur Erklärung des Begriffs ist in Abb. 8 eine Zelle mit vierfacher Abrieselung als Ausschnitt aus Abb. 43 (S. 693) wiedergegeben. Die an diese anschließenden Zellen I—IV bleiben außer acht. Jede derartige Zelle bewirkt bei einer Trommelumdrehung vier Abrieselungen und vier Oberflächenumlagerungen des zu trocknenden Produktes, dies sowohl bei direkter als auch indirekter Trocknung. Mit $n = 1/\text{min}$ und einer Rieselhöhe = Fallhöhe b von im Mittel 240 mm beträgt die Trocknungsdauer eines jeden Vorganges für die Rieseltrocknung 0,07 s.

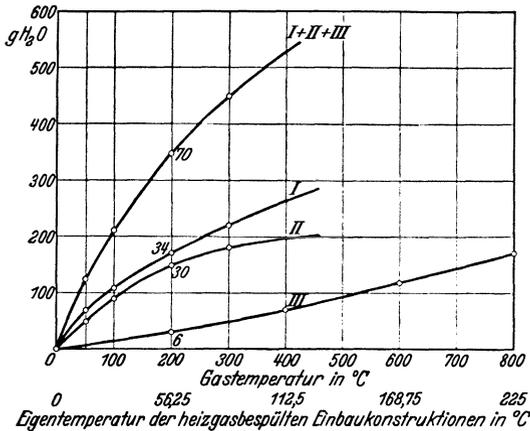


Abb. 9. Wert der direkten — Riesel- und indirekten — Trocknung in Rieselzelltrommeln.

Material: Graupen mit 26% Anfangswassergehalt, v Heizgas = 4,26 m/s, Trockenzeit 15 min, Anzahl der Rieselungen = 60. I direkte Trocknung, II Rieseltrocknung, III indirekte Trocknung.

Nach Einstellung gleicher Verhältnisse in bezug auf Heizgasgeschwindigkeit sowie eine mittlere Schichthöhe sind die mit den Diagrammen Abb. 9 und 10 angegebenen anteiligen Werte für I—III bei veränderter Heizgastemperatur ermittelt. Die gegenüber der Heizgastemperatur zurückbleibende Temperatur der Konstruktionen nach Kurve II der Abb. 7 ist bei Übertragung von III in Abb. 9 und 10 berücksichtigt. Kurve III für die indirekte Beheizung ist gesondert bis 225° C weitergeführt, denn es gibt Konstruktionen, in denen das zu trocknende Produkt nicht alle Einbautenteile bespült, so daß eine stärkere Aufheizung derselben stattfindet. Selbst bei der verhältnismäßig großen Fallhöhe von $b = 240$ mm und der für die Rieselung und Rieseltrocknung äußerst günstigen Körnung von 3—6 bzw. 1—2 mm hat die direkte Trocknung bei $n = 1$ immer noch die größte Trocknungswertigkeit.

Entnimmt man aus dem Diagramm (Abb. 9) zur Bestimmung des prozentualen Anteiles jeder Trocknungsart, beispielsweise bei 200°, die

Die reaktionsfähigen Oberflächen sind sehr verschieden. Sie sind für die direkte Trocknung bei gegebener Einbaukonstruktion konstant, für die indirekte Trocknung angenähert konstant und für die Rieseltrocknung umgekehrt proportional dem Korndurchmesser des zu trocknenden Gutes. Um eine große Wertigkeit der Rieseltrocknung zu erreichen, sollte dafür geeignetes Gut möglichst weitgehend zerkleinert werden. Durch Vergrößerung der Fallhöhe = Rieselhöhe b ist in Rieselzelltrommeln keine nennenswerte Steigerung zu erzielen.

Einzelwerte von *I*, *II* und *III*, so entfallen auf *I*: $\frac{34}{71} \cdot 100 = 48,57\%$, auf *II*: $\frac{30}{70} \cdot 100 = 42,85\%$ und auf *III*: $\frac{6}{70} \cdot 100 = 8,58\%$. Diese Anteile haben, wenn die die Trocknungswertigkeit kennzeichnenden Verhältniszahlen auf die einfachste Form gebracht werden, indem für die direkte Trocknung $\varphi_I = 1$ gesetzt wird, folgende Größe: $\varphi_I = 1$, $\varphi_{II} = \frac{42,85}{48,57} = 0,882$, $\varphi_{III} = \frac{8,58}{48,57} = 0,177$.

Nach Gleichung $\varphi = F \cdot t$ errechnen sich die reaktionsfähigen Oberflächen, da *t* bei dem untersuchten Fall für die Trocknungsart *I* und *III* 15 s und für *II* 0,07 s betrug, für *I* mit $F_I = 1$, für

$$F_{II} = \frac{\varphi_{II}}{t_{II}} \cdot 15 \\ = \frac{0,882}{0,07} \cdot 15 = 189,0$$

und für

$$F_{III} = \frac{\varphi_{III}}{t_{III}} \cdot 15 \\ = \frac{0,177}{15} \cdot 15 = 0,177.$$

Zu ersehen ist die erheblich größere reaktionsfähige Oberfläche bei der Rieseltrocknung gegenüber den anderen Trocknungsarten. Da bei Rieseltrommeln die Fallhöhen

jedoch immer klein sind, tritt die Größe der Rieseltrocknungswertigkeit hinter derjenigen der direkten stark zurück. Schließlich sind die Verhältnisse für die Rieseltrocknung in der Praxis niemals so günstig wie die hier zugrunde liegenden, denn es sind nur wenige Naßprodukte rieselfähig. Ferner kann die Abrieselung in der idealen Art in Rieseltrommeln nicht annähernd erzielt werden, weil das in den einzelnen Zellen liegende Produkt bei der Drehung der Trommel nach vorausgehendem Überschreiten des natürlichen Böschungswinkels stoßweise in relativ großen Anteilen abstürzt.

Auf die großen Differenzen der Kurven in Abb. 9 gegenüber Abb. 10 sei hingewiesen. Die Erklärung dafür ist gegeben, wenn man die verschiedenen Feuchtigkeitsgehalte, die gegensätzliche Oberflächenbeschaffenheit der beiden Stoffe — bei Graupen — dicht, bei Braunkohle — aufgeschlossen, zerklüftet und mit bis zum Kern führenden Kanälen — berücksichtigt. Diese Kurven liegen für jedes Produkt verschieden.

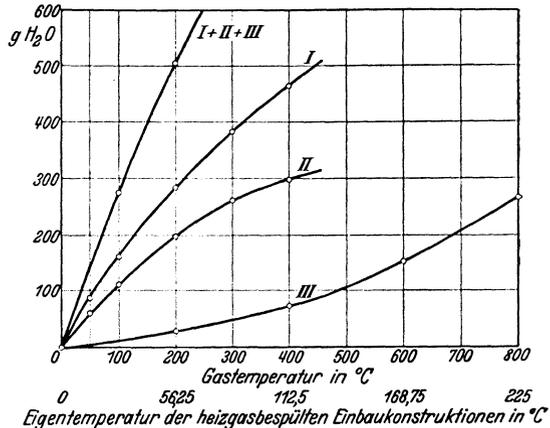


Abb. 10. Wert der direkten — Riesel- und indirekten — Trocknung in Rieseltrommeln.

Material: Braunkohle von 3–6 mm Körnung mit 52,5% Anfangswassergehalt, v Heizgas = 4,057 m/s, Trockenzeit 12 min, Anzahl der Rieselungen = 48.

I direkte Trocknung, *II* Rieseltrocknung, *III* indirekte Trocknung.

Auf den Einfluß der übrigen Veränderlichen, wie Abhängigkeit der Wasserverdampfung von der Heizgasgeschwindigkeit und der Trommeldrehzahl bzw. der von letzterer linear beeinflussten Anzahl der Umwälzungen kann hier nicht eingegangen werden. Zusammenfassend ist zu sagen, daß die Leistungsfähigkeit mit der aus praktischen Gründen enger begrenzten Heizgasgeschwindigkeit und mit der Trommeldrehzahl steigt.

9. Meßergebnisse und Auswertung.

In Tabelle 4 (S. 648) sind Mittelwerte einiger Messungen an Anlagen mit Einbaukonstruktionen nach Abb. 42 und 43 (S. 693) aufgeführt. Auf die wirkliche Leistungsfähigkeit der betreffenden Trommeln kann auf Grund dieser Werte allein nicht geschlossen werden. Die Messungen der ersten beiden Trockner sind an dieser Stelle im Zusammenhang mit den Erläuterungen auf S. 642 aufgenommen, denn der Wassergehalt x^2 der Spalte 5 läßt besonders bei Anlage 1 darauf schließen, daß Kurve *III* etwa wie in Abb. 7 mit *IIIa* bezeichnet verlaufen ist. Durch Betrachtung von t_n und t_f in Spalte 6 und 7 muß man andererseits zu der Feststellung kommen, daß Strecke a nach Abb. 7 nur ganz kurz gewesen sein kann. t_n ist nämlich nicht abnormal hoch, und außerdem ist noch eine Temperaturdifferenz zwischen t_f und t_n vorhanden. Mindestens hat aber eine ganz scharfe Einstellung vorgelegen.

Die Trocknungsanlage 1 der Tabelle ist zur Bewältigung der Normaldurchsatzmenge von 10 t/h, sowie für eine maximale Leistung von 15 t/h gebaut. Bei Sand mit 6,1% H₂O-Gehalt wurden 16 t Stundenumsatz erzielt; dabei betrug: $x_2 = 0,3\%$, $t_e = 1013^\circ \text{C}$, $t_n = 89,5^\circ \text{C}$, $w' = 100,6 \text{ kg}$, $q = 956 \text{ kcal/kg H}_2\text{O-Verdampfung}$, $H = 66,5$. Man erhält demnach günstigere Werte als die Tabelle angibt.

Auswertung der Tabellenwerte bei Anlage 1.

1. 1 kg Reingut enthält im Ausgangszustand

$$\frac{x_1}{100 - x_1} = \frac{7,75}{92,25} = 0,084 \text{ kg H}_2\text{O},$$

demnach Naßsandmenge/kg Reingut = 1,084 kg.

- 1 kg Trockengut behält als Restwasser

$$\frac{x_2}{100 - x_2} = \frac{0,053}{99,947} = 0,0005 \text{ kg H}_2\text{O},$$

demnach Trockengutmenge/kg Reingut = 1,0005 kg.

- 1 kg Trockengut erfordert an H₂O-Verdampfung

$$\frac{x_1}{100 - x_1} = \frac{x_2}{100 - x_2} = 0,0835 \text{ kg}.$$

2. 1 kg H₂O-Verdampfung entspricht nach 1. $\frac{1}{0,084} = 11,905 \text{ kg}$ erzeugtes Reingut und $\frac{1}{0,0835} = 11,984 \text{ kg}$ erzeugtes Trockengut.

3. Mit einer spezifischen Wärme des Sandes $c_g = 0,191$, einer solchen des Wassers $c_w = 1$ und einer Verdampfungswärme r_s bei der mit Spalte 6

der Tabelle 4 (S. 648) genannten Trocknungsgas-Austrittstemperatur $t_n = 97,84^\circ \text{C}$ ist ein unmittelbarer Wärmearaufwand/kg Trockengut erforderlich von:

$$q = c_g (t_f - t_g) + \left(\frac{x_1}{100 - x_1} - \frac{x_2}{100 - x_2} \right) \cdot [c_w (t_n - t_g) + r_s] + \frac{x_2}{100 - x_2} \cdot c_w (t_g - t_f) \dots \text{kcal}, \quad (25)$$

also mit den Zahlen der Tabelle:

$$q = 0,191 (93,27 - 24,16) + \left(\frac{7,75}{100 - 7,75} - \frac{0,053}{100 - 0,053} \right) \cdot [1 (97,84 - 24,16) + 540,7]$$

Aufwärmen des Reingutes	zu verdampfendes H ₂ O/kg Trockengut (Aufwärmen und Verdampfen)
q = 13,200 +	51,282
+ $\frac{0,053}{100 - 0,053} \cdot 1 (93,27 - 24,16)$	
Aufwärmen des verbleibenden Restwassers	
+ 0,036	= 64,518 kcal/kg Reingut.

4. Nach 2. entfallen auf 1 kg H₂O-Verdampfung 11,984 kg Trockengut. Danach erfordert in diesem Betriebszustand und bei den Tabellenwerten für Anlage 1 jedes kg H₂O-Verdampfung theoretisch einen Wärmewert von: 11,98 · 64,52 = 773,18 kcal, davon ausschließlich zum Auftrocknen von H₂O: 11,98 · 51,28 = 614,56 kcal. Verbraucht wurden nach Spalte 10: q = 1075,7 kcal.

10. Thermischer Wirkungsgrad.

Der thermische Wirkungsgrad, allein auf das aufgetrocknete Wasser bezogen, wie auf S. 629 erwähnt, beträgt $\frac{614,56 \cdot 100}{1075,7} = 57,13\%$. Solche auf die spezifische Wasserverdunstung bezogenen Wirkungsgrade sind nur rein statistisch aufzufassen und führen leicht zu falschen Folgerungen, denn die Feststellung, daß von der zugeführten Wärme nur 57,13% für die eigentliche Wasserverdunstung umgesetzt werden, verleitet zu der Annahme, die Ausnutzung sei schlecht. Trotzdem kann sie, gemessen an der thermischen Möglichkeit, besser sein als ein Gesamtwirkungsgrad von 80% bei einem anderen Produkt mit höherem Feuchtigkeitsanteil gegenüber der aufzuwärmenden Trockensubstanz.

Bei chemisch gebundenem Wasser muß oft eine hohe Aufheizung des Gutes zur Abspaltung desselben vorgenommen werden, eine Notwendigkeit, die fast immer mit höherem Wärmeverbrauch verbunden ist als zur Verdunstung oder Verdampfung der Feuchtigkeit selbst. Im vorliegenden Falle beträgt der theoretische Wärmeverbrauch je 1 kg H₂O-Verdampfung nach Punkt 4. 773,18 kcal. Damit wird $H = \frac{773,18 \cdot 100}{1075,7} = 71,9\%$.

Tabelle 4. Leistung und Wärmebedarf

1 Anlage Nr.	2 Einbau nach Ab- bildung	3 Trommel			4 Produkt		5 Wassergehalt in %	
		Durch- messer	Länge	Inhalt m ³	Art	Menge kg/h	vor	nach
							der Trocknung	
		in m		x_1	x_2			
1	42	1,3	7	9,25	Sand	10 105	7,75	0,053
2	43	0,8	4	2,01	Sand	3 699	4,37	0,061
3	42	3,0	15	106,05	Braun- kohle	37 763	53,0	7,62
4	43	3,0	15	106,05	Braun- kohle	32 125	55,5	7,13

11. Gleich- und Gegenstromtrocknung.

Erwähnt sei hier die zu voreilig fast als Gesetz ausgemünzte Stelle eines Handbuches der Trocknerei, in dem ausgeführt ist:

„Theoretisch erscheint die Gegenstromtrocknung deshalb geeignet zu sein, weil die Luft dabei stark mit Feuchtigkeit beladen werden kann, während bei der Trocknung im Gleichstrom eine geringere Wärmeausnutzung stattfindet: Die Luft verläßt sehr ungenügend gesättigt den Trockenapparat mit einer Temperatur von 60—100° C.“

Aus der Tatsache, daß die aus einer Trommel im Gegenstrom entströmenden Gase gewöhnlich einen erheblich höheren Feuchtigkeitsgrad, sowie eine niedrigere Temperatur aufweisen als bei Anwendung von Gleichstrom, kann nicht auf eine bessere Wärmeausnutzung und einen geringeren Wärmeverbrauch bei dem Gegenstromverfahren geschlossen werden. Auch der gleichmäßigere und bessere Temperatúraustausch beim Gegenstrom ändert daran nichts. Wichtig ist die Verwendung des

verschiedener Trommeltrockner.

6		7		8				9	10
t Trocknungs- gas °C		t Produkt °C		Außenluft				Verdampfte Wassermenge kg/m ³ Trom- melinhalt w'	Spez. Wärme- verbrauch/kg H ₂ O-Ver- dampfung q
Eintritt t_e	Austritt t_n	Ein- tritt t_a	Aus- tritt t_f	mm QS	t_0	φ	x kg/kg Reinluft		
845,2	97,84	24,16	93,27	761	34,12	39,85	0,0133	83,72	1075,7
840,7	101,04	3,29	80,78	750	22,29	40,56	0,0069	79,6	1228,3
891,0	149,06	17,69	88,69	749,6	18,49	74,41	0,0101	170,2	928,3
924,0	150,09	14,39	81,84	734,9	7,03	—	0,0054	157,9	961,2

Zunächst sei rein theoretisch ohne Beachtung der Wärmeverluste durch Leitung, Strahlung, Materialerwärmung usw. untersucht, wie es mit dem Wärmeverbrauch bei den beiden Verfahren aussieht. Der Wärmewert der Gase, der für die Umwandlung der Feuchtigkeit in Dampf zur Verfügung steht, muß sich in dem entstehenden Gasdampfgemisch in jedem Trommelquerschnitt und ebenso am Ende derselben wiederfinden, so daß man es mit einer Zustandsänderung der Luft bei unveränderlichem Wärmehalt zu tun hat. Ausgehend von Frischluft mit beispielsweise $t_a = 12^\circ \text{C}$ und $\varphi = 50\%$ bei einem Barometerstand von 760 mm QS sollen der Einfachheit halber scharf abgegrenzte Annahmen getroffen werden, und zwar:

1. beim Gegenstrom: Ablufttemperatur $t_n 30^\circ \text{C}$ und $\varphi = 79\%$ und
2. beim Gleichstrom: Ablufttemperatur $t_n 80^\circ \text{C}$ und $\varphi = 30\%$.

Bei oberflächlicher Betrachtung der angenommenen Werte erscheint das Gegenstromverfahren vorteilhafter. Dem ist aber nicht so. Die folgende kurze Auswertung beweist vielmehr, daß auch in diesem Falle das Gleichstromverfahren das wirtschaftlichere, also dasjenige ist, bei welchem die wenigste Wärme bei gleicher Wasserverdunstung abgeführt bzw. gebraucht wird. Zunächst muß zur Bestimmung der Wärmemengen obengenannter Dampfluftgemische die Menge der Luft und des Dampfes ermittelt werden. Der Wasserdampf der Frischluft vor dem Aufheizen zum Eintritt in den Trockner ($t_a = 12^\circ \text{C}$, $\varphi = 50\%$) hat nach Tabelle 1 eine Teilspannung h_D von

$$10,5 \cdot \frac{50}{100} = 5,2 \text{ mm QS,}$$

$$\text{beim Austritt nach 1. } 31,5 \cdot \frac{79}{100} = 24,9 \text{ mm QS,}$$

$$\text{sowie beim Austritt nach 2. } 354,6 \cdot \frac{30}{100} = 106,4 \text{ mm QS.}$$

Da die Spannung fast unabhängig von der Temperatur ist, entspricht diese bei der Frischluft einem Taupunkt von $\sim 2^\circ$ mit 5,3 mm QS, bei der Abluft nach 1. $\sim 26^\circ$ und schließlich bei der Abluft nach 2.

~ 53° C. Die zu diesen Temperaturen gehörigen Sättigungswassergehalte betragen nach Spalte 5, Tabelle 1

für die zur Trocknung aufzuwärmende Frischluft $x = 4,38$ g/kg Luft,

für die Abluft nach 1. $x_1 = 21,2$ g/kg Luft,

für die Abluft nach 2. $x_2 = 102,1$ g/kg Luft.

Es sind demnach erforderlich:

$$1. l_1 = \frac{1000}{x_1 - x} = \frac{1000}{21,2 - 4,38} = 59,54 \text{ kg Luft/kg Wasserverdunstung,}$$

$$2. l_2 = \frac{1000}{x_2 - x} = \frac{1000}{102,1 - 4,38} = 10,23 \text{ kg Luft/kg Wasserverdunstung.}$$

Der Wärmehalt für 1 kg Luft + Dampf, gesättigt beim Austritt, beträgt:

$$\text{bei 1. } i_1 = i_{26^\circ} + \text{dem Wärmezuwachs } c_r \text{ von 26 auf } 30^\circ = 19 + 0,2476 (30 - 26) = 19,99 \text{ kcal,}$$

$$\text{bei 2. } i_2 = i_{53^\circ} + \text{dem Wärmezuwachs } c_r \text{ von 53 auf } 80^\circ = 75,8 + 0,2862 (80 - 53) = 83,5 \text{ kcal.}$$

Der ebenso berechnete Wärmehalt der eintretenden Luft beträgt:

$$i_0 = i_{2^\circ C} + 0,2396 \cdot (12 - 2) = 5,29 \text{ kcal.}$$

Es verbleibt für 1. $i_1 = 19,99 - 5,29 = 14,70$ kcal/kg,

für 2. $i_2 = 83,53 - 5,29 = 78,24$ kcal/kg.

Daraus folgt die spezifische Wärmemenge für:

$$1. q_1 = l_1 \cdot i_1 = 59,45 \cdot 14,7 = \text{etwa } 874 \text{ kcal/kg Wasserverdunstung,}$$

$$2. q_2 = l_2 \cdot i_2 = 10,23 \cdot 78,24 = \text{etwa } 800 \text{ kcal/kg Wasserverdunstung.}$$

Neben dem Vorteil, daß nach dem Beispiel bei dem Gleichstrombetrieb laut 2. in Vergleich zum Gegenstrom nur etwa $\frac{1}{6}$ der Luftmenge zu bewältigen ist, stellt sich der Wärmeverbrauch für den Gleichstrombetrieb nennenswert günstiger (800 : 874 kcal/kg). Natürlich ist in beiden Fällen die Erwärmung der Frischluft eine sehr verschiedene. Da die spezifische Wärme trockener Luft c_{pL} — die mengenmäßig geringe Feuchtigkeit der zur Aufwärmung gelangenden Frischluft soll vernachlässigt werden — ~ 0,24 beträgt, so erfordern

$$\text{bei 1. die } 14,7 \text{ WE eine Erwärmung auf } \frac{14,7}{0,24} = 61,3^\circ \text{ C und}$$

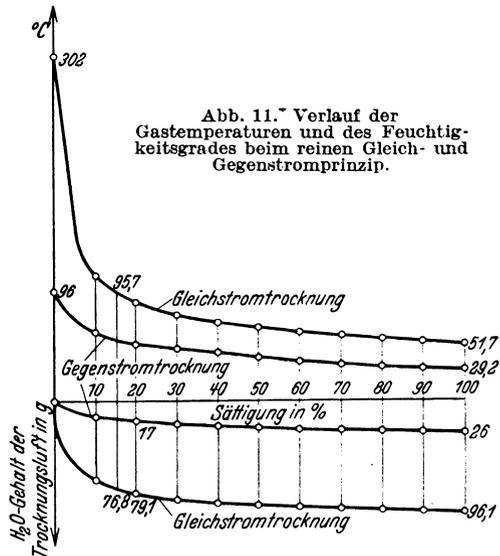
$$\text{bei 2. die } 78,24 \text{ WE eine Erwärmung auf } \frac{78,24}{0,24} = 316,2^\circ \text{ C.}$$

Eine Temperatur von 316° C ist ohne Schwierigkeit zu erreichen und ist auch bei Anwendung des Gleichstromverfahrens in den überaus meisten Fällen bei einer Ablufttemperatur von etwa 80° C für jene Produkte anwendbar, die nach dem Gegenstromprinzip im weitgehendst vorgetrockneten Zustande von Gasen mit 61,3 C beaufschlagt werden dürfen. Solange das zu trocknende Produkt noch viel Nässe bewahrt, ist eine Gefahr der Überhitzung auch bei Anwendung hochoberwärmter Gase mit einer geringen relativen Feuchtigkeit nicht zu befürchten (s. Temperaturverlauf, S. 642). Auch Temperaturen bis 1000° C und darüber werden bei vielen Produkten und Anwendung des Gleichstrom-

prinzipes heute vielfach angewandt. Erinnert sei an die Trocknung von Braunkohle mit einem hohen Prozentsatz leicht flüchtiger Bestandteile in Rieseltrocknern unter Anwendung von Feuergastemperaturen bis 1100°C . Bei einigermaßen richtiger Betriebsführung kann es nicht zur Überhitzung, Verbrennung oder Entgasung der Kohle kommen. Es hat lange gedauert, bis die Oberbergämter die Erstellung derartiger Feuergas-Rieseltrockner, also Trommeln mit Inneneinbauten, in Braunkohlentrocknungsanlagen zuließen.

Das Vorteilhafteste ist hohe Ablufttemperatur in Verbindung mit hohem Feuchtigkeitsgrad. Dies verlangt überall dort, wo eine stufenweise Aufwärmung der Gase nicht durchgeführt werden kann, hohe Gaseintrittstemperatur. Dem sind durch die Eigenart des jeweils zu trocknenden Produktes Grenzen gesetzt. Gegebenenfalls kann zur Abstimmung der Gaseintrittstemperatur an Stelle von Zweitluft ein Teil der Abluft zurückgeleitet werden, wie dieses auf S. 640 beschrieben worden ist. Damit ist die Möglichkeit gegeben, den Feuchtigkeitsgrad bedeutend zu steigern.

Abb. 11 zeigt den theoretischen Verlauf der Temperaturen und den des Feuchtigkeitsgrades der Trockenluft beim reinen Gleich- und Gegenstrom. In dem graphischen Darstellung zugrunde gelegten Beispiel wurde angenommen, daß die Luft beim Gleichstrom mit 302°C , Feuchtigkeitsgrad $\varphi = 0\%$, und beim Gegenstrom mit 96°C sowie Feuchtigkeitsgrad φ ebenfalls $= 0\%$ in die Trommel eintritt. Hat beim Gleichstrom die Luft den Feuchtigkeitsgrad von 15% erreicht, so ist die Temperatur von 302°C bereits sturzartig¹ auf etwa $95,7^{\circ}\text{C}$ gefallen. Die Temperaturkurve beim Gegenstrom verläuft dagegen viel gestreckter, denn die Luft trifft zunächst auf das nahezu fertig getrocknete Produkt und erreicht viel langsamer einen höheren Feuchtigkeitsgrad. Unverkennbar zeigen dann die den Feuchtigkeitsgrad der Trockenluft darstellenden Kurven, daß beim Gleichstrom und einem Feuchtigkeitsgrad von 15% $76,8\text{ g}$ Wasseraufnahme vorhanden sind und bei 20% $79,1\text{ g}$. Die weitere Feuchtigkeitssteigerung geht sehr träge vor sich, denn wenn dieselbe von 20% selbst bis auf 100% steigen würde, hat der Wassergehalt nur um $17\text{ g} = 21,5\text{ Gew.}\%$



¹ Siehe Temperaturverlauf S. 642.

zugenommen. Beim Gleichstrom kann also mit einer Erhöhung des Feuchtigkeitsgrades nur wenig erreicht werden.

Anders beim Gegenstrom. Hier beträgt der Wassergehalt bei 20% 17 g und bei 100% 26 g, was eine Steigerung um 52,9 Gew.-% bedeutet. Infolgedessen muß beim Gegenstrom der Feuchtigkeitsgrad möglichst hoch getrieben werden. Im übrigen zeigen die Kurven die große Differenz im Wassergehalt der Trocknungsluft bei den beiden Verfahren, woraus sich erklärt, daß die Luftmenge beim Gegenstromtrocknen sehr viel größer als beim Gleichstromtrocknen sein muß. Ist man jedoch etwa infolge Beschaffenheit der Wärmequelle an eine relativ niedrige Heißlufttemperatur gebunden und soll trotzdem bis auf einen geringen Endwassergehalt getrocknet werden, oder soll dem Trocknungsgut auch die letzte Spur von Feuchtigkeit entzogen werden, so muß man oft auf das Gegenstromverfahren zurückgreifen. Dasselbe trifft in erhöhtem Maße beim Calcinieren bzw. Glühen, Brennen und Kühlen (s. S. 700) zu. Bei der außerordentlich großen Zahl von zu trocknenden Produkten ist schließlich mit so vielfältigen Eigenschaften derselben zu rechnen und mit so verschiedenen, zu erfüllenden Bedingungen, daß allgemein gültige Regeln weder über die Strömungsrichtungen noch über die Anwendung der Lufttemperaturen aufgestellt werden können.

Für Trockenkanäle, Bandtrockner usw. sind diese Ausführungen nur bedingt zutreffend. Solche Trocknerarten sollten ausschließlich mit ständiger Luftumwälzung derart ausgebildet werden, daß die Trockenluft fortlaufend in dem Trockenraum durch die Heizkammern — bei Auswechslung eines nur geringen Teiles der Luft mit hohem Feuchtigkeitsgrad gegen Frischluft — zirkuliert.

Temperaturhaltung.

[S. auch Temperaturverlauf in direkt beheizten Trommeltrocknern, S. 642.]

Die wichtigste, an eine Trockentrommel bzw. einen Drehtrockner oder Drehofen zu stellende Forderung ist die Möglichkeit der Abgas-Temperaturhaltung beim Austritt. In direkter Abhängigkeit davon steht die Eigentemperatur des zu trocknenden Produktes. Im ersten und zweiten Trommeldrittel sind Temperaturschwankungen praktisch ohne Einfluß, weil die hier noch größeren Feuchtigkeitsgehalte des Gutes die Wärme schnell absorbieren. Erst gegen Ende der Trocknung findet die stärkere Aufheizung statt, so daß die Materialeigentemperatur bei scharfer Einstellung bis nahe an die Abgastemperatur herangesteigert werden kann. Soll beispielsweise Calciumsulfat $\text{CaSO}_4 \cdot 2 \text{H}_2\text{O}$ zu Stuckgips des Handels $\text{CaSO}_4 \cdot \frac{1}{2} \text{H}_2\text{O}$ verarbeitet werden, so muß ersterem durch Erhitzen auf etwa 180°C 75% seines Krystallwassers entzogen werden. Durch geringe Überhitzung des Stuckgipses auf $190\text{--}200^\circ \text{C}$ verflüchtigt sich auch der letzte Anteil an gebundenem Wasser, und es entsteht der sog. Schnellbinder, der nicht wie jener, mit Wasser angeteigt, in angemessener Zeit, sondern augenblicklich abbindet. Gute Temperaturhaltung ist also erforderlich. Der Calcinierprozeß findet zweckmäßig in der Trommel statt, weil diese ohne automatische Temperaturregelung

bei Anwendung von kontinuierlich arbeitenden Rost- sowie bei Gas- und Ölfeuerungen und unter Anwendung von Heizgas-Eintrittstemperaturen von 1000°C und darüber bezüglich der Endtemperatur ohne besondere Aufsicht auf $2\text{--}3^{\circ}\text{C}$ genau gefahren werden kann. In besonderen Fällen sind Regler anzuordnen, welche die Temperatur der Gase und zuweilen auch die Eigentemperatur des Gutes eng begrenzt halten. Verbunden mit einer Signalvorrichtung, die bei Störungen in Funktion tritt, wird auch bei ganz unüberwachtem Betrieb jede Gefahr zu hoher Erwärmung ausgeschaltet.

12. Anwendungsgebiete.

Auf die besonderen Merkmale bei der Trocknung der verschiedensten Produkte kann wegen der außerordentlichen Vielseitigkeit des Gegenstandes nicht eingegangen werden. Auf S. 642 ist ausgeführt worden, daß bei der Trocknung empfindlicher Produkte die Zeit der Wärme einwirkung entscheidend ist. Viele chemische und sonstige Erzeugnisse ertragen auf kurze Zeit selbst sehr hohe Temperatur ohne Nachteil. Viele Literaturangaben über die Begrenzung der Naß- und Trocken-temperatur haben diesen wichtigen Punkt unberücksichtigt gelassen und enthalten deshalb unbrauchbare Werte. So können Milch, Casein u. dgl. mit $100\text{--}150^{\circ}\text{C}$ heißen Trocknungsgasen oder mit ebenso hoch aufgeheizten Walzen getrocknet werden, ohne Schaden zu erleiden.

Das durch Umkrystallisieren des Rohkieserits aus konzentrierten Lösungen in Form von Nadelkrystallen gewonnene Bittersalz $\text{MgSO}_4 \cdot 7\text{H}_2\text{O}$ verliert sein Krystallwasser bei 38°C und Glaubersalz $\text{Na}_2\text{SO}_4 \cdot 10\text{H}_2\text{O}$ schmilzt, wenn es auf 33°C aufgewärmt wird, in seinem Krystallwasser. Diese maximal möglichen Eigentemperaturen der Produkte stehen selbstverständlich in Abhängigkeit von t der Trocknungsgase — mehr noch von dem Feuchtigkeitsgrad derselben —, doch heißt das aber nicht: Die Gastemperatur darf 38 bzw. 33°C nicht überschreiten. Zur Erreichung des gewollten Effektes ist die Führung des Trocknungsprozesses maßgebend. So kann nach dem Beispiel auf S. 623 Glaubersalz nach dem Gleichstromprinzip in Trockentrommeln mit Gaseintrittstemperaturen von $\sim 74^{\circ}\text{C}$, bei $\varphi = 10\%$ oder von 86°C bei $\varphi = 5\%$ sowie einer Gasaustrittstemperatur von $\sim 50^{\circ}\text{C}$ bei $\varphi = 50\%$ ohne Entziehung von Krystallwasser getrocknet werden.

Anders liegt die Aufgabe, wenn $\text{MgSO}_4 \cdot 7\text{H}_2\text{O}$ calciniert, also gänzlich vom Krystallwasser befreit werden soll. In diesem Falle ist eine starke Aufheizung erforderlich. 6 Moleküle H_2O werden zwischen $105\text{--}150^{\circ}\text{C}$ entfernt, ein weiteres $\frac{1}{2}$ Molekül bei $\sim 330^{\circ}\text{C}$ und das letzte Molekül bei $\sim 380^{\circ}\text{C}$. Ein solcher Calciniervorgang erfordert deshalb meist die Anwendung des Gegenstromprinzipes. Die Höhe der Mindestcalciniertemperatur, welche zur vollständigen Durchführung des Prozesses von dem Produkt angenommen werden muß, ist fast für jedes Produkt verschieden.

Für Calciniervorgänge ist schließlich zu berücksichtigen, daß die Krystallwasserbindung bei dem Auskrystallisieren in den meisten Fällen

unter Wärmeentwicklung vor sich geht. Demzufolge ist für das Austreiben des Krystallwassers sowohl die Bindungswärme als auch die Wärme zum Verdampfen des Wassers in Rechnung zu stellen. Außer anhaftendem und Krystallwasser ist in einzelnen Fällen auch sog. Dekreptionswasser, welches von Krystallen mechanisch neben Mutterlauge eingeschlossen wird, zu beachten. So kann Ammoniumnitrat, welches aus Gründen der Wirtschaftlichkeit durch Zentrifugen mechanisch vorentwässert werden sollte, unter Beachtung der anwendbaren, relativ niedrigen Gastemperatur auf 0,1% Restfeuchtigkeit gebracht werden. Diese Art der Entwässerung ist nicht anwendbar auf das auf Kühlwalzen krystallisierte Produkt. Dieses enthält Laugen- sowie Feuchtigkeitseinschlüsse und ist weniger fein krystallinisch, so daß nur durch anhaltende Einwirkung der Trocknungsgase das eingeschlossene Wasser unter knisterndem Geräusch unter Zerplatzen der Krystallgebilde frei wird. Allgemein tritt das Dekreptieren bei Stoffen ein, die, wie das Kochsalz, bei der Krystallisation etwas Mutterlauge mechanisch einschließen.

Es ist nicht immer richtig, den Trocknungsprozeß langsam einzuleiten und gegen Ende zu steigern, Eine schärfere Beaufschlagung und eine stärkere Erwärmung zu Beginn des Trocknens, wo infolge der noch vorhandenen größeren Feuchtigkeit Schaden am wenigsten eintreten kann, hat bei vielen Produkten den Vorteil, daß Mikroorganismen, Fermente u. dgl. abgetötet werden. Damit kommen Oxydations- und Fermentationsprozesse augenblicklich zum Stillstand; ungünstige Veränderungen des Trockengutes werden ausgeschaltet. Außerdem wird bei Pflanzen und Drogen ein Erweichen der Zellen ähnlich dem Kochprozeß erreicht, also eine günstige Gestaltung der Oberflächen erzielt.

C. Trocknen durch unmittelbare Berührung des Gutes mit heißen Flächen¹.

Bei der Trocknung von Gütern, die wenig oder gar nicht temperaturempfindlich sind, und die eine rasche Trocknung zulassen, kann der gasförmige Wärmeüberträger entbehrt werden. Man läßt dann die Wärme den unmittelbaren Weg vom Heizkörper zum Gute gehen, indem man beide in direkte Berührung miteinander bringt. Das führt dazu, daß der Heizkörper gleichzeitig als Gutträger dient. Diese Trocknungsart liegt beispielsweise vor bei Anwendung von direkt befeuerten Trockenherden, auf denen das Gut ausgebreitet liegt; ebenso bei Verwendung von dampfbeheizten Rohrrosten, doppelwandigen Platten und solchen mit aufgeschweißten oder eingegossenen Heizrohren, ferner bei Walzen-, Mulden-, Teller- und außenbeheizten Drehtrocknern verschiedenster Bauart.

An den Berührungsstellen geht die Wärme durch Leitung von der Heizfläche an das Gut über, wodurch an sich ein weitgehender Temperaturausgleich an den Auflageflächen möglich ist. Solange jedoch das Gut

¹ Bearbeitet von Dr.-Ing. Simon.

noch genügend Feuchtigkeit enthält, ist die Temperatur des Gutes und der darin enthaltenen Flüssigkeit begrenzt; sie kann nicht über die dem vorliegenden Druck zugehörige Siedetemperatur der Flüssigkeit hinaus steigen. Tritt aber die Flüssigkeit immer mehr und mehr zurück und erreicht das Gut sehr hohe Trockengrade, so nimmt dieses allmählich die Temperatur der Heizfläche bzw. des Heizmittels an.

Die Intensität der Wärmebewegung und damit die Trocknungsleistung hängt fast immer davon ab, wie die Wärme im Gute weitergeleitet und aufgebraucht wird, denn die Wärmeleitfähigkeit der metallischen Heizfläche liegt meist erheblich über jener des Gutes. Um die Wärmebewegung zu beschleunigen und die Leistung zu steigern, wird man in der Regel mit der Heizmitteltemperatur über die Siedetemperatur der Flüssigkeit hinausgehen und damit eine Verdampfung der Flüssigkeit erreichen. Da aber das Gut mit fortschreitender Trocknung selbst die Heizmitteltemperatur annimmt, ist diese durch die Temperaturempfindlichkeit des Gutes in ihrer Höhe festgelegt. Ist das Gut schon gegen Temperaturen empfindlich, die unter der Siedetemperatur der Flüssigkeit, also bei Wasser unter 100° C liegen, so kann die Trocknung unter atmosphärischem Druck nur durch Verdunstung erreicht werden. In diesem Falle ist zu beachten, daß für die Abfuhr des verdunsteten Wassers ein Feuchtigkeitsträger unbedingt erforderlich ist. Man hat also für eine ausreichende Belüftung zu sorgen, wobei zu berücksichtigen ist, daß für die Aufnahme einer bestimmten Dampfmenge bei niedriger Lufttemperatur eine größere Luftmenge erforderlich ist als bei Verwendung von vorgewärmter Luft.

Ein anderer Weg, auch bei temperaturempfindlichen Gütern mit unmittelbarer Beheizung zu arbeiten, besteht darin, die Siedetemperatur der Flüssigkeit zu senken, indem man den Druck erniedrigt, die Flüssigkeit also unter Vakuum bei niedrigerer, unschädlicher Temperatur zum Verdampfen bringt. Über die Vakuumtrocknung vgl. den Abschnitt: Trocknen unter Über- und Unterdruck (S. 656).

Bei der Beeinflussung empfindlicher Güter durch hohe Temperaturen spielt nicht selten die Zeit, während der die Temperatur auf ein Gut wirksam ist, eine entscheidende Rolle (s. auch S. 686 u. 704). Es gibt viele Erzeugnisse der chemischen Industrie, die bei längerer Einwirkung erhöhter Temperaturen Schaden leiden, während sie selbst sehr hohe Temperaturen auf kurze Zeit ohne Nachteil vertragen. In solchen Fällen läßt sich eine rasche Trocknung am vorteilhaftesten auf Walzentrocknern durchführen, da bei diesen Apparaten Trocknungstemperatur und Trocknungsdauer in beliebiger Weise miteinander kombiniert werden können.

Werden stückige Güter durch sog. Kontakttrocknung, also durch Berührung mit heißen Flächen getrocknet, so stehen die einzelnen Stücke zuweilen nur durch eine sehr geringe Auflagefläche mit der Heizfläche in Berührung. Die Heizfläche ist also nicht wie bei einem flüssigen oder pastenförmigen Gute völlig mit diesem bedeckt, sondern hat viele unbedeckte Stellen. Je nach der äußeren Form des Gutes kann der unbedeckte Teil im Verhältnis zur gesamten Heizfläche klein oder groß sein. Tritt der vom Gut berührte Teil der Heizfläche gegenüber dem

unberührten Teil zurück, so tritt damit auch die Wärmeübertragung durch Leitung zurück, und die Wärmeübertragung durch Strahlung macht sich mehr und mehr geltend. Man hat besonders bei grobstückigem Gut darauf Bedacht zu nehmen, daß ein großer Teil der Wärme durch Strahlung zu übertragen ist, und daß hierfür entsprechend günstige Verhältnisse zu schaffen sind. Da die Intensität der Strahlung mit der Differenz der vierten Potenzen der absoluten Temperaturen ansteigt, ist für günstige Strahlungsverhältnisse in erster Linie ein hohes Temperaturniveau anzustreben. Außerdem kann durch geeignete Ausbildung und Anordnung der Heizflächen oder durch Einbau von Strahlungskörpern der Wärmeaustausch durch Strahlung besonders begünstigt werden.

D. Trocknen bei Über- und Unterdruck¹.

Trocknen unter Überdruck, also in einem druckfesten Raum, kommt kaum vor; denkbar wäre ein solches Verfahren dort, wo ein Gut im Verlaufe seiner Fabrikation unter einem gewissen Überdruck stehen muß und dabei auch einen Trocknungsprozeß zu durchlaufen hat. Wärmetechnisch ist die Anwendung von Druck zur Trocknung mit unmittelbarem Wärmeaufwand keinesfalls berechtigt.

Um so bedeutungsvoller ist die Trocknung bei gegen die Atmosphäre erniedrigtem Druck. Der Natur der Vakuumtrocknung, bei der Luft und nichtkondensierende Gase durch Pumpenarbeit entfernt werden müssen, widerspricht es, mit einem gasförmigen Wärmeübertragungsmittel zu arbeiten; es wird deshalb bei dieser Trocknungsart wohl ausnahmslos die Wärme durch unmittelbare Berührung mit Heizflächen, also durch Wärmeleitung und durch Strahlung an das Gut übertragen. Aus diesem Grunde wird die Vakuumtrocknung häufig in Verbindung mit Walzen- und Muldentrocknern angewendet. Daneben gibt es Vakuumtrockner verschiedenster Konstruktion. Sie weisen sämtlich unmittelbar geheizte Träger für das Gut oder Strahlungskörper auf.

Im allgemeinen hat die Trocknung bei Unterdruck keinen schädlichen Einfluß auf die Guteigenschaften; doch gibt es z. B. eine ganze Anzahl von Stoffen, die sich durch die intensive Dampfbildung in ihrem Inneren aufblähen und in einen schwammigen oder schaumigen Zustand geraten, der unerwünscht sein kann. Auf derartige Besonderheiten muß natürlich bei der Wahl eines Trocknungsverfahrens Rücksicht genommen werden. Andererseits bietet das Arbeiten mit Unterdruck in vielen Fällen erst die Möglichkeit, Stoffe unter Anwendung von Wärme wirtschaftlich zu trocknen, ganz abgesehen von den wärmewirtschaftlichen Vorteilen, die die Vakuumtrocknung sonst haben kann. Solche Fälle liegen z. B. dann vor, wenn das Gut unter dem Einfluß von Luftsauerstoff und höherer Temperatur feuergefährlich wird, oder wenn es unter der Einwirkung der Luft zu unerwünschten Veränderungen wie Oxydation u. dgl. neigt. Weiterhin wird die Anwendung von Unterdruck beim Trocknen dann zur Notwendigkeit, wenn dabei schädliche oder übelriechende Gase entstehen, die nicht in den Raum austreten dürfen, sondern auf diese

¹ Bearbeitet von Dr.-Ing. Simon.

Weise zweckmäßig und sicher abgeführt werden können. Ist ein derartiger Sonderfall nicht gegeben, so wird allgemein die Anwendung der Vakuumtrocknung auf Grund der vorliegenden wärmewirtschaftlichen Verhältnisse zu erörtern sein.

1. Unmittelbarer Wärmebedarf der Verdampfungstrocknung.

Auch beim Trocknen unter vermindertem Druck kann entweder Verdampfung oder Verdunstung eintreten. Beide Fälle sollen bezüglich ihres Wärmebedarfs näher untersucht und den entsprechenden Verhältnissen bei der Trocknung unter atmosphärischem Druck gegenübergestellt werden. Dazu sei angenommen, daß in einem Trockner Wasser aus einem Gut durch unmittelbare Beheizung mittels Heizkörper aufgetrocknet werde, wobei unter der Wirkung von Kondensator und Luftpumpe ein Gesamtdruck von 55 mm QS aufrechterhalten wird.

Eine Verdampfung wird dann eintreten, wenn das Wasser die zu dem Druck von 55 mm QS gehörige Siedetemperatur von $t_s = 40^\circ \text{C}$ erreicht hat. Werden G kg Reingut von einer spezifischen Wärme $c_g = 0,3 \text{ kcal/kg } ^\circ \text{C}$ mit einer Temperatur von $t_0 = 20^\circ \text{C}$ in den Trockner eingebracht und soll das Gut von einem Anfangswassergehalt $x_1 = 60\%$ auf einen Endwassergehalt $x_2 = 5\%$ gebracht werden, so ist mit der spezifischen Wärme der Flüssigkeit c_f und der Verdampfungswärme r bei der Temperatur t_s hierzu ein unmittelbarer Wärmearaufwand von

$$Q = G \cdot c_g (t_s - t_0) + \frac{x_1}{100 - x_1} \cdot G \cdot c_f (t_s - t_0) + \left(\frac{x_1}{100 - x_1} - \frac{x_2}{100 - x_2} \right) \cdot r \cdot G \text{ kcal} \quad (26)$$

nötig oder auf 1 kg Trockengut bezogen:

$$q = c_g (t_s - t_0) + \frac{x_1}{100 - x_1} \cdot c_f (t_s - t_0) + \left(\frac{x_1}{100 - x_1} - \frac{x_2}{100 - x_2} \right) \cdot r \text{ kcal/kg} \quad (27)$$

und mit den obigen Zahlenwerten:

$$q = 0,3 (40 - 20) + 1,5 \cdot 1 (40 - 20) + 1,45 \cdot 573 \\ = 6 \quad + \quad 30 \quad + \quad 831 = 867 \text{ kcal/kg.}$$

Es sind also zur Aufheizung des Gutes 6 kcal, zur Aufheizung des anfangs enthaltenen Wassers 30 kcal und zur Verdampfung des aufzutrocknenden Wassers 831 kcal aufzubringen, und zwar alles auf 1 kg Reingut bezogen.

Würde man die gleiche Trocknung unter atmosphärischem Druck von 760 mm QS vornehmen, also bei der Siedetemperatur $t_s = 100^\circ \text{C}$ und mit der entsprechenden Verdampfungswärme $r = 539 \text{ kcal/kg}$, so würde ein Wärmearaufwand von

$$q' = 0,3 (100 - 20) + 1,5 \cdot 1 (100 - 20) + 1,45 \cdot 539 \\ = 24 \quad + \quad 120 \quad + \quad 782 = 926 \text{ kcal}$$

je 1 kg Reingut nötig werden. Der Vergleich der einzelnen Summanden läßt erkennen, daß die Aufheizwärme des Reingutes und der Flüssigkeit den gesamten Wärmearaufwand um so ungünstiger beeinflussen, je höher die Siedetemperatur des Wassers durch den gewählten Druck getrieben wird. Bei der obigen Berechnung ist die Erwärmung der von Undichtigkeit herrührenden Luft sowie die übrigen Wärmeverluste außer acht gelassen. Weiterhin ist auch die Aufheizung von Einbauten, Traggestellen, die bei periodischer Beschickung immer wieder abkühlen,

unberücksichtigt geblieben. Da die Wärmeverluste aber um so größer werden, je höher die Arbeitstemperatur liegt, so würde die Berücksichtigung der Verluste das günstige Ergebnis für die Vakuumtrocknung nur noch unterstreichen.

2. Unmittelbarer Wärmebedarf der Verdunstungstrocknung.

Obwohl bei der Trocknung unter vermindertem Druck wohl ausnahmslos mit Verdampfung gearbeitet wird, soll auch der Fall der Verdunstung unter vermindertem Druck untersucht werden. Für die Verdunstung ist die Anwesenheit eines Gases notwendig. Es soll für die folgende Untersuchung Luft derart durch den Trockner gesaugt werden, daß sich in diesem ein Gesamtdruck von 55 mm QS einstellt. Dabei darf die Siedetemperatur $t_s = 40^\circ \text{C}$ nicht erreicht werden, vielmehr soll im Gut eine Temperatur von $t_v = 35^\circ \text{C}$ erhalten bleiben. Im übrigen seien die gleichen Verhältnisse wie in Beispiel (S. 657) beibehalten. Die Art der Wärmezufuhr ist an sich gleichgültig; sie kann entweder durch unmittelbare Heizung mittels Heizplatten usw. oder durch Vor- und Zwischenheizung der Luft derart vorgenommen werden, daß die Lufttemperatur immer etwa 35°C bleibt. Wenn in der Frischluft von 20°C und mit dem Feuchtigkeitsgrad $\varphi = 0,6$ bereits 0,008 kg Wasser/kg Reinsluft enthalten sind, so kann die Luft bei 35°C und völliger Sättigung im Trockner noch 2,032 kg Wasser/kg Reinsluft aufnehmen. Um also 1 kg Wasser aus dem Trockner zu entfernen, sind $\frac{1}{2,032} = 0,492$ kg Reinsluft nötig und da je kg Reinsluft $\frac{x_1}{100-x_1} - \frac{x_2}{100-x_2} = 1,45$ kg Wasser aufzutrocknen sind, ergibt sich je kg Reingut ein Reinsluftbedarf von $L = 0,492 \cdot 1,45 = 0,714$ kg. Damit wird der gesamte Wärmeaufwand für 1 kg Reingut

$$q_v = c_g (t_v - t_0) + \frac{x_1}{100-x_1} \cdot c_f (t_v - t_0) + L \cdot c_{pL} (t_v - t_0) + \left. \left(\frac{x_1}{100-x_1} - \frac{x_2}{100-x_2} \right) \cdot r \text{ kcal.} \right\} \quad (28)$$

Mit den obigen Zahlenwerten und einer mittleren spezifischen Wärme für feuchte Luft $c_{pL} = 0,245$ kcal/kg $^\circ \text{C}$ wird

$$q_v = 4,5 + 22,5 + 2,6 + 835 = 864,6 \text{ kcal.}$$

Für die Verdunstungstrocknung unter atmosphärischem Druck von 760 mm QS bei $t_v = 70^\circ \text{C}$ würde 1 kg Reinsluft mit 0,008 kg Anfangswassergehalt aus dem Trockner 0,272 kg Wasser bei völliger Sättigung austragen können, so daß für die Auftrocknung von 1 kg Wasser 3,7 kg Reinsluft nötig werden und je kg Reingut der Reinsluftbedarf sich auf $L' = 3,7 \cdot 1,45 = 5,4$ kg stellt. Damit beträgt unter Berücksichtigung der Verdampfungswärme mit $r = 557$ kcal/kg der unmittelbare Wärmeaufwand je kg Reingut

$$\begin{aligned} q'_v &= 0,3 (70 - 20) + 1,5 \cdot 1 (70 - 20) + 5,4 \cdot 0,245 (70 - 20) + 1,45 \cdot 557 \\ &= 15 \quad \quad \quad + \quad \quad \quad 75 \quad \quad \quad + \quad \quad \quad 66 \quad \quad \quad + \quad \quad \quad 808 \\ &= 964 \text{ kcal.} \end{aligned}$$

Bei der Verdunstungstrocknung zeigt sich also in bezug auf den unmittelbaren Wärmeaufwand ebenfalls die Überlegenheit der Vakuumtrocknung, wobei die auf 1 kg Reingut entfallende Luftmenge eine stark hervortretende Rolle spielt. Die vernachlässigten Verluste würden bei ihrer Berücksichtigung ebenfalls noch etwas zugunsten der Vakuumtrocknung sprechen und den Unterschied zwischen den beiden Verfahren vergrößern.

3. Wärmeverbrauch der Hilfseinrichtungen.

Bisher wurden die einzelnen Verfahren nur bezüglich ihres unmittelbaren Wärmeaufwandes betrachtet. Es entsteht jedoch noch ein weiterer mittelbarer Wärmeverbrauch durch Deckung des Energiebedarfes für Luftpumpen, Kondensatoren und Ventilatoren.

Die Luftpumpe hat die Aufgabe, die Luft, die infolge des Unterdruckes durch undichte Stellen fortlaufend in den Trocknungsraum gelangt, aus diesem fortzuschaffen; dazu können noch nichtkondensierende Gase kommen, die in besonderen Fällen bei der Trocknung entstehen, sowie die Luft, die bei Einspritzkondensation durch das Kühlwasser mit in den Kondensator gebracht wird. Die Arbeit, die die Luftpumpe zu verrichten hat, besteht also darin, die Luft von ihrem Zustand im Trockenraum bzw. im Kondensator auf den Zustand der Außenluft zu verdichten; daneben kann bei langen und ungenügend bemessenen Leitungen die Reibungsarbeit (Druckverlust) zusätzlich ins Gewicht fallen. Weiterhin hat die Naßluftpumpe, die in der Regel bei Oberflächenkondensatoren angewendet wird, noch die niedergeschlagene Flüssigkeit aus dem Kondensator abzuführen, also eine bestimmte Flüssigkeitsmenge vom Kondensatordruck auf den Außendruck zu fördern.

Im Kondensator gibt der im Trockner entstandene Dampf unter Übergang in den flüssigen Zustand den größten Teil seiner Wärme an die Kühlflüssigkeit ab. Die Temperatur im Kondensator bestimmt den Teildruck des Wasserdampfes und hat neben der Luftpumpe entscheidenden Einfluß auf die Druckeinstellung im Trockenraum. Im Einspritzkondensator mischt sich der niederzuschlagende Dampf mit dem Kühlwasser, und beide werden unter Anwendung eines barometrischen Fallrohres gemeinsam abgeführt. Die Mischtemperatur kann durch Veränderung der Kühlwassermenge geregelt werden. Will man die niedergeschlagene Flüssigkeit getrennt von der Kühlflüssigkeit abführen, so hat man sich eines Oberflächenkondensators zu bedienen, bei dem nach Art eines gewöhnlichen Wärmeaustauschers die beiden Flüssigkeiten durch Metallwände voneinander getrennt sind; dann kann die Niederschlagsflüssigkeit zusammen mit der Undichtheitsluft, getrennt von der Kühlflüssigkeit, durch eine Naßluftpumpe abgeführt werden.

Der Energieaufwand im Einspritzkondensator ist durch die Arbeit gegeben, die eine Pumpe zur Förderung der Kühlwassermenge gegen den Kondensatordruck zu verrichten hat, während für den Oberflächenkondensator die Pumpenarbeit für die Überwindung der Reibung (Druckverlust) aufzubringen ist.

Der Luftpumpenarbeit bei der Vakuumtrocknung steht die Ventilatorarbeit bei der Lufttrocknung unter atmosphärischem Druck gegenüber.

4. Gesamter Wärmebedarf.

Der S. 657 u. 658 hinsichtlich des unmittelbaren Wärmeverbrauchs durchgeführte Vergleich der vier Verfahren wäre nun für die Beurteilung des Gesamtwärmeverbrauchs noch zu ergänzen durch eine Gegenüberstellung des Wärmeverbrauches für die einzelnen Hilfseinrichtungen. Diese ergänzende Gegenüberstellung läßt sich jedoch nicht allgemein zahlenmäßig durchführen; insbesondere lassen sich die Energien nicht auf 1 kg Reingut beziehen, da z. B. die Menge der Undichtheitsluft bei der Verdampfungstrocknung unter Unterdruck wesentlich von der Bauart und Ausführung einer Trocknungseinrichtung beeinflußt wird. Allenfalls läßt sich der Energieaufwand bei Verdunstungstrocknung für die Luftpumpe beim Arbeiten unter Vakuum, dem Energiebedarf für den Ventilator beim Arbeiten unter atmosphärischem Druck auf Grund des theoretischen Luftbedarfes beider Verfahren in einem Vergleich gegenüberstellen.

Bei Zugrundelegung des ermittelten Luftbedarfes sind einerseits durch eine Luftpumpe 0,714 kg Reingut/kg Reingut von 55 mm QS auf etwa 760 mm QS zu verdichten, andererseits durch einen Ventilator 5,4 kg Reingut/kg Reingut gegen einen geringen Reibungswiderstand von einigen mm WS zu fördern. Daraus ist zu erkennen, daß sich der Unterschied zwischen den oben errechneten unmittelbar aufzuwendenden Wärmemengen von 864,6 kcal für die Vakuumtrocknung und 964 kcal für die Trocknung unter atmosphärischem Druck durch den Wärmeaufwand für die Hilfseinrichtungen erheblich vermindert. Ob die Vakuumtrocknung in bezug auf den gesamten Energieaufwand wesentliche Vorteile gegenüber der Trocknung unter atmosphärischem Druck bietet, müssen von Fall zu Fall die vorliegenden Preisverhältnisse von Wärme, Kraft und Bedienung entscheiden. In vielen Fällen wird die auf Grund des geringeren unmittelbaren Wärmeaufwandes bei der Vakuumtrocknung erzielte Ersparnis durch die höheren Anlage-, Betriebs- und Instandhaltungskosten der Kondensations- und Luftpumpenanlage wieder aufgezehrt.

Auch bei der Verdampfungstrocknung unter Vakuum wird im allgemeinen die zusätzliche Luftpumpenarbeit trotz des geringeren unmittelbaren Wärmeaufwandes das Gesamtwärmebild gegenüber der atmosphärischen Lufttrocknung wesentlich verschlechtern.

Eine Verschiebung des Wärmeaufwandes bei der Vakuumtrocknung tritt je nach der Wahl des Unterdruckes auf. Die Zunahme des unmittelbaren Wärmeaufwandes ist gegeben durch die Zunahme des Wärmeinhaltes der entstehenden Brüden mit zunehmendem absoluten Druck. Wie sich der Energiebedarf für eine Luftpumpe bei verschiedenen Unterdrücken ändert, zeigt die Abb. 12. Die Kurve *G* läßt den Anstieg des in der Zeiteinheit in einen Trockenraum infolge Undichtheit einströmenden Luftgewichtes mit abnehmendem absoluten Druck erkennen. Da die

Undichtheiten als capillarartige Kanäle aufzufassen sind, wurde die einströmende Luftmenge G nach dem Poiseuilleschen Gesetz

$$G = K (p_0 - p_1) \cdot \gamma \text{ kg} \quad (29)$$

errechnet. Der Faktor K , in den alle unveränderlichen Werte, insbesondere der Zähigkeitswert und die Dimensionskonstanten zusammengezogen sind, ist für den Druck $p_1 = 0,5$ ata im Trockenraum, den Außendruck $p_0 = 1,033$ ata und für das spezifische Gewicht γ der Luft beim Druck $\frac{p_0 + p_1}{2}$ derart bestimmt, daß unter diesen Bedingungen das Luftgewicht

$G = 1$ kg in der Zeiteinheit wird.

Unter Berücksichtigung dieser veränderlichen Luftmenge ist in der Kurve L dargestellt, wie die Luftpumpenarbeit sich mit dem absoluten Druck im Trockenraum ändert. Für die Berechnung der Arbeit wurde polytropische Kompression mit dem Exponenten 1,25 angenommen; Ansauge- und Ausschubwiderstände sowie volumetrischer Wirkungsgrad blieben unberücksichtigt. Die Kurve H zeigt schließlich noch das bei den verschiedenen Drücken notwendige Hubvolumen der Pumpe in der Zeiteinheit.

Um die Verdampfungstrocknung bei vermindertem Druck bezüglich ihres Gesamtwärmeaufwandes

einem Trockenverfahren unter atmosphärischem Druck gegenüberzustellen, müßte die unmittelbar aufzuwendende Wärme mit jener in Form von Antriebsenergie notwendigen Wärme zusammengefaßt werden. Diese Zusammenfassung läßt sich jedoch auf allgemeiner Basis nicht durchführen, da die Luftpumpenarbeit wesentlich von der zu fördernden Undichtheitsluft, also von der Bauart und Ausführung eines Vakuumtrockners bestimmt wird. Liegt die Menge der Undichtheitsluft für eine Trocknerart durch Versuch, Erfahrung oder Schätzung in Beziehung zu seiner Trocknungsleistung vor, so kann mit den obigen Erkenntnissen ein Vergleich mit irgendeinem anderen Trocknungsverfahren angestellt werden.

Ein derartiger Vergleich von Wärmemengen kann aber allein noch nicht den Ausschlag geben, da es, ganz abgesehen von den sonstigen

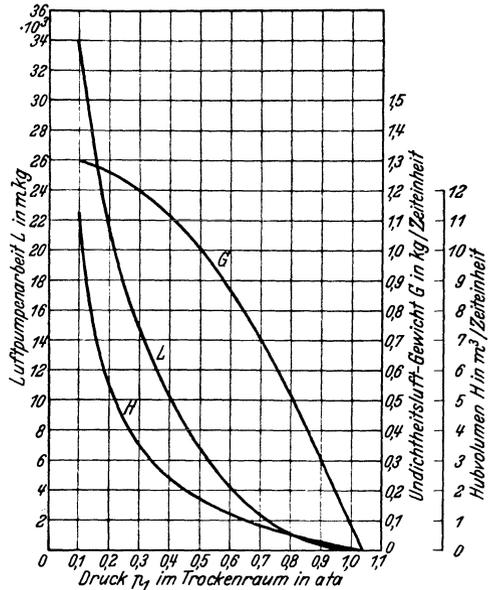


Abb. 12. G Undichtheitsluft, die in einen Unterdruckraum einströmt; L Luftpumpenarbeit zur Förderung der Undichtheitsluft G ; H Hubvolumen, das zur Förderung der Undichtheitsluft G notwendig ist.

betrieblichen Gesichtspunkten wie Anlagekosten, Wartung und Instandhaltung, in bezug auf die Wirtschaftlichkeit der Anlage von größter Bedeutung ist, bei welchem Temperaturniveau die Wärme zur Verfügung stehen muß. Gerade unter diesem Gesichtspunkte tritt die Vakuumtrocknung in den Vordergrund, denn bei ihr allein ist es möglich, Wärme bei niedriger Temperatur günstig auszunützen. Hierzu ist besonders häufig in der chemischen Industrie Gelegenheit gegeben, bei deren Mannigfaltigkeit der Produktionszweige aus verschiedenen Prozessen wie Eindampfereien usw., große Mengen niedrig gespannter Brüden oder heißen Wassers anfallen, die als Heizmittel bei der Vakuumtrocknung noch weitgehend verwertet werden können.

II. Heizmittel und Heizvorrichtungen¹.

Als Wärmequelle für die Trocknung kommen die verschiedensten Heizmittel zur Anwendung. Neben den mittelbaren Wärmeträgern wie Dampf und heiße Flüssigkeiten, findet sich die direkte Befeuerung mit festen, flüssigen und gasförmigen Brennstoffen, die Beheizung mit heißen Abgasen aller Art und schließlich die elektrische Heizung. Heizvorrichtungen und Heizmittel sind weitgehend voneinander abhängig und werden ihrerseits wieder durch die Art der Trocknung und des dazu verwendeten Trockners bestimmt. Meistens bilden Trocknungsvorrichtung und Heizvorrichtung eine geschlossene Einheit; sie lassen sich nur dann trennen, wenn ein Zwischenwärmeträger zur Anwendung gelangt, wie es bei der Trocknung mit vorgewärmter Luft der Fall ist.

A. Dampf und heiße Flüssigkeiten.

Wasserdampf eignet sich infolge seiner großen Kondensationswärme besonders gut für Heizzwecke. Von dem Heizwert der Kohle, die zu seiner Erzeugung aufgewendet wird, erscheinen bei einer guten Kesselanlage im Wasserdampf etwa 80% wieder. Diese lassen sich allerdings bei der Heizung nicht vollständig als Nutzwärme wiedergewinnen; ein Teil geht durch Abstrahlung in den Dampfleitungen, ein anderer Teil meist mit dem Kondensat verloren. Die Wärmemenge, die mit dem Kondensat die Heizvorrichtung wieder verläßt, richtet sich nach dem Kondensationsdruck; sie kann gegebenenfalls durch Unterkühlung des Kondensats oder durch anderweitige Verwertung des heißen Wassers nutzbar gemacht werden. Ein großer Vorzug bei der Verwendung von Dampf liegt in der Möglichkeit, die Kondensationstemperatur bequem und weitgehend genau durch Einstellung des Druckes unverändert zu halten, oder wenn dies erwünscht ist, in weiteren Grenzen zu regeln, wofür in den neuzeitlichen Druckreglern vortreffliche Mittel zur Verfügung stehen. Sehr günstig liegen auch die Wärmeübergangsverhältnisse bei Wasserdampf. Die geringe Zähigkeit sowie die große Verdampfungswärme und die hohe Wärmeleitfähigkeit des Wassers sind günstige Vorbedingungen für eine

¹ Bearbeitet von Dr.-Ing. Simon.

hohe Wärmeübergangszahl des Dampfes an metallische Flächen; ihr Wert liegt bei etwa $12000 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$. Schließlich liegt in der Verwendung von Dampf dann noch ein besonderer Vorteil, wenn er bereits vorher Arbeit geleistet hat, also als Zwischen- oder Abdampf anfällt, und seine sonst verlorene latente Wärme für die Beheizung von Trockenanlagen nutzbringend verwertet wird.

Für die unmittelbare Wärmeübertragung von Dampf an das Gut sind verschiedene Heizvorrichtungen entwickelt worden. Sie haben alle ihre besonderen Eigenarten, auf Grund deren sie an bestimmte Trocknungsarten oder Trocknungseinrichtungen gebunden sind. Als einfachste ist der Dampfmantel anzusprechen, wie er z. B. bei Muldentrocknern angewendet ist. Bei Trocknungsverfahren, bei denen das Gut auf mehreren übereinander angeordneten Reihen von Horden oder Bändern ausgebreitet liegt, kann die Dampfwärme durch mehr oder weniger dichte Berohrung zwischen den einzelnen Etagen zugeführt werden, wobei der Hauptteil der Wärme durch Strahlung übertragen wird. Ähnlich wirken Heizkörper aus Rippenrohren, die in unmittelbarer Nähe des Gutes aufgestellt sind. Da durch die Strahlungswärme leicht örtlich ungleichmäßige und unerwünscht hohe Temperaturen im Gute entstehen, empfiehlt es sich, die Heizkörper abzublenden. An Stelle von Horden können als Gutträger Heizplatten verwendet werden, die zur Dampfaufnahme entweder doppelwandig ausgeführt oder mit aufgeschweißten Rohren versehen sind. Doppelwandige Platten müssen gegen Verziehen geschützt sein, was durch eingebaute Stege oder Rippen, die zugleich eine gute Führung des Dampfes bewirken, erreicht werden kann. Eine zwangsläufige Dampfführung bei Heizplatten ist im Sinne einer höheren, den Wärmedurchgang fördernden Strömungsgeschwindigkeit des Dampfes und einer guten Kondensatableitung unbedingt anzustreben. Heizplatten mit aufgeschweißten Rohren erhalten ihre Versteifung durch die Berohrung selbst. Sie können für höher gespannten Dampf angewendet werden. Zu achten ist auf gute flächenhafte Schweißverbindungen sowie auf ausreichende Dampfversorgung aller Rohrwindungen, die bei großer Rohrlänge allenfalls mehrere Dampfzugänge notwendig macht. Nachteilig bei allen Heizplatten sind die vielen Dampf- und Kondensatanschlüsse, die einerseits viel raumsperrende Leitungsanlagen im Trockner erheischen, andererseits durch öfteres Undichtwerden der Platten und Rohranschlüsse zu aufmerksamer Wartung und häufigen Instandhaltungsarbeiten Veranlassung geben.

Bei Verwendung von Luft als Zwischenwärmeträger kann die Vorwärmung der Luft getrennt von der eigentlichen Trocknungsvorrichtung in besonderen Lufterhitzern (Kalorifern) erfolgen. Die Einrichtung findet sich meistens dort, wo es sich nur um einmalige Aufheizung der Luft handelt; z. B. in Verbindung mit Trommeltrocknern. Soll die Luft im Sinne einer gleichmäßig hohen Trocknungstemperatur öfters aufgeheizt werden, so ist der Einbau der Heizkörper in die Trocknungsvorrichtung selbst vorzuziehen. Diese Anordnung findet sich z. B. bei allen Luftumwälztrocknern. Als Heizvorrichtung dienen einfache Rippenrohrkörper, an denen die Luft durch Ventilatoren zwangsläufig vorbeigeführt wird.

Dabei ist bei Umwälzverfahren darauf Wert zu legen, daß bezüglich des Luftweges grundsätzlich folgende Anordnung eingehalten wird: Aufheizen der Luft — Bestreichen des Gutes — teilweise Abgabe der hochgesättigten Luft in den Abluftschacht — Ersatz der Abluft durch Frischluft aus dem Frischluftschacht — neuerliche Aufheizung der Luft usw. Der Ventilator muß so eingeschaltet sein, daß am Abluftschacht etwas Überdruck, am Frischluftschacht etwas Unterdruck entsteht, so daß die Regelung der abziehenden und neu eintretenden Luft durch eine einzige Klappe im Abluftschacht erfolgen kann.

Um eine richtige Heizwirkung zu erzielen, ist bei allen angeführten Heizvorrichtungen zwei Umständen besondere Aufmerksamkeit zu schenken. Der Dampf enthält stets etwas Luft und andere nicht leicht kondensierbare Gase, z. B. Kohlendioxyd. Da die Kondenswasserableiter nur Flüssigkeit austreten lassen, sammelt sich die Luft allmählich in dem Heizkörper an und bringt ihn immer mehr außer Wirksamkeit. Es ist deshalb außerordentlich wichtig, daß eine dauernde, gute Entlüftung der Heizvorrichtung stattfindet; deswegen empfiehlt es sich, von Zeit zu Zeit durch kurzes Öffnen des Kondensatableiters etwas Dampf durch die gesamte Heizvorrichtung mit allen ihren Leitungen hindurch zu blasen. Der zweite Punkt, der bei allen derartigen Heizvorrichtungen zu beachten ist, ist das Vorhandensein eines stetigen natürlichen Gefälles aller Teile im Sinne des Heizmitteldurchflusses bis zum Kondensatableiter. Ist dieses Gefälle nicht überall vorhanden, so kommt es leicht zur Bildung von Wassersäcken, die eine unvollkommene Ausnutzung der Heizfläche und ungleichmäßige Heizwirkung zur Folge haben. Diese Beobachtung kann sehr häufig an Heizplatten, und zwar sowohl an doppelwandigen als auch an solchen mit aufgeschweißten oder eingegossenen Rohren gemacht werden.

Sind besonders hohe Temperaturen erforderlich, für die Dampf von entsprechender Spannung normalerweise nicht erzeugt wird, und ist unmittelbare Befeuerung aus irgendwelchen Gründen nicht angängig, so kann zur Verwendung von heißen Flüssigkeiten gegriffen werden. In erster Linie kommt hierfür Heißwasserheizung in Frage. Im Vergleich mit der latenten Wärme des Dampfes ist die spezifische Wärme des Wassers sehr klein; es muß deshalb, um genügende Wärmezufuhr zu erreichen, mit großen umlaufenden Wassermengen gearbeitet werden. Der natürliche Umlauf auf Grund der Temperaturunterschiede genügt meist nicht, so daß das Wasser umgepumpt werden muß. Die Heizeinrichtungen im Trockner können dabei grundsätzlich die gleichen sein, wie sie bei Verwendung von Dampf benützt werden, doch muß den höheren Druckverhältnissen Rechnung getragen werden.

Die hohen Drücke der Heißwasserheizung sind lästig; um sie zu vermeiden, muß zu höher siedenden Flüssigkeiten gegriffen werden. So wird zuweilen Öl als Heizflüssigkeit verwendet. Je nach dem Flammpunkt des Öles können Temperaturen bis etwa 250°C damit übertragen werden. Die spezifische Wärme von Öl ist kleiner als jene des Wassers, so daß noch größere Mengen umgepumpt werden müssen. Wegen der größeren Zähigkeit und der geringeren Wärmeleitfähigkeit ist der

Wärmeübergang im Vergleich zu Wasser sehr ungünstig. Nachteilig in dieser Beziehung ist auch die Neigung des Öles zur Verkokung, wodurch leicht Verkrustungen der wärmeübertragenden Flächen hervorgerufen werden.

Auf Grund ihrer günstigen Dampfdrücke kommen in neuerer Zeit einige andere Stoffe mehr und mehr als Heizmittel zur Anwendung, so z. B. Diphenyl $C_6H_5 - C_6H_5$. Diphenyl siedet unter atmosphärischem Druck bei etwa $255^{\circ}C$ und unter einem Druck von $2,5 \text{ kg/cm}^2$ bei ungefähr $300^{\circ}C$. In diesem Temperaturbereich liegt seine spezifische Wärme zwischen 0,5 und 0,6 kcal/kg $^{\circ}C$. Nachteilig für diesen Stoff ist, daß er in reinem Zustand bereits bei $69^{\circ}C$ erstarrt; doch kann dieser Erstarrungspunkt durch geeignete Mischung mit anderen Stoffen, unbeschadet seiner anderen Eigenschaften, soweit herabgedrückt werden, daß dadurch eine brauchbare Heizflüssigkeit auch bei niedrigeren Temperaturen entsteht.

B. Direkte Feuerung, Feuergase¹.

Feste Brennstoffe werden in geeigneten Feuerungen mit Luftsauerstoff direkt verbrannt oder entgast, wonach die Reaktionsprodukte verbrannt werden. Eine vollkommene Verbrennung zu Kohlendioxyd und Wasser ist anzustreben, wobei aus Gründen der Wirtschaftlichkeit der Luftüberschuß nicht zu hoch gewählt werden darf. Über die Verbrennung auf dem Rost sei auf Bd. I, S. 321 sowie auf Bd. II, S. 146 verwiesen. Obwohl die Brenngeschwindigkeit mit dem Gasgehalt der Kohle steigt, ist bei Gaskohlen die Empfindlichkeit bezüglich Unvollkommenheit der Verbrennung wesentlich größer als bei Magerkohlen. In Verbindung mit Trocknungsanlagen kann auf handgefeuerte Planroste mit periodischer Beschickung nicht zurückgegriffen werden, wenn mit einem erträglichen, mittleren Luftüberschuß gefahren werden muß, denn während der Zeit des Aufschüttens neuer Kohle ist infolge der geöffneten Feuertüren eine unvollkommene Verbrennung zu verzeichnen. Wo irgend noch angängig, sollten bei direktbeheizten Trommeln und Drehtrocknern ausschließlich automatisch arbeitende Roste zur Verwendung gelangen. In anderen Fällen ist einmal wegen der größeren Reinheit der Verbrennungsgase und auch aus Gründen der gleichmäßigen Verbrennung Koks wegen geringen Schwefelgehalts vorzuziehen. Bei Holz ist die eventuelle Schädlichkeit der Abgase durch deren Gehalt an Teer und Essigsäure, bei Braunkohle der Gehalt an Schwefeldioxyd zu beachten. Flugaschenfänger aus Metall zur mechanischen Reinigung der Verbrennungsgase haben sich nicht bewährt.

Flüssige Brennstoffe, mit Druckluft oder Wasserdampf zerstäubt und dann mit Luft verbrannt, bieten in ihrer Anwendung für innenbeheizte Trommeln bzw. Drehtrockner folgende Vorteile: rauch- und rußfreie Verbrennung, leichte Entzündbarkeit sowie leichte, bequeme Regulierung bis zum An- und Abstellen der Flamme, gleichmäßiges Brennen, keine Bildung von Asche und Schlacke, Erreichen hoher Temperaturen.

¹ Bearbeitet von Obering. Römer.

Gasförmige Brennstoffe haben dieselben Vorteile wie flüssige und sind leichter noch als diese mit der Luft innigst zu mischen, wodurch eine vollkommene Verbrennung bei Vermeidung eines schädlichen Luftüberschusses möglich ist. Es kann fast genau mit der theoretisch erforderlichen Verbrennungsluftmenge gearbeitet werden, was gerade in der chemischen sowie metallurgischen Industrie oft wichtig ist. Außerdem ist es bei gut durchgebildeten Gasfeuerungen ein leichtes, gleichmäßig reduzierend oder oxydierend zu arbeiten. Die nachstehende Tabelle wurde einem Gutachten der Technischen Hochschule zu Berlin vom 18. 12. 1923 entnommen und enthält die Angaben über die wirkliche Zusammensetzung der Abgase einer Schilde-Gasfeuerung. Zu ersehen

Tabelle 5. Abgaszusammensetzung einer Schilde-Gasfeuerung.

Zeit	% CO ₂	% O ₂	% CO	% N ₂	Gasver- bren- nung m ³ /h	Brenner- druck mm WS	Ofen- temperatur °C
1h 15m	11,8	0,0	0,0	88,2	20,4	220	640
1h 35m	10,8	0,0	0,0	89,2	22,8	235	840
2h 00m	10,8	0,0	0,0	89,2	24,5	250	970
2h 20m	11,4	0,2	0,0	88,4	18,0	200	990
2h 30m	11,4	0,1	0,0	88,5	16,0	150	990
2h 35m	11,9	0,3	0,0	87,8	15,0	100	1000
2h 43m	11,4	0,3	0,0	88,3	12,0	80	1000
2h 52m	11,5	0,1	0,0	88,4	11,0	60	990
2h 57m	11,8	0,2	0,0	88,0	9,5	40	980
3h 03m	11,2	0,0	0,0	88,8	7,2	20	970
3h 13m	11,3	0,1	0,0	88,6	7,2	18	960
3h 18m	11,0	0,0	0,0	89,0	6,5	16	950
3h 25m	10,8	0,0	0,0	89,2	6,0	13	940
3h 33m	9,6	0,2	0,0	90,2	5,5	10	940

ist, daß mit dem betreffenden System der Brenner- und Mischvorrichtung für Gas sowie Luft tatsächlich eine vollkommene Verbrennung ohne Luftüberschuß bei allen Belastungsstufen erzielt wird.

Zu erwähnen bleiben die Spezialbrennstoffe, insbesondere Kohlenstaub, wichtig in der Zementindustrie zur Beheizung der Drehrohröfen.

Im Kapitel „Feuerungen“, S. 143f., sind eine Reihe Tabellen vorzufinden bezüglich der

oberen und unteren Heizwerte, Wassergehalte, prozentualen Gehalte an reiner Kohlenstoffsubstanz, ferner über die flüchtigen Bestandteile ohne Wasser und schließlich über die unteren Heizwerte der wasser- und aschefreien Brennstoffe. Zunächst muß bei der Verbrennung das im Brennstoff enthaltene Wasser in Wasserdampf umgewandelt werden — das von der Luft zugeführte Wasser ist schon dampfförmig —, so daß nur die verbleibende Wärmemenge für die Berechnung der Temperatur t , auf welche sich die entstandenen Gase und Dämpfe sowie die Asche erhöhen, maßgebend ist.

Kommt für die direkte Beheizung von Trocknern stark wasserhaltiger Brennstoff wie beispielsweise grubenfeuchte Braunkohle und Torf zur Verwendung, so muß die Heizwertveränderung durch wechselnden Wassergehalt besondere Beachtung finden. Wichtig ist dies bei der Trocknung von Kohle von dem ihr anhaftenden Wasser, das sonst während des Verbrennungsvorganges je nach dem Feuchtigkeitsgehalt eine nennenswerte Wärmemenge aufzehrt. Bei einer Temperatur der

wasserhaltigen Kohle von 10° C bei 760 mm QS werden zur Verdampfung eines kg Wassers ~ 630 WE verbraucht. Der obere Heizwert H ist stets gleich dem unteren + 6,3 w , wenn w = dem Wassergehalt der Naßkohle in % gesetzt wird. Daraus folgt:

$$H_{u_1} = (100 - w_1) \cdot \frac{H_u + 6,3 w}{100 - w} - 6,3 w_1 \dots \text{WE/kg}, \quad (30)$$

wenn H_{u_1} der untere Heizwert der Trockenkohle,

w_1 der Wassergehalt der Trockenkohle,

H_u der untere Heizwert der Naßkohle,

w der Wassergehalt der Naßkohle bedeutet.

Zur graphischen Ermittlung ist diese Formel von Kegel [Braunkohlenarch. 1921, Nr. 1] zu der Gleichung einer geraden Linie transformiert worden. Abb. 13 zeigt die x -Achse in 100 Teilen, wobei jeder Teil 1% des Wassergehaltes der Kohle bedeutet. Die oberen Heizwerte der wasserfreien Kohle sind auf der Ordinate 0% aufgetragen, ausgehend von dem Ordinatenpunkt - 630 bei einem Wassergehalt von 100%, denn diese 630 WE müssen zur Verdampfung von 1 kg H_2O aufgebracht werden. Das so entwickelte Strahlenbündel ermöglicht die Ablesung der Heizwertveränderung aller Kohlen- und anderen Brennstoffe wie Torf, Lohe usw. bis etwa 7000 WE/kg bei Feuchtigkeitsgehalten von 0—70%.

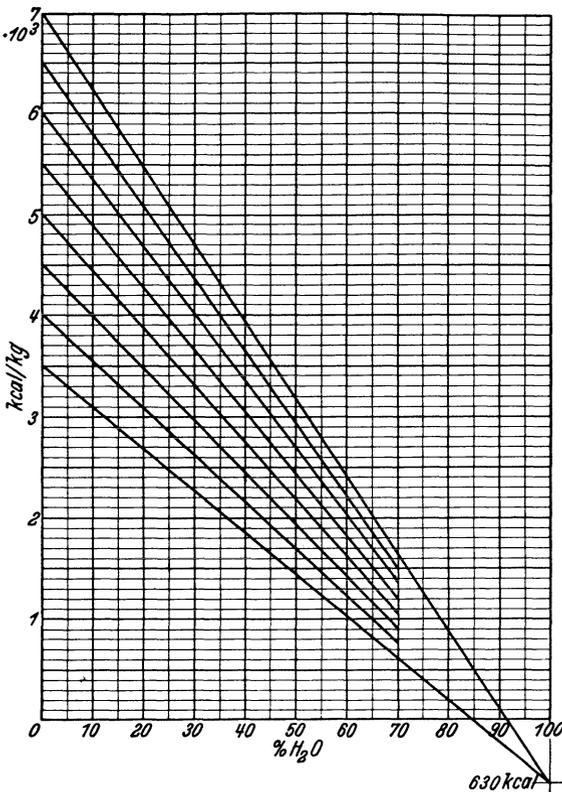


Abb. 13. Heizwertveränderung der Brennstoffe durch wechselnden Wassergehalt.

Beispiel: Der untere Heizwert H_u sei 1900 WE/kg bei $w = 55\%$; dann ist H_{u_1} mit $w_1 = 15\%$ ~ 4150 WE/kg. (Nach der Formel errechnet 4149 WE.)

Was die Verbrennung und Rauchgasberechnung anbetrifft, sei auf die Ausführungen S. 151 verwiesen.

Rauchgas-Lufterhitzer

zum Aufheizen der Trocknungsluft kommen zunächst dort in Frage, wo die direkte Beaufschlagung des zu behandelnden Produktes mit

Verbrennungsgasen aus Gründen chemischer Einwirkung oder mechanischer Verunreinigung ausschaltet, wo Dampf, Heißwasser usw. nicht zur Verfügung stehen oder auf solche Wärmeträger nicht zurückgegriffen werden kann. Letzterer Fall liegt vor, wenn Heißlufttemperaturen erforderlich werden, die selbst mit hochgespanntem Dampf nicht erreichbar sind. Außerdem ist in vielen Betrieben durch den Einbau eines Rauchgas-Lufterhitzers eine weitgehende Ausnutzung der Abgase von Kesseln, Öfen, Pfannen oder Verbrennungskraftmaschinen, also die Ausschaltung bzw. Reduzierung bestehender Wärmeverluste geboten.

Die Wärmeübertragung vom Rauchgas auf die Luft kann regenerativ oder rekuperativ erfolgen. Bei der ersten Art erfolgt der Wärmeübergang in der Weise, daß die beiden fließenden Mittel,

a) das wärmeabgebende, primäre, beispielsweise das Rauchgas und

b) das wärmeaufnehmende, sekundäre, also die Trocknungsluft nacheinander die gleichen Kanäle passieren. Abgesehen davon, daß das Regenerativverfahren nur anwendbar ist, wenn geringfügige Verunreinigungen durch die als primäres Heizmittel verwendeten Rauchgase nicht schädlich sind, erfordert dasselbe entweder eine intermittierende Arbeitsweise oder einen drehbaren Lufterhitzer.

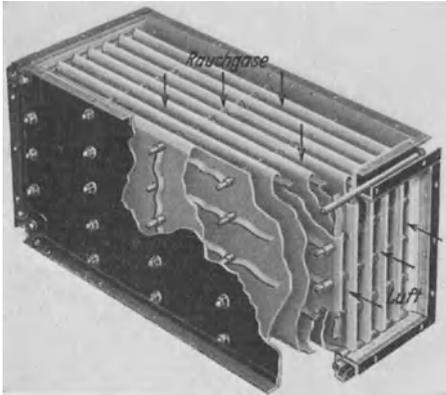


Abb. 14. Heizelement eines Rekuperativ-Lufterhitzers (Rotator G. m. b. H.).

Diese Nachteile haben die rekuperativen Wärmeaustauscher infolge der getrennten Taschenführung für a) und b) nicht. Sie sind daher immer mehr in den Vordergrund gerückt, so daß sich die weiteren Ausführungen auf diese allein beschränken.

Allgemein bestehen die rekuperativen Lufterhitzer aus einem oder mehreren Elementen, die meist aus kastengeglühten Blechen gefertigt, mit den äußeren Deckplatten mittels durchgehender Bolzen zusammengehalten sind und übereinander angeordnet werden. Abb. 14 zeigt, daß die Rauchgase das Element vertikal durchströmen, wogegen die Luft horizontal geführt wird. Daraus ergibt sich ein Kreuzstrom, und bei mehreren Elementen ein Kreuzgegenstromsystem. Wenn z. B. die Gase von oben nach unten strömen, so tritt die Luft nach Abb. 15 (ebenso wie Abb. 14, zur Verfügung gestellt von der Rotator G. m. b. H.) am untersten Element seitlich horizontal ein, um durch die Umföhrungshäube in das darüberliegende Element zu gelangen usw. bis zu dem oberen. Neben dieser Konstruktion sind auch reine Gegenstromlufterhitzer bekannt. Rauchgaspalt und Luftspalt wechseln hierbei immer gegenseitig ab. Die äußeren Taschen der Elemente sollten in jedem Falle luftführend sein, damit die stärkere Rauchgasausstrahlung ausgeschaltet bleibt.

Zu den Hauptforderungen, die an Lufterhitzer gestellt werden müssen, gehört die Dichtigkeit derselben, die auch bei hohen Temperaturen und Drücken gewährleistet sein muß. Durch das eventuelle Eintreten kalter Luft in den Rauchgasstrom infolge von Undichtigkeiten entstehen örtliche Unterkühlungen, die eine Kondensation des in den Rauchgasen enthaltenen Wasserdampfes zur Folge haben. Weitere Auswirkungen sind: Anwachsen der Volumina sowohl auf der Rauchgas- als auch Luftseite, Korrosion sowie Verschmutzung der Taschen und daher erhebliches Ansteigen der Zugverluste und schließlich die Zerstörung der ganzen Konstruktionen. Weiter müssen die Lufterhitzer gegen Korrosionen, die bei Ausnutzung der Rauchgase bis unter die Taupunkttemperatur auftreten, und gegen Zundern sowie Ablättern geschützt werden. Stehen als primäres Heizmittel Abgase irgendeines vorgeschalteten, anderen Wärmeaustausches nicht zur Verfügung und wird deshalb Feuerfrischgas angewandt, so ist eine Herunterkühlung desselben durch Zusatzluft auf etwa 400°C erforderlich. Aus Gründen der Wirtschaftlichkeit wird in solchen Fällen an Stelle von Zusatzkaltluft vielfach das Rauchgas-Umwälzverfahren angewandt, wobei bereits abgekühltes Rauchgas den Feuerfrischgasen beigemischt wird, bevor diese in den Lufterhitzer eintreten. Trotzdem ist die Neigung der Platten zum Verwerfen und Ausbeulen bei diesen Konstruktionen nicht vollständig auszuschließen, weil die stets unregelmäßige Wärmeausdehnung nicht ganz kompensiert werden kann. Undichtigkeiten sind daher nach einiger Betriebszeit nicht ganz auszuschalten. Das Reinigen der Taschen mit Bläsern ist bei diesen Apparaten wegen der Verbindungsbolzen, die meist noch mit in der Strömungsrichtung gewellten Bändeisen verbunden sind, nicht vollständig zu gestalten. Man hat deshalb immer wieder versucht, Konstruktionen zu schaffen, die eine Verwendung des korrosions- und temperaturbeständigeren Gußeisens ermöglichen, wobei das höhere Gewicht, bedingt durch die aus fabrikatorischen Gründen stärkeren Trennwände, durch Steigerung der Wärmedurchgangszahlen ausgeglichen wird. Diese jahrelangen Bemühungen der Industrie zur Steigerung der Wärmedurchgangsleistungen scheinen endlich gelungen, und zwar durch die Erzeugung einer künstlichen Turbulenz in den beiden fließenden

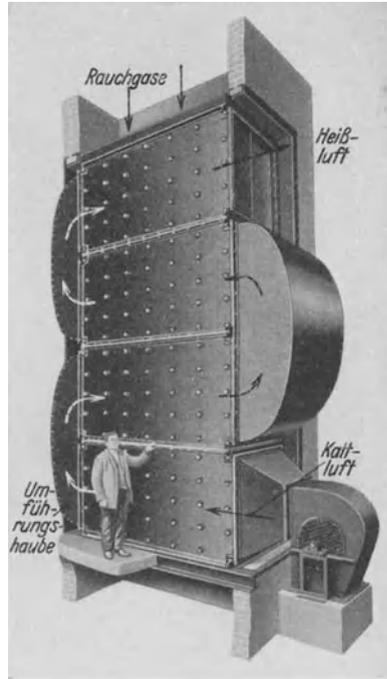


Abb. 15. Rekuperativ-Lufterhitzer
(Rotator G. m. b. H.).

Mitteln, Rauchgase und Luft, ferner durch Anwendung ganz kurzer, fortgesetzt wiederholter Berührungszeiten zwischen Gasen und Trennwandflächen. Abb. 16 zeigt eine Doppelbatterie eines solchen gußeisernen Liesco-Nadellufterhitzers

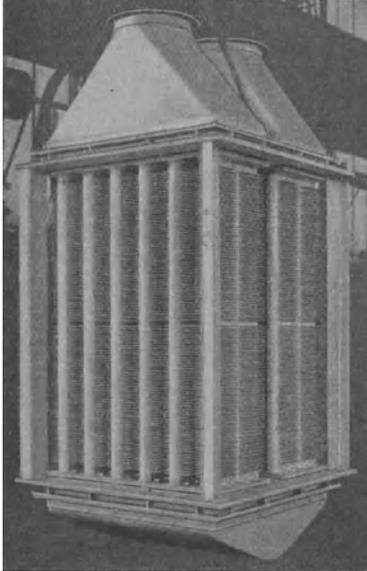


Abb. 16. Doppelbatterie eines Liesco-Nadellufterhitzers.

(Liesen & Co., Krefeld). Die einzelnen nadelbesetzten Gußkörper sind dabei zu Batterien für abwechselnd Luft und Gas an- und nebeneinander gereiht.

Der Ausbildung der Turbulenztrennwände liegen unter anderem besondere physikalische Gesetzmäßigkeiten zugrunde, auf die hier nicht eingegangen werden kann. Jedenfalls ist durch diese Konstruktion die Wärmedurchgangszahl k der Trennwände (Projektionsfläche) von bisher 15—20 sprunghaft auf 70—90 gesteigert, so daß die gußeisernen Lufterhitzer als die unempfindlicheren gegen alle äußeren Einflüsse wieder in den Vordergrund rücken werden. Wie allerdings die Reinigung der rauchgasbespülten Trennwände leicht und sicher durchgeführt werden kann, muß die Betriebserfahrung erst lehren.

C. Elektrische Heizung.

Elektrische Heizung (s. auch Bd. I, S. 445) findet sich, abgesehen von kleineren Laboratoriumstrocknungsöfen, bei Trocknungsanlagen selten. Sie hat zwar manche Vorzüge gegenüber anderen Beheizungsarten, wie einfache Anlage, reinlicher Betrieb, gute Temperaturregelfähigkeit, bequeme Bedienung und Überwachung, doch ist der Wärmepreis des elektrischen Stromes sehr hoch. Man wird sie deshalb, wenn nicht die Eigenart eines Sonderfalles dazu zwingt, nur dann in Betracht ziehen, wenn der elektrische Strom wohlfeiler als andere Heizmittel zur Verfügung steht.

III. Ausführungsformen.

A. Kammertrockner¹.

Kammertrockner kommen in der chemischen Industrie selten in ihrer ursprünglichen Form als gemauerte Räume, Stuben oder Kammern zur Anwendung; dagegen sind sie sehr häufig in Form von Schränken in Gebrauch. Trocknungstechnisch ist das Kennzeichnende für die

¹ Bearbeitet von Dr.-Ing. Simon.

Kammer- oder Schranktrocknung der Umstand, daß das Gut mit einem bestimmten Feuchtigkeitsgrad in den Trockner eingebracht wird und dort in örtlichem Ruhezustand unter dem Einfluß von Wärme fortlaufend seinen Feuchtigkeitsgehalt verringert, bis es schließlich den gewünschten Trockengrad erreicht hat und wieder aus dem Trockner entfernt werden kann. Zwischen die eigentlichen Trocknungszeiten schieben sich die Arbeitsgänge für das Ein- und Ausbringen des Gutes, unter Umständen auch für die Be- und Entladung der Gestelle oder Wagen ein, dazu kommen häufig auch Aufheiz- und Abkühlperioden. Diese Trocknerart gestattet also keinen vollständig fortlaufenden Betrieb, sondern bedingt vielmehr periodische Arbeitsweise. Die Wärmezufuhr kann entweder durch Berührung mit heißen Flächen oder durch ein besonderes Trocknungsmittel wie Luft und andere geeignete Gase erfolgen. Dabei ist die Möglichkeit geboten, zu Beginn der Trocknung mit höherer Temperatur zu arbeiten; mit fortschreitender Trocknung ist die Temperatur entsprechend der Empfindlichkeit des Gutes allmählich zu ermäßigen.

Abb. 17 zeigt einen Schranktrockner (Schilde) mit Luft als Wärme- und Feuchtigkeitsträger. Das Gut liegt ausgebreitet

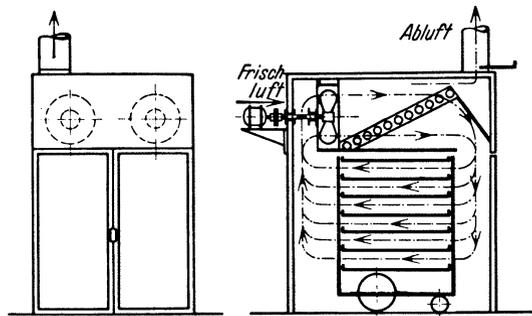


Abb. 17. Schranktrockner mit Luftumwälzung (Schilde).

auf Blechen, die auf Gestellwagen in den Schrank eingefahren werden. Die Luft wird, wie es bei dieser Trocknerart die Regel ist, umgewälzt. Auf ihrem Kreislauf wird sie beim Durchdringen eines dampfbeheizten Rippenrohrkörpers immer wieder aufgeheizt. Ein Teil der hochgesättigten Luft kann mittels eines Schiebers regelbar durch den Abluftschacht entweichen; er wird durch Frischluft ersetzt, die von den beiden Lüftern in die Unterdruckzone eingesogen und sogleich dem Heizkörper zugeführt wird. Zur gleichmäßigen Verteilung der Luft auf alle Fächer dienen verstellbare Leitbleche oder Blenden mit veränderlichen Durchtrittsöffnungen; außerdem sind zur Erlangung einer geordneten Luftströmung die Ecken des Schrankes verkleidet. Damit das an den kalten Wänden des Abluftschachtes niedergeschlagene Wasser nicht in den Trocknungsraum zurückläuft, wird es in einer an der Innenseite dieses Schachtes umlaufenden Rinne aufgefangen und nach außen abgeführt. Die Umfassungswände des Trockners sind doppelwandig ausgeführt und mit einem Wärmeschutzstoff ausgefüllt; sie müssen überall, besonders aber an den Türen, weitgehend dicht sein, um das Eintreten von Falschluff oder das Austreten von Schwaden oder Staub zu verhindern.

Bei richtiger Führung des Prozesses ist durch die Anwendung der Luftumwälzung eine weitgehende Ausnützung der aufgewendeten Wärme

gesichert. Neben der Wärme, die durch die Wände hindurch nach außen dringt, geht besonders während der Beschickungs- und Entleerungszeit durch Offenhalten der Türen und Abkühlen der Wagen Wärme verloren.

Neben dem Wärmeverbrauch ist nur der Energiebedarf der Lüfter noch zu decken. Der Raumbedarf für den Trockner selbst kann klein gehalten werden; die Anordnung der Lüfter und der Heizvorrichtung über dem eigentlichen Trockenraum führt zu kleiner Grundfläche; jedoch erfordert die Be- und Entladung dieser Trocknerart noch weiteren freien Vorraum. Gestelle und Gestellwagen sind wegen der notwendigen Handlichkeit bei ihrer Bedienung an eine bestimmte Größe gebunden, so daß auch die Abmessungen des gesamten Schrankes insbesondere in seiner vertikalen Erstreckung begrenzt sind. Dies ist sowohl für die Bedienung des Trock-

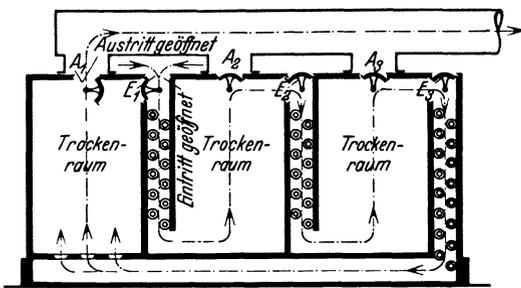


Abb. 18. Mehrkammertrockner (Haas).

ners, als auch für die Überwachung des Trocknungsprozesses vorteilhaft. Aus diesem Grunde werden Schranktrockner in der chemischen Industrie vornehmlich für wertvolle und empfindliche Güter bevorzugt. Der Verlust an Trockengut durch Staub und Abrieb ist gering, weil das Gut während des Trocknungsvorganges nicht bewegt wird; ebenso

sind Abnutzung und Instandhaltungsarbeiten unbedeutend, denn mit Ausnahme der Lüfter sind keinerlei bewegte Teile vorhanden.

Da mit fortschreitender Trocknung der Feuchtigkeitsgrad der Abluft immer geringer wird, erhöht sich der spezifische Wärmeverbrauch besonders gegen Ende der Trocknungsperiode bei dieser Trocknungsart stark, und der Prozeß wird immer unwirtschaftlicher. Es liegt deshalb nahe, diesen Nachteil dadurch zu beseitigen, daß man die ungesättigte Abluft in einem zweiten Trockner, dessen Gut sich noch in feuchterem Zustande befindet, weiter ausnützt. Auf diesem Wege gelangt man zur Hintereinanderschaltung mehrerer Trocknungskammern, wie es die Abb. 18 eines Mehrkammertrockners (Haas) zeigt. Die Abbildung läßt erkennen, daß die Luftführung derart vorgenommen werden kann, daß bei gleichmäßiger Verschiebung der Trocknungsperioden in den drei Trockenräumen jeweils die Abluft aus dem Raum des höheren Trockengrades in den Raum des nächst geringeren Trockengrades übertritt. Gleichzeitig kann dadurch eine weitgehende Annäherung an die ununterbrochene Betriebsweise erreicht werden.

Bei der allen Kammertrocknern mit Gestellen und Blechen eigenen Trocknungsart berührt die zwischen den Blechen waagrecht hindurchstreichende Luft das Gut nur einseitig von oben, so daß in den unteren Teilen der Gutschichtung unbestrichene Zonen bleiben, in denen die Trocknung nachhinkt. Dieser Nachteil der waagerechten Belüftung kann bei geeignetem Gut vermieden werden, wenn statt

vollwandiger Bleche Horden mit durchbrochenen oder aus Drahtgeflecht bestehenden Böden verwendet werden, die Belüftung alsdann in vertikaler Richtung vorgenommen, und der Luft auf diese Weise eine größere Gutoberfläche zum Angriff dargeboten wird. Dabei werden allerdings nicht alle Horden gleichzeitig trocken, vielmehr werden jene in der Strömungsrichtung der Luft später liegenden Horden in der Trocknung nacheilen. Man weicht deshalb bei diesen Hordentrocknern häufig von der die Kammertrocknung kennzeichnenden Eigenart der örtlichen Ruhelage des Gutes ab und läßt die Horden wandern.

Diese Arbeitsweise hat der Hordentrockner Abb. 19 (Schilde). Die Trockenluft wird vom Lüfter zunächst über die Heizvorrichtung und dann in aufsteigender Richtung von Horde zu Horde geführt. Dabei ändert sich der Zustand der Luft fortwährend, und jede von unten nach oben folgende Horde erhält Luft von verminderter Trocknungswirkung, so daß sich der gewünschte Endtrockenzustand der Horden in zeitlicher Verschiebung einstellt. In der gleichen Zeitfolge wird die unterste bzw. die oberste Horde dem Trockner entnommen; die übrigen Horden rücken jeweils an die Stelle der vorhergehenden, und die frei gewordene Stelle wird mit einer neuen mit Feuchtgut beladenen Horde besetzt.

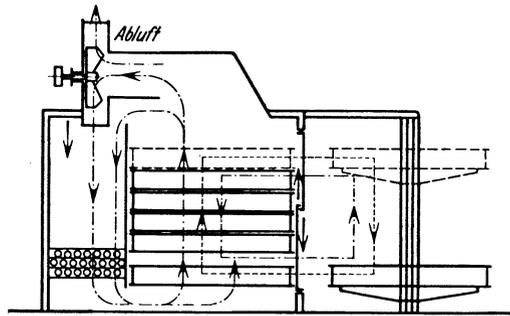


Abb. 19. Hordentrockner (Schilde).
 - - - - - Hordenweg bei Gleichstromtrocknung;
 - · - · - Hordenweg bei Gegenstromtrocknung.

Durch diese schrittweise Bewegung des Gutes entsteht eine Art Gegen- bzw. Gleichstromverfahren, wie es der Kanaltrocknung eigentümlich ist. Auf die Eigenart dieses Trocknungsverfahrens wird im Abschnitt Kanaltrockner (S. 674) näher eingegangen werden.

Die Wärmeübertragung an das Gut durch Berühren mit heißen Flächen (Kontakt-trocknung) wird bei der Kammertrocknung meist nur dann angewendet, wenn eine Belüftung vermieden werden muß, in der Hauptsache also bei der Trocknung unter Unterdruck. Die Vakuumtrockner Abb. 20 und Abb. 21 (Heckmann) sind mit dampfbeheizten Platten ausgerüstet, auf welche die Bleche mit dem Gute aufgelegt werden. Die Abbildungen zeigen schematisch ein für alle Platten gemeinsames Dampfzuführungsrohr. Es empfiehlt sich, bei größeren Trocknern jeweils zwei bis vier Platten in eine Gruppe zusammenzufassen und diese Gruppen sowohl getrennt mit Dampf zu versorgen, als auch das Niederschlagswasser getrennt abzuführen. Diese Anordnung hat den Vorzug, daß einerseits die Wärmeverteilung im Schrank regelbar ist, und andererseits bei auftretenden kleinen Schäden an einzelnen Platten und Leitungsteilen nicht der gesamte Trockner sofort außer Betrieb gesetzt werden muß. Schwaden und Luft werden an der höchsten Stelle zum Kondensator bzw. zur Luftpumpe abgeführt.

Die Beschickung und Entleerung dieser Art von Vakuumtrocknern ist etwas umständlicher als bei den Lufttrocknern mit Gestellwagen, da die zugleich als Gutträger dienenden Heizplatten fest eingebaut sind, und deshalb jedes Blech gesondert ein- und ausgebracht werden muß. Auch Instandsetzungsarbeiten, die infolge der vielen Rohrverbindungen und der häufiger auftretenden Undichtheiten öfters notwendig werden, sind beschwerlicher auszuführen, da diese Vakuum-schränke nicht begehbar sind. Die Überwachung des Trocknungsprozesses bereitet insofern Schwierigkeiten, als die Zugänglichkeit zum Gute nur durch Unterbrechung des Betriebes, die meist sehr nachteilige Rückwirkungen hat, möglich ist. Der

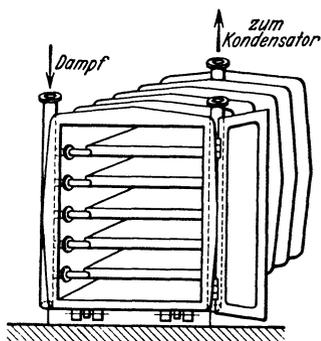


Abb. 20. Vakuum-Schränktrockner (Heckmann).

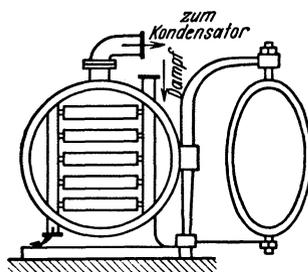


Abb. 21. Vakuumtrockner (Heckmann).

Fortschritt der Trocknung läßt sich ohne Öffnung des Schrankes nur aus dem Zustand des abgehenden Dampf-Luftgemisches erkennen, dessen genaue Bestimmung jedoch kostspielige Meßeinrichtungen und erfahrene Bedienung erfordert.

B. Kanaltrockner¹.

Kennzeichnend für die Kanaltrocknung ist die Notwendigkeit eines strömenden Trocknungsmittels, also z. B. Luft, und die fortschreitende Bewegung des Gutes, woraus sich zwangsläufig ununterbrochener Betrieb ableitet. Die Bewegung des Gutes kann hierbei gleichlaufend mit der Luft sein, dann liegt das Gleichstromverfahren vor; oder die beiden Bewegungen sind entgegengesetzt, dann arbeitet der Trockner im Gegenstromverfahren. Schließlich kann die eine Bewegung senkrecht zur anderen gerichtet sein, dann ist das Querstromverfahren gegeben.

Beim Gleichstromverfahren trifft das Trocknungsmittel mit seiner höchsten Temperatur auf das eben eingebrachte Feuchtgut, so daß am Einlauf des Gutes die lebhafteste Trocknung stattfindet. Je weiter die Luft das Gut überholt, desto schwächer wird ihre Trocknungswirkung; an jeder Stelle des Kanals liegt dabei Beharrungszustand vor. Am Auslauf des Gutes hat die Luft ihre niedrigste Temperatur und ihren höchsten Feuchtigkeitsgrad erreicht, woraus folgt, daß der Endtrockengehalt des

¹ Bearbeitet von Dr.-Ing. Simon u. Obering. Römer.

Gutes dem Luftzustande entsprechend begrenzt ist. Man wird daher das Gleichstromverfahren dann vorziehen, wenn das Gut im trockenen Zustand erhöht temperaturempfindlich ist, und wenn mäßige Trocknung gewünscht wird. Infolge der starken Feuchtigkeitsaufnahme und Temperatursenkung der Luft kurz nach dem Eintritt in den Kanal kann der natürliche Auftrieb zur Schichtung von kälterer und wärmerer Luft dann führen, wenn deren Strömungsgeschwindigkeit gering ist. Das kann Ungleichmäßigkeiten in der Trocknung zur Folge haben. Sobald jedoch mit Luftumwälzung gearbeitet wird, was bei der Kanalrocknung die Regel bildet, ist die Luftgeschwindigkeit so groß, daß eine gute Durchmischung aller Luftschichten gesichert ist.

Das Gegenstromverfahren vermag zu sehr scharfer Trocknung und zu hohen Trockengraden zu führen, denn das vorgetrocknete Gut kommt vor seinem Austritt noch mit Luft von höchster Temperatur und niedrigstem Feuchtigkeitsgrad in Berührung. Das einlaufende Gut trifft dagegen mit Luft von abgeschwächter Trocknungskraft zusammen. Das Verfahren erfordert deshalb bei Gütern, die in trockenem Zustand temperaturempfindlich sind, besonders sorgfältige Einstellung und Überwachung der Heißlufttemperatur; es ist dann zu bevorzugen, wenn das Gut im feuchten Zustande keine scharfe Trocknung verträgt, und wenn hoher Endtrockengrad gefordert wird.

Das Querstromverfahren kommt zustande, wenn sich entweder das Gut in der Längsrichtung des Kanals und das Trocknungsmittel senkrecht zur Kanalachse bewegt, oder wenn das Trocknungsmittel in der Längsachse des Kanals gefördert wird und das Gut senkrecht dazu; beide Arten des Querstromes kommen in reiner Form aus konstruktiven Gründen selten zur Ausführung. Am häufigsten findet sich jene Anordnung, bei der das Gut in Richtung der Kanalachse wandert und die Luft quer dazu strömt, diese aber gleichzeitig fortschreitende Bewegung in der Längsrichtung des Kanals macht; sie schraubt sich also durch den Kanal hindurch, wobei sie in der Regel öfters wieder aufgeheizt wird. Bei dieser Luftführung verwischt sich das Querstromverfahren mit dem Gleich- oder Gegenstromverfahren. Beim reinen Querstromverfahren kommen hohe Temperaturunterschiede nicht zustande, so daß die höchste Lufttemperatur vom Gute in jedem Zustande ertragen werden muß.

Ein Vergleich der drei Verfahren in wärmetechnischer Beziehung läßt zunächst erkennen, daß sie an sich keinen unmittelbaren Einfluß auf die Wirtschaftlichkeit haben; maßgebend hierfür ist in allen Fällen der Anfangs- und der Endzustand des Trocknungsmittels. Da aber die Möglichkeit gegeben ist, beim Gleichstrom mit ungleich höherer Anfangstemperatur zu arbeiten, kann bei ihm gegenüber dem Gegenstromverfahren ein gewisser Vorteil erreicht werden. In jenen nicht zu seltenen Fällen, in denen Zeitersparnis größere Vorteile bringt als eine bis zu den letzten Folgerungen getriebene Wärmeausnützung, ist die Querstromrocknung den beiden anderen Arten überlegen.

Die Ausführungsformen der Kanalrockner zeigen sowohl waagerechte als auch senkrechte Erstreckung des Kanals. Bei den waagerechten Kanalrocknern dienen zur Beförderung des Gutes Gestellwagen, endlose

Bänder, Seile oder Ketten, während bei den senkrechten Ausführungen wie Schacht- und Rieseltrocknern, das Gut durch eigenes Gewicht sich nach unten bewegt oder, wie es bei dem Hordentrockner Abb. 19 der Fall ist, durch Aufzüge oder Hubvorrichtungen seine Bewegung nach oben erhält.

Eine einfache Bauart eines waagerechten Kanaltrockners mit reinem Gegen- bzw. Gleichstromverfahren zeigt Abb. 22. Die Luft wird von Schraubenrädern in waagerechter Richtung durch den inneren Kanal

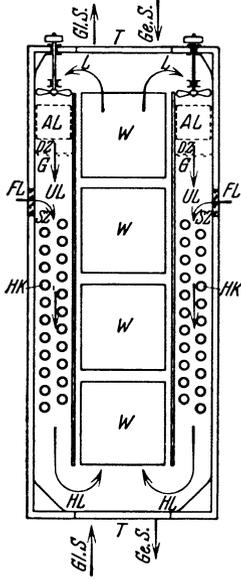


Abb. 22. Kanaltrockner (Grundriß). *HL* Heißluft; *L* hochgesättigte Luft; *AL* Abluftschacht; *UL* Umluft; *FL* Frischluft; *DZ* Druckzone; *SZ* Saugzone; *G* Gitter; *HK* Heizkörper; *W* Wagen; *T* Türen; *Gl.S.* Fahrtrichtung der Wagen bei Gleichstromverfahren; *Ge.S.* Fahrtrichtung der Wagen bei Gegenstromverfahren.

oder Gegenstromverfahren angewendet werden. Die Beförderung der Wagen geschieht bei kleineren Ausführungen von Hand, bei größeren Ausführungen mittels endlosem Kettenzug und Handwinde oder durch motorische Kraft.

Auch der Hordentrockner, Abb. 19, der seiner äußeren Form nach mehr einem Schrankentrockner gleicht, arbeitet als Kanaltrockner, und zwar auch nach dem reinen Gleich- oder Gegenstromverfahren.

Alle Kanaltrockner mit Stufen- oder Zwischenheizung weichen mehr oder weniger vom reinen Gleich- oder Gegenstromverfahren ab. Abb. 23

(Zittau) zeigt das Schema der Luftführung eines Kanalrockners mit Zwischenheizung. Die Luft tritt an einem Ende des Kanals ein und wird von seitlich oben liegenden Schleuderrädern über die Heizkörper nach unten gedrückt, wo sich die beiden Teilströme vereinigen und gemeinsam senkrecht zur Gutsbewegung das Gut im Querstrom nach oben durchdringen. Oben wird ein Teilstrom abgezweigt und von dem Lüfter der nächsten Stufe erfaßt. So spielt sich in jeder folgenden Stufe der gleiche

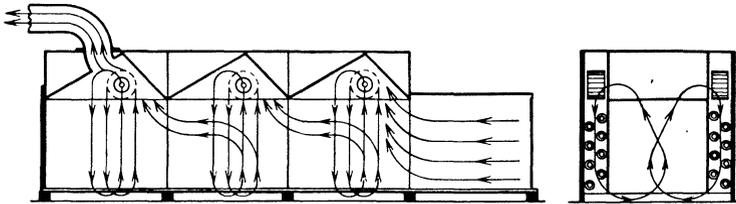


Abb. 23. Kanalrockner mit Stufenheizung (Maschinenfabrik Zittau).

Vorgang ab, bis die Luft schließlich im letzten Abteil angekommen ist und aus diesem mit hoher Temperatur und hohem Feuchtigkeitsgrad ausgeschoben wird. Das Gut kann den Kanal sowohl in der einen als auch in der anderen Richtung durchlaufen. Tritt es von rechts ein, so nähert sich die Arbeitsweise mehr dem Gleichstromverfahren, wobei allerdings infolge der Zwischenheizung auch die schon stark entfeuchteten Abteile

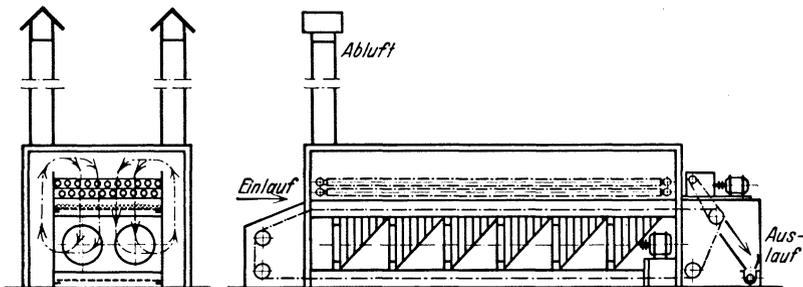


Abb. 24. Bandrockner (Schilde).

noch mit Luft von hoher Temperatur versorgt werden. Durchwandert das Gut dagegen den Kanal von links nach rechts, so arbeitet der Trockner mehr im Gegenstrom, wobei abweichend vom reinen Gegenstromverfahren das eintretende Feuchtgut mit Luft von hoher Temperatur in Berührung kommt. In beiden Fällen lassen sich jedoch die Lufttemperaturen der gewünschten Arbeitsweise dadurch anpassen, daß die Heizwirkung in den einzelnen Zonen durch Abstufung der Heizkörper verstärkt oder abgeschwächt wird.

Der Kanalrockner Abb. 24 (Schilde) fördert das Gut auf einem endlosen Bande. Am Einlaufende wird das Gut von einer Aufgabevorrichtung auf das Band aufgeschüttet und am Austrittsende fällt es von selbst vom Bande ab. Es durchläuft also den Kanal nur einmal.

Die Durchlaufgeschwindigkeit des Bandes kann nach der Trocknungsdauer geregelt werden. An Stelle des einen Bandes können bei entsprechender Bauweise des Trockners mehrere Bänder gleichlaufend neben- oder übereinander, oder gegenläufig derart angeordnet werden, daß jedes Band seinen Belag auf das darunterliegende abwirft. In letzterem Falle durchzieht das Gut den Trocknungskanal je nach Anzahl der Bänder öfters, und zwar abwechselnd in beiden Richtungen.

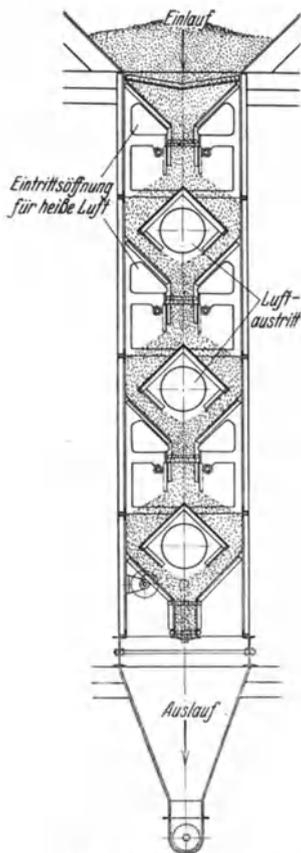


Abb. 25. Rieseltrockner
(T o p f).

Bei dem dargestellten Einbandtrockner ist das Band luftdurchlässig, so daß bei stückigem, körnigem oder faserigem Gute die Trocknungsluft in der angedeuteten Art dieses durchdringt. Die Luftbewegung wird durch mehrere Lüfter hervorgerufen, und zwar derart, daß die Luft nach ihrer Aufheizung an den oben liegenden Heizkörpern das Gut im Querstrom nach unten durchdringt, gleichzeitig aber infolge der Wirkung der schrägen Lenkwände jeweils um einen Schritt dem Abluftschacht näher rückt. Da Einlauf des Feuchtgutes und Austritt der Abluft am gleichen Ende des Kanals liegen, tritt mit der Wirkung des Querstroms jene des Gegenstroms in Verbindung. Ist das Förderband luftundurchlässig oder sind mehrere Bänder übereinander angeordnet, so muß die Belüftung entweder durch Beaufschlagung des Gutes von oben oder durch waagerechte Umspülung vorgenommen werden.

Ein Beispiel der vertikalen Kanaltrocknung ist der Rieseltrockner Abb. 25 (Topf). Der Trockner besteht aus mehreren übereinander gesetzten Elementen. Das körnige Gut läuft in feuchtem Zustand in das oberste Element ein und rieselt unter der Wirkung seines eigenen Gewichtes abwärts, wobei es in jedem Element vorübergehend in zwei ausbiegende Teilströme zerlegt wird, die zwischen sich den Austritt für die Abluft lassen. Aus dem untersten Gliede fällt das getrocknete Gut in eine Rinne, um mittels Schnecke weiterbefördert zu werden. In jedem Abteil sind schützartig verstellbare Wände vorhanden, durch deren Stellung die Schichthöhe der Teilströme je nach den vorliegenden Bedingungen geregelt werden kann. Jedes Element hat eine besondere Zu- und Abführung für die Luft, die beide durch das rieselnde Gut voneinander getrennt sind. Die Luft muß daher, um zu der Austrittsöffnung zu gelangen, einen der Gutstränge durchqueren; jedes Element arbeitet in sich also im Querstrom. Sämtliche Luftaustritte der einzelnen Elemente sind an eine gemeinsame Abgangsleitung angeschlossen, ebenso alle

Luftintritte an eine gemeinsame Zuführungsleitung. Den Anfang dieser Zuführungsleitung bildet ein Luffterhitzer. Die Förderung der Luft besorgt ein Lüfter, der am Ende der gemeinsamen Abgangsleitung sitzt. Infolge der saugenden Anordnung des Lüfters ist es möglich, durch regelbare Öffnungen in den Heißluftzugängen der einzelnen Elemente nach Bedarf Frischluft zuzulassen, wodurch in jedem Gliede die Temperatur gesondert geregelt werden kann. Da alle Elemente unter sich gleich sind, kann dieser Rieseltrockner durch Zu- oder Abschalten von Gliedern

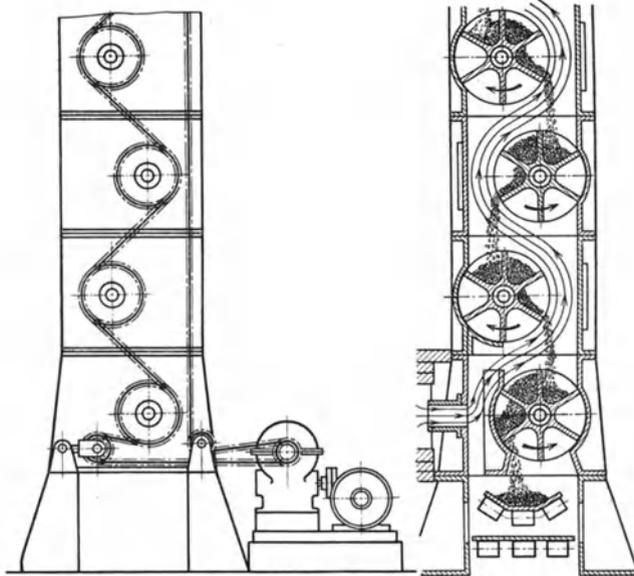


Abb. 26. Rieseltrockner (Brightside Foundry and Engineering Company).

erhöht oder verkürzt werden und größeren Leistungsschwankungen leicht Rechnung tragen.

Eine andere Bauart eines Rieseltrockners zeigt Abb. 26 (Brightside Foundry and Engineering Comp.). Der Trockner ist ebenfalls aus einzelnen austauschbaren Elementen zusammengesetzt. Das unten zugeführte heiße Gas durchwandert nacheinander sämtliche Zellen, so daß sich der eigentlichen Wirkung der Querströmung zum Gut die Merkmale des Gegenstromverfahrens überlagern. Das Hauptanwendungsgebiet dieses Apparates ist die Kohletrocknung, doch kann damit auch jedes andere körnige Gut verarbeitet werden.

Im allgemeinen kommen Kanaltrockner für die fortlaufende Trocknung großer Mengen von Erzeugnissen aller Art in Anwendung. Die Fördereinrichtungen und die Art der Belüftung können der äußeren Form und den besonderen trocknungstechnischen Eigenschaften der Güter weitgehend angepaßt werden. Gerade diese Art der Trockner bietet durch die Mannigfaltigkeit ihrer Betriebsmöglichkeiten Gelegenheit, hohe Grade der Wirtschaftlichkeit in jeder Beziehung zu erreichen.

Besonderer Wert ist dabei wegen der großen äußeren Oberfläche auf guten Wärmeschutz und luftdichten Abschluß an Wänden und Türen zu legen.

Die Fördereinrichtungen für das Gut verursachen bei den meisten Kanaltrocknern im Vergleich zu den Kammertrocknern erhöhten Kraftverbrauch und erfordern aufmerksame Wartung. Die Grundflächenbeanspruchung ist bei waagerechten Kanaltrocknern erheblich. Die Beschickung und Entleerung erfolgt in den meisten Fällen durch selbsttätige Vorrichtungen, so daß sich die Bedienung in der Hauptsache auf die Überwachung der Arbeitsbedingungen und die Wartung der mecha-

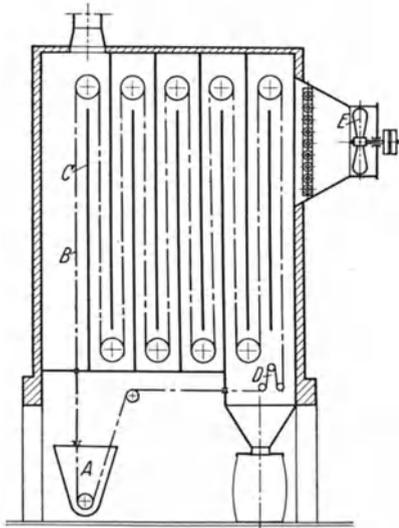


Abb. 27. Vertikalrockner nach Huillard.

nischen Einrichtungen beschränkt. Nachteilig wird die Kanalform für die Reinigung des Trockners dann, wenn in ihm, wie z. B. bei den Bandtrocknern, feste Einbauten vorhanden sind, und der Kanal dadurch unbegehrbar wird. Der gleiche Gesichtspunkt gilt auch für die Vornahme von Instandsetzungsarbeiten, die infolge der größeren Anzahl bewegter Teile häufiger notwendig werden.

Zur Trocknung breiiger, dünn- bis dickflüssiger sowie pastenartiger Produkte ist in manchen Fällen die Anwendbarkeit des Huillard-Vertikalrockners nach Abb. 27 möglich, der eine Abart des Bandtrockners nach Abb. 24 darstellt und bei dessen Aufbau ebenfalls der Grundgedanke, eine intensive Feuchtigkeitsverdunstung durch Schaffung großer Oberflächen zu erzielen, bestimmend war. Die Naßgutaufgabe erfolgt bei diesem durch eine mit dem Naßgutbunker *A* vereinigte Vorrichtung, die das zu trocknende Produkt in die Muscheln eines Spezialdrahtgewebes *B* in dünner Schicht einstreicht. Der endlose Spezialdrahtgurt *B* in Breite bis 2 m ist innerhalb einer Kammer, die mit Zungen *C* zur Führung der Trocknungsluft besetzt ist, über eine Reihe Umlenkrollen und am Trocknerende für die Ablösung des Trockengutes über Reib- bzw. Klopferwerke *D* geleitet. Danach verläuft er endlos zur Naßgutaufgabe zurück, um den Kreislauf kontinuierlich mit neu eingestrichenem Produkt wieder zu beginnen.

Die Trocknungsluft wird bei der Ausbildung des Apparates nach Abb. 27 mittels des auf der Druckseite angeordneten Ventilators *E* bewegt und zuerst durch die nachgeschaltete Heizbatterie aufgeheizt. Um eine intensivere Belüftung sowie eine stufenweise Wiederaufheizung der Luft zu erreichen, was auf die Leistungsfähigkeit gerade derartiger Konstruktionen von besonderem Einfluß ist, sollte ein Stufenluftgebläse, das

sind mehrere auf einer durchgehenden Welle in Abständen von etwa 1 m aufgebrachte Schraubenlüfter, horizontal auf der ganzen Apparatlänge verlegt werden.

Büttner hat diesen Bandtrocknerkonstruktionen durch die Turbinentrockner nach Abb. 28 eine neue Richtung gegeben. Das in der vorher beschriebenen Art durch eine Aufgabevorrichtung mit zu trocknendem Produkt beladene Spezialdrahtgewebe wird über eine Stabtrommel geführt. Die Stabtrommel ist wieder in eine geschlossene Zelle eingebaut. Unmittelbar unter und neben der Trocknerfläche läuft der Schaufelring eines Turbinenlüfters, der die in der äußeren Zone der Zelle

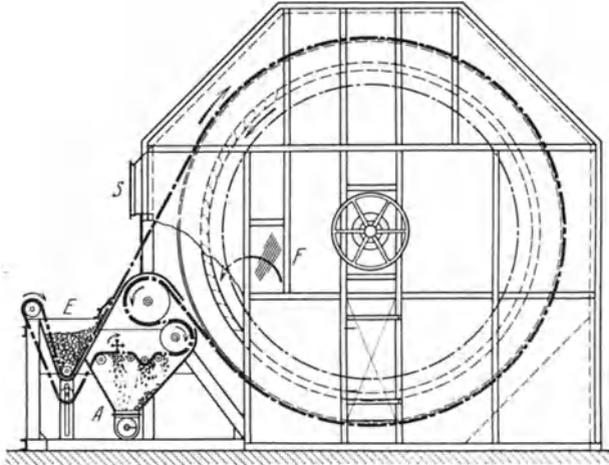


Abb. 28. Bandtrockner (Büttner).

ruhende Luftmasse in eine der Turbinenschaufelzahl entsprechende Anzahl Luftwellen auflösen soll. Diese umströmen nach dem von der Lieferfirma veröffentlichten Lüftungsschema (s. Abb. 29) das Drahtgewebeband mit dem darin eingedrückten, zu trocknenden Produkt in radial-axialer Richtung. Wie ebenfalls aus Abb. 29 ersichtlich, unterliegen genannte Einzelluftwellen gleichzeitig einer der Bewegung des Bandes entgegengerichteten, fortschreitenden Bewegung durch die im Querschnitt ringgehäuseartige Zelle. Diese fortschreitende Bewegung muß tatsächlich vorhanden sein, denn der für die Trocknung erforderliche Luftwechsel soll die im Apparat befindlichen Teilluftströme vortreiben.

Im Prinzip erfolgt die Trocknung mit Anwendung dieser Turbinenkonstruktion, also nach dem bekannten Umluftstufenverfahren und bei der Ausbildung nach dem Belüftungsschema im Gegenstrom. Die an der Austrittsstelle des getrockneten Gutes bei *F* eintretende Frischluft bewegt sich spiralig kreisend bis zu ihrer Austrittsstelle *S*, d. h. bis zum Eintritt des mit Naßgut eben neu beladenen Drahtgurtes in die Zelle. Im Gegensatz zu dem Vertikalbandtrockner Abb. 27 wird die Aufheizung der Luft dabei durch im Innern des Trockners in Abstufung untergebrachte

Heizbatterien *H*, und zwar allmählich steigend bis zur Austrittsstelle bewirkt, wo sie mit Feuchtigkeit angereichert ins Freie gelangt.

Den physikalischen Eigenschaften der zur Trocknung gelangenden Stoffe Rechnung tragend, gelangt der Turbinentrockner auch in anderen Formen zur Ausbildung. Abb. 30 zeigt einen Turbinentrockner mit vertikaler Achse für stückige, körnige, krystallinische und staubförmige Produkte. Bei dieser Bauart erfolgt die Materialzufuhr durch den Trichter *E* zunächst auf die obere der als Materialträger ausgebildeten Ringscheiben, die übereinander an einem oben und unten zentral gelagerten Drehgestell befestigt sind. Sämtliche Ringscheiben haben eine Segment-

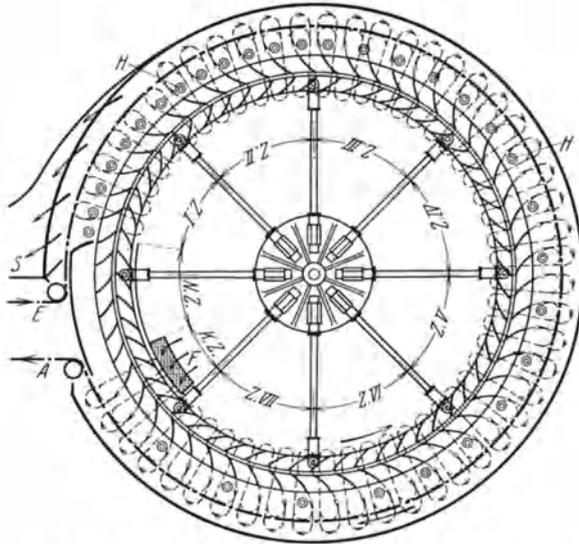


Abb. 29. Belüftungsschema zum Handtrockner nach Abb. 28.

unterteilung derart, daß zwischen benachbarten Segmenten jeder Scheibe ein Schlitz zur Überleitung des zu trocknenden Produktes verbleibt, unter welchem wiederum ein volles Segment der nächst tieferliegenden Ringscheibe zu finden ist. Das in dünner Schicht auf den Ringscheiben ausgebreitete Gut wird durch besondere Abstreifer nach etwa einmaligem Rundgang des Scheibensystems durch die Schlitzte auf die nächst tieferliegenden Ringscheiben geleitet. Dieser Vorgang wiederholt sich der Etagenzahl entsprechend bis zur untersten Scheibe, von welcher das abfallende, fertig getrocknete Material durch eine Fördereinrichtung *A* abgeführt wird. Je nach Größe des Trockners erfolgt die Belüftung des Ringscheibenkarussells durch eine oder mehrere zentral übereinander angeordnete Turbinen. In Höhe der Scheiben, die ober- und unterhalb der Turbinenflügelbreite liegen, wird die im Trockner radial kreisende Luft zur Mittelachse angesaugt und in Höhe der im Druckgebiet liegenden Scheiben wieder nach außen gedrückt. Die Trocknungsluft überspült dabei das Trocknungsgut dauernd in wechselnder Richtung.

Eingeschaltet in den Belüftungskreislauf sind die Heizelemente in solcher Abstufung, daß sich die unten bei *F* eintretende Frischluft bei ihrer Zirkulation und Abströmung nach den oberen Zonen bis zum Austritt durch *S* langsam auf immer höhere Temperaturen erwärmt. In

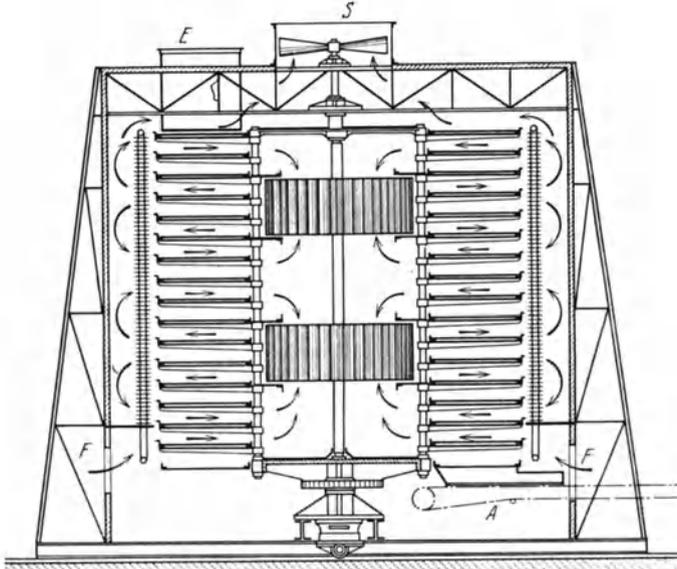


Abb. 30. Trockner mit scheibenförmigen Gutbändern.

bezug auf das Gegenstromverfahren und die thermische Auswirkung des Trocknungsprozesses gilt für diese Vertikalkonstruktion dasselbe wie für die horizontale Bauart.

C. Zerstäubungstrockner¹.

Die Zerstäubungstrocknung wird bei Stoffen angewendet, die in Flüssigkeiten fein verteilt oder gelöst vorliegen. Die Flüssigkeit wird in fein vernebeltem Zustande einem vorgewärmten Trocknungsmittel ausgesetzt, so daß der Wärmeaustausch an sehr großer Oberfläche vor sich gehen kann. Damit wird die Trocknung am einzelnen Teilchen in kürzester Zeit erreicht. Das trockene Gut fällt als feines Pulver an, was in vielen Fällen erwünscht ist. Je nach der Führung der Luftbewegung zu der Flugbahn der Flüssigkeitströpfchen treten auch bei dieser Trocknungsart die besonderen Merkmale des Gleich-, Gegen- und Querstromverfahrens in Erscheinung.

Wesentliche Kennzeichen des Gleichstromverfahrens zeigt die Arbeitsweise der Trocknungsanlage Abb. 31 (Nubilosa). Die zu trocknende Flüssigkeit fließt aus einem hochliegenden Behälter einer Düse zu, die

¹ Bearbeitet von Dr.-Ing. Simon.

sich im Kopf des leicht konischen Trocknungsschachtes befindet. Die Zerstäubung erfolgt dadurch, daß Preßluft tangential in den Luftführungskörper der Düse eingeblasen wird, so daß eine Drehbewegung entsteht, deren Geschwindigkeit durch die Formgebung des Düsenkörpers stark gesteigert wird. Auf diese Weise entsteht am Austritt aus dem Düsenkörper ein sich rasch drehender Luftkegel von großer Strömungsgeschwindigkeit, an dessen Spitze die zu zerstäubende Flüssigkeit herangeleitet wird. Von diesem Streupunkt aus erfolgt durch die Energie des Luftstroms die Verteilung der Flüssigkeit in Form eines Kegels. Die

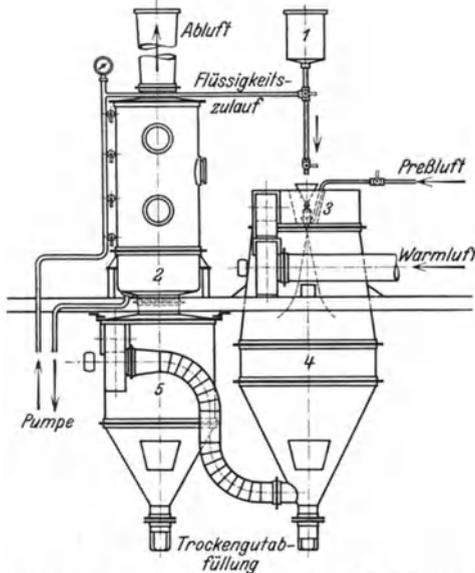


Abb. 31. Zerstäubungstrockneranlage (Nubilos).
1 Flüssigkeitsgefäß; 2 Abluftwäscher; 3 Düse;
4 Trocknungsschacht; 5 Staubabscheider.

zusammen mit der Luft durch einen Lüfter in einen Staubabscheider gefördert, wo es sich zum größten Teil absetzt. Der noch in der Luft enthaltene Rest von Trockengut wird in einem weiteren Gefäß durch Besprühung mit der zu trocknenden Flüssigkeit gänzlich ausgewaschen. Die Flüssigkeit erfährt bei dieser Gelegenheit eine Vorwärmung bzw. Voreindickung, während die Abluft sich ganz mit Feuchtigkeit sättigt. Für besondere Ansprüche bezüglich der chemischen Widerstandsfähigkeit lassen sich infolge der einfachen Bauweise die in Frage kommenden Teile der Anlage aus den verschiedensten Metallen und sonstigen Baustoffen herstellen oder mit entsprechenden Schutzüberzügen versehen.

Bei dem Krause-Trockner Abb. 32 (Lurgi) erfolgt die Zerstäubung der Flüssigkeit durch die Schleuderwirkung einer mit sehr hoher Drehzahl umlaufenden Scheibe. Die Flüssigkeit läuft in stetem Strahl zentral in den Hohlraum eines Drehkörpers von der Form der Abb. 33, aus dem sie durch entsprechend angeordnete Düsen ausgeschleudert und

Trocknungsluft wird außerhalb der Anlage in einem Lufterhitzer vorgeheizt und durch ein Gebläse tangential in den durch den zentralen Düsenbau gebildeten Ringraum des Schachtkopfes eingeblasen. Dieser Ringraum ist vom darunterliegenden Trocknungsschacht durch eine Lochplatte getrennt, durch welche die Trocknungsluft in kleinen, gleichlaufend nach unten gerichteten Luftströmen, vorteilhaft verteilt, in den eigentlichen Trocknungsschacht gelangt. Im wesentlichen sind also die beiden Bewegungen von Flüssigkeit und Trocknungsluft gleichlaufend. Das getrocknete pulverförmige Gut wird, soweit es nicht schon im Trocknungsschacht selbst ausfällt,

zerstäubt wird. Für sehr zähflüssige oder zur Trennung neigende Stoffe kommt eine tellerförmige Zerstäubervorrichtung nach Abb. 34 zur Anwendung. Die zu zerstäubende Masse wird vom Mittelpunkt des Tellers aus an den Rand gedrängt und von da in den Trocknungsraum

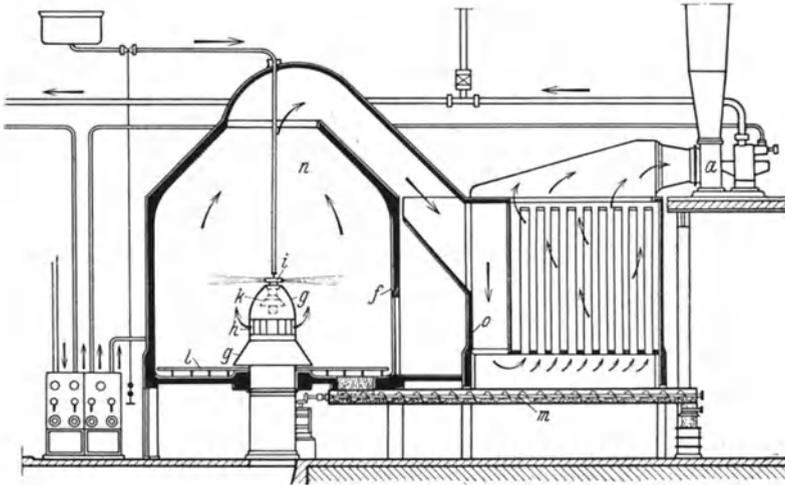


Abb. 32. Zerstäubungstrockner (Krause-Lurgi).
a Lüfter, *f* Trocknerturm, *g* Lufteintritt, *h* Leitapparat, *i* Zerstäubungssteller, *k* Antrieb,
l Rümer, *m* Förderschnecke, *n* Luftaustritt, *o* Schlauchfilter.

geschleudert. In beiden Fällen entsteht im Turm des Trockners in Höhe der Zerstäubungsvorrichtung eine waagerechte Nebelschicht, von der aus sich die Teilchen nach unten bewegen. Diese Bewegung durchdringt die Trocknungsluft von unten zum Teil im Quer- zum Teil im Gegenstrom. Die Luftzuführung erfolgt verschieden. Bei der Ausführung nach Abb. 32 wird sie zentral von unten zugeführt, tritt dann tangential aus einem Leitapparat in den Trocknungsraum ein und zieht schraubenförmig nach oben.



Abb. 33.



Abb. 34.

Abb. 33 und 34. Zerstäubungsvorrichtung des Krause-Lurgi-Trockners.

Der Antrieb der mit über 5000 Umdrehungen je Minute umlaufenden Zerstäubungsvorrichtung erfolgt entweder durch Elektromotor mit Zwischengetriebe oder durch Dampfturbine, deren Abdampf zur Aufheizung der Trocknungsluft ausgenützt werden kann. Das pulverförmige Trockengut setzt sich am Boden des Trocknungsraumes ab und wird mittels Rümer durch Bodenöffnungen ausgebracht. Die am Scheitel des Turmes abgehende Luft wird durch ein Schlauchfilter geführt, in dem sich die mitgerissenen Gutteilchen absetzen. Hinter dem Filter sitzt schließlich ein Lüfter, der für die Luftförderung durch die ganze Anlage sorgt.

Eine ähnliche Zerstäubungsweise, jedoch mit hängend angeordneter Vorrichtung, zeigt der Trockner nach Abb. 35 (Kestner). Die

Trocknungsluft tritt aus einem Ringkanal von oben zu und trägt das zerstäubte Gut in kreisender Bewegung mit nach unten. Es fällt in einen Trichter, während die Luft über dem Trichter zentral austritt. Die übrigen Einrichtungen unterscheiden sich nicht wesentlich von jenen der Krause-Anlage.

Die besondere Eigenart der Zerstäubungstrocknung, nämlich die außerordentlich kurze Trocknungszeit, erweitert den Anwendungsbereich dieser Trocknungsart auch auf Stoffe, die bei langsamer Trocknung nicht derartig hohen Temperaturen ausgesetzt werden dürfen, oder die überhaupt sonst nicht mit Luft getrocknet werden können, sei es wegen Oxydation

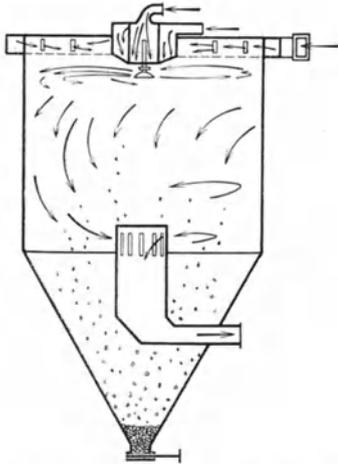


Abb. 35. Zerstäubungstrockner (Kestner).

oder sonstiger nachteiliger Wirkungen. Im Sinne einer guten Wärmeausnützung ist sowohl die Temperatur als auch die Menge der Trocknungsluft sehr sorgfältig einzustellen. Maßgebende Gesichtspunkte hierfür sind die Bewegungsenergie der Luft innerhalb des Trocknungsraumes und der Feuchtigkeitsgrad bei ihrem Austritt unter Beachtung des nur einmaligen Durchganges durch den Trockner. Werden sehr hohe Trockengrade des Gutes gefordert, so muß mit hohen Temperaturen gearbeitet werden, was meistens zu geringerer Abluftsättigung und damit zu schlechterer Wärmeausnützung als bei Umlufttrocknung führt. Vom rein wärmetechnischen Standpunkte aus, also ohne Berücksichtigung der anderen zum Teil unersetzlichen Vorzüge, ist die Zerstäubungstrocknung bei Suspensionen

als unvorteilhaft zu bezeichnen, weil jener Teil der Flüssigkeit, der bei anderen Verfahren durch mechanische Entwässerung billiger entfernt werden kann, hier den teureren Umweg über die Zustandsänderung durch Wärme nehmen muß.

Der Kraftverbrauch erstreckt sich auf Verdichten der Zerstäubungsluft oder Antrieb der Zerstäubervorrichtung sowie der Fördereinrichtungen für flüssiges und getrocknetes Gut und für die Trocknungsluft, unter Umständen auch auf den Antrieb der mechanischen Abklopfvorrichtung der Filter. Der Raumbedarf für die gesamte Anlage ist im Verhältnis zur spezifischen Leistung groß. Vorteilhaft ist die ununterbrochene Arbeitsweise, die keinerlei Bedienung erfordert. Die Verluste an Gut sind vornehmlich von dem Zustande des Abluftfilters abhängig. Eine ständige Überwachung der Abluft sowie des ganzen Trocknungsprozesses durch Temperaturmessungen usw. ist nicht zu umgehen. Die Instandhaltungsarbeiten sind nicht bedeutend. Bei der Zerstäubungsvorrichtung mit umlaufenden Düsen werden diese, selbst bei Verwendung von glashartem Stahl, in bestimmten Zeitabschnitten durch die schleifende Wirkung des Flüssigkeitsstrahles in der Längsrichtung stark eingeschnitten, was

sich u. U. durch unruhigen Lauf des Tellers bemerkbar macht. Die Düsen-einsätze können dann um 90° verdreht weiterbenutzt werden. Sind alle vier Quadranten in dieser Weise beschädigt, so muß der Einsatz erneuert werden. Eine kleine Verbesserung der Haltbarkeit kann durch Polieren der Innenfläche des Einsatzes erzielt werden. Bei selbsttätiger Abklopfvorrichtung leiden die Filterschläuche zuweilen unter der starken mechanischen Beanspruchung.

D. Stromtrockner¹.

Strom- bzw. pneumatische Trockner, bei welchen die Feuchtigkeitsentziehung aus dem Naßgut durch unmittelbare Berührung desselben mit der Trockenluft bzw. den Heizgasen erfolgt, gehören zu den ältesten Typen. Wie aus der Benennung erkennbar, haben die Trocknungsgase bei diesen Stromtrocknern nicht nur die Aufgabe als Wärme- und Dampfträger zu dienen. Sie müssen gleichzeitig die erforderliche Bewegungsenergie zum pneumatischen Transport des zu trocknenden Produktes liefern.

Voraussetzungen für die Wirtschaftlichkeit eines Trocknungsverfahrens nach dem aeromechanischen System sind:

1. Schaffung großer Verdampfungsoberflächen, bei dem Stromtrockner wie bei allen Trocknern dadurch gegeben, daß jedes Gutteilchen durch den pneumatischen Transport die theoretisch bestmögliche Oberfläche bietet.

2. Intensive Bespülung des zu trocknenden Gutes. Diese ist nach den Gesetzen der Aeromechanik bei dem pneumatischen Transport zwischen den Trocknungsgasen und dem Gut infolge turbulenter Gasströmung, welcher die Trägheit des Gutes entgegenwirkt, gewährleistet. Auch die Wirkung der Schwerkraft des zu trocknenden Stoffes erzeugt in vertikalen Rohrsystemen Relativbewegungen.

3. Die Möglichkeit, Trocknungsgase mit hoher Eintrittstemperatur anzuwenden, um die Trocknungszeit auf wenige Sekunden herunterzudrücken. Der Verwirklichung dieser Bedingung sind allgemein durch die Temperaturempfindlichkeit der zu trocknenden Produkte Grenzen gesetzt. Außerdem sind die Wärmeleitahlen der meisten Stoffe gering, so daß zwar die Abtrocknung der Oberflächenfeuchtigkeit mit genügender Schnelligkeit betrieben werden kann, nicht aber die Wärmeleitung in das Gutinnere, die durchweg nur langsam stattfindet. Es stellt sich daher ein Temperaturgefälle zwischen Materialoberfläche und Materialinnerem ein, das um so größer wird, je mehr die Trocknungsgeschwindigkeit zwecks Reduzierung der Apparatgröße aus Wirtschaftlichkeitsgründen gesteigert werden soll. Die Geschwindigkeit der Trocknung läßt sich daher bei gegebenem Temperaturgefälle um so mehr steigern, je feinkörniger das zu trocknende Gut zur Verfügung steht.

Bei dem pneumatischen Schnellumlauftrockner, System Rema-Rosin, der aus Raumersparnis im folgenden allein behandelt werden soll, ist die Trocknungsgeschwindigkeit dadurch gesteigert,

¹ Bearbeitet von Obering. Römer.

daß in das System eine Aufspaltvorrichtung eingeschaltet wurde. Dieselbe bewirkt die Abspaltung der bereits fertig getrockneten Oberflächenteilchen. Dadurch stehen dem Heizgasstrom nach abermaliger Einführung der nicht genügend getrockneten Kernteile des Produktes erneut feuchte Oberflächen zur Verfügung, die wieder relativ hohe Temperaturbeaufschlagungen ermöglichen. Gleichzeitig ist der verdampfenden Feuchtigkeit durch die sich erneuernden Oberflächen wiederholt ungehinderte Austrittsmöglichkeit geboten.

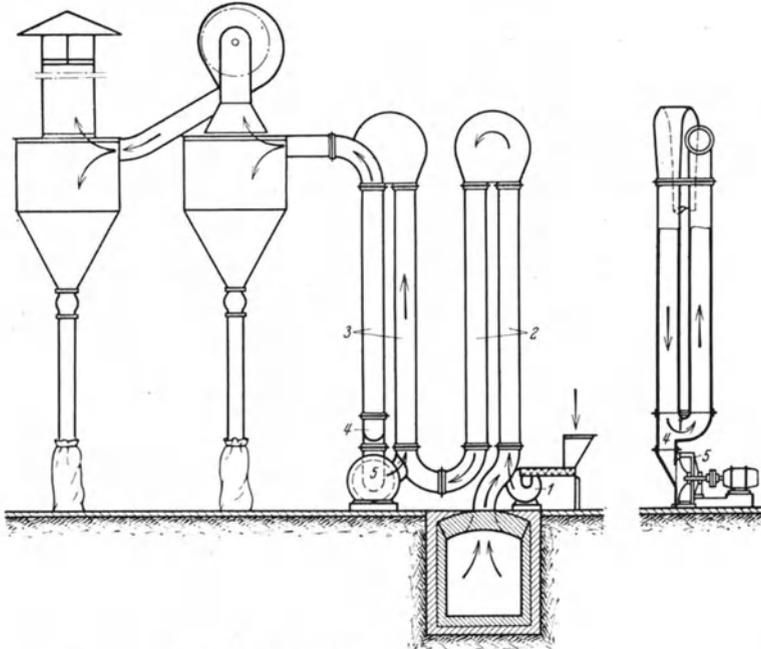


Abb. 36. Prinzip der Schnellumlauf-Trockner.

1 Aufgabeschleuder, 2 Vortrocknungsstufe, 3 Umlauftrockner, 4 Sichtvorrichtung, 5 Mühle.

Der Schnellumlauf-Trockner entsprechend Abb. 36 gliedert sich in eine Vortrocknungsstufe 2, in die das zu trocknende Naßgut durch die Aufgabevorrichtung 1 eingeschleudert wird, und in den eigentlichen Umlauftrockner 3. In Stufe 2 wird der feinkörnige Anteil fertig getrocknet, während aus dem gröberen lediglich das Oberflächenwasser verdampfen kann. Eingeschaltet in den anschließenden Umlauftrockner 3 ist die Sichtvorrichtung 4. Derselben fällt die Klassierung des Gutes zu, und zwar derart, daß allein der feinkörnige, also genügend getrocknete Teil vom Gasstrom zum Ausscheidezyklon gelangt, während das grobe Material in die Mühle 5 fällt. Diese bewirkt die Aufspaltung und gibt alles ihr zugeführte Produkt in den ersten Teil des Umlaufsystemes 3 zurück. Der Kreislauf: Trockner, Siebter, Mühle wiederholt sich stetig, bis alle Materialteilchen genügend weit zerkleinert und damit

genügend getrocknet sind. Bei vorgeschriebener Materialend- bzw. Eigentemperatur kann der gewünschte Grad der Abtrocknung bei mancherlei Produkten durch Regulierung der Trockengutfeinheit, also durch Veränderung der Sichtung eingestellt werden.

Seiner Grundidee nach wird der Schnellumlauf-Trockner da angewandt werden können, wo pneumatisch förderbares Gut getrocknet werden soll und das Aufspalten des Gutes zulässig ist. Wird eine Zerkleinerung ohnehin erforderlich, so ist bei Anwendung dieses Systems der Mahltrocknung eine Vereinfachung im organischen Aufbau des Fabrikationsprozesses erzielbar.

Die fünf Grundelemente des Trockners: das vertikale Rohrsystem, der in dieses eingeschaltete Sichter, die Aufspaltvorrichtung, der Ventilator als Heißluft- und Trockengutförderer und der Luftherhitzer sind in allen praktischen Anwendungsfällen erforderlich. Anders ist es mit der Größe sowie Ausführungsform von Sichter und Mühle und deren Einordnung im Rohrsystem, die dem jeweiligen Produkt angepaßt sein müssen.

Überwiegt bei Stoffen der Anteil ohne Oberflächenfeuchtigkeit im Vergleich zum Kernwasser, so wird die Vortrocknungsstufe größer ausgebaut und die Sichtvorrichtung mit Mühle verhältnismäßig klein gehalten werden können.

Die Bedürfnisse der Kohleindustrie nach einem einfach gebauten Apparat zur gleichzeitigen Trocknung und Vermahlung von Kohle sowie Kohlenschlamm führten zu der Ausführungsform des Schnellumlauf-trockners nach Abb. 37. Auch zum Brennen und Mahlen von Stuck- und Modellgips ist diese Ausbildung vorgeschlagen. Die Abspaltung des Hydratwassers beim Rohgips erfolgt bereits bei ziemlich tiefen Temperaturen. Vorzerkleinerung des Rohgipses, eigentliches Brennen

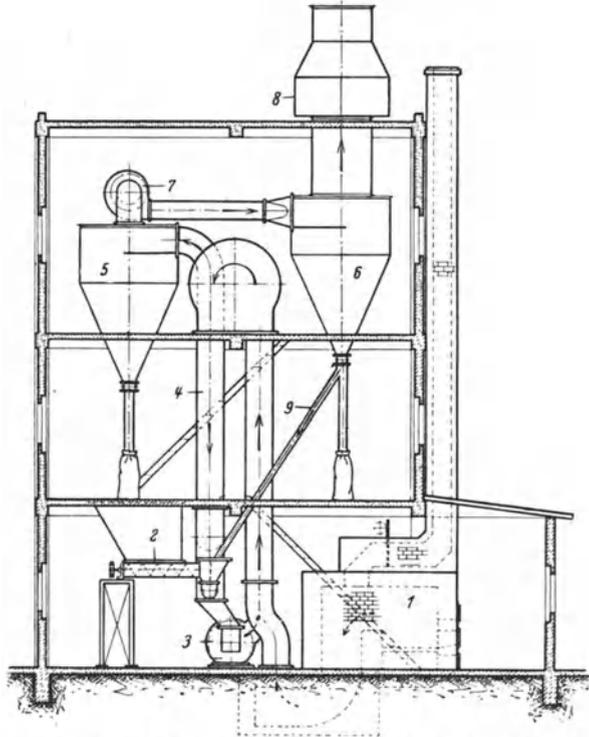


Abb. 37. Schnellumlauf-trockner nach Rema-Rosin für Kohle. 1 Feuerung, 2 Aufgabevorrichtung, 3 Mühle, 4 Trockner, 5 Zyklon, 6 Nachentstaubung, 7 Exhaustor, 8 Naßabscheider.

und Feinvermahlen des gebrannten Gutes, diese in der Gipsindustrie meist gebräuchlichen Einzelvorgänge lassen sich bei Anwendung des pneumatischen Verfahrens kombiniert durchführen. Dadurch, daß nach der sich stetig wiederholenden Aufspaltung in der Mühle die fertiggebrannten Teile kontinuierlich aus dem Umlaufsystem fortgetragen werden, ist ein Überbrennen von Materialteilchen praktisch ausgeschaltet. Auch das Auftreten von ungenügend gebrannten Rohgipsteilen wird vermieden, solange mit den als günstig erkannten Materialtemperaturen

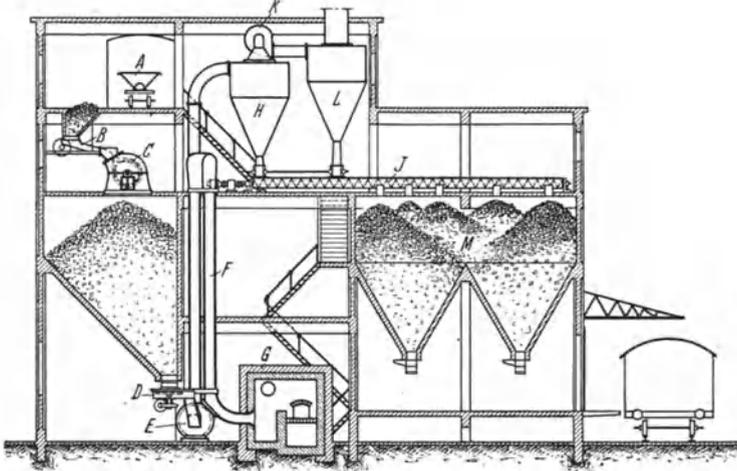


Abb. 38. Einordnung einer Brenneinrichtung nach dem Schnellumlaufsystem in den Fabrikationsgang einer Gipsfabrik. *A* Calciumsulfatanfuhr, *B* Zuteiler, *C* Brecher, *D* Tellerspeiser, *E* Mühle, *F* Brennapparat nach dem Umlaufsystem, *G* Feuerung, *H* Sieber, *J* Fertiggutverteiler für die Fertiggutbunker *M*, *K* Saugzug, *L* Gasentstauber.

gearbeitet wird. Abb. 38 zeigt die Einordnung der Einrichtung nach dem Schnellumlaufsystem in den Fabrikationsgang einer Gipsfabrik.

Auch für die Trocknung landwirtschaftlicher Produkte, insbesondere soweit es sich um Grünfutter und Luzerne handelt, ist das Verfahren anwendbar. Wesentlichste Voraussetzung ist bei diesen Produkten die Erhaltung der Vitamine und des Chlorophylls. Es sind dies chemische Verbindungen, die unter dem Einfluß des Sauerstoffes im Heizgas und unter der (längeren) Einwirkung höherer Temperaturen (40—50° C) chemische Veränderungen erleiden.

E. Trommel- und Drehtrockner¹.

Trommeltrockner arbeiten kontinuierlich. Sie bestehen im wesentlichen aus dem zwecks Materialtransport mehr oder weniger in Neigung verlegten Drehrohr mit Inneneinrichtung, einer vorgeschalteten Heizgas- oder Heißluftherzeugungsanlage, dem Saugzug und der gegebenenfalls nachgeschalteten Entstaubungsanlage zur Rückgewinnung des von der

¹ Bearbeitet von Obering. Römer.

Abluft mitgerissenen Trockengutstaubes. Abb. 39 zeigt den Aufbau eines solchen im Gleichstrom arbeitenden Trockners. Das durch die Schurre *A* des feststehenden Trommelkopfes zugeführte, zu trocknende Produkt durchwandert das mit $n = \frac{1}{2}$ —15 Umdrehungen/min umlaufende Drehrohr *B* in derselben Richtung wie die auf dem Rost *C* erzeugten Heizgase oder die indirekt mittels Dampflichterhitzer temperierte Heißluft. Der Ventilator *D* hat als Saugzug für die Absaugung des Gas-Dampfgemisches und für die Überwindung der Reibungswiderstände zu sorgen. Die Abstimmung der bei einer Feuergasbeheizung den Verbrennungsraum mit der Temperatur t_m verlassenden Verbrennungsprodukte auf die jeweils erforderliche Gaseintrittstemperatur t_e hat in Verbindung mit dem Feuchtigkeitsgehalt der Gase ausschlaggebenden Einfluß auf die stets maßgebende Eigentemperatur des Produktes während

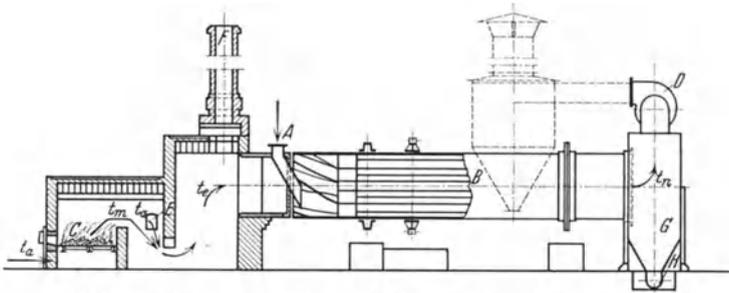


Abb. 39. Gleichstrom-Trommeltrockner mit Feuergasbeheizung.
A Naßgutaufgabe, *B* Drehtrockner, *C* Rostfeuerung, *D* Saugzug, *E* Regulierschieber für Frischluft, *F* Notschornstein, *G* feststehendes Gehäuse, *H* Abfuhr des Trockengutes.

des Trocknungsprozesses. Sie erfolgt durch Sekundärluftzusatz mit der Temperatur t_a^0 . Die Sekundärluft wird durch mit Regulierschieber *E* versehene Öffnungen gleichzeitig angesaugt. Der sog. Notschornstein *F* ist während des Betriebes durch einen Schieber geschlossen. Er gestattet direktes Entweichen der Verbrennungsprodukte gelegentlich des Anheizens der Feuerung oder bei Betriebsstörungen. Unterhalb des feststehenden, gegenüber der rotierenden Trommel möglichst gasdicht abgeschlossenen Gehäuses *G* ist das Transportelement *H* zur Abfuhr des erzeugten, kontinuierlich anfallenden Trockenproduktes verlegt. Vielfach sind die Trommeln innerhalb dieses Gehäuses *G* verlängert und mit besonderen Füllungsreglern und Stauvorrichtungen zum Zurückstauen des Trockengutes verbunden, deren Einstellung je nach dem Grad der gewünschten Abtrocknung erfolgt.

Die Gleichstromtrocknung hat den großen Vorteil der pneumatischen Klassierung des der Trommel zugeflossenen Gutes derart, daß die feinsten Gutteilchen schnell durch dieselbe gefördert werden, da diese dem Einfluß des Gasstromes am stärksten unterliegen. Gegenüber größeren Teilchen besitzen die feineren auch eine im Verhältnis zur Masse größere Oberfläche und erfordern deshalb eine kürzere Trockenzeit. So wird die Durchgangszeit = Trockendauer verschiedener Körnungen selbsttätig reguliert. Trotzdem bleibt das Gemisch des anfallenden

Trockengutes einheitlich, abgesehen von dem Verlauf bei der Inbetriebnahme einer solchen Anlage. Jedes Korn hat ungeachtet seiner Größe die gleiche Austrocknung erfahren. Bei vielen anderen Trocknungseinrichtungen ist diese Gleichmäßigkeit nicht erreichbar.

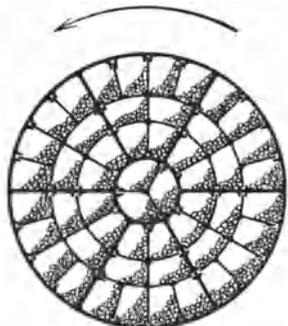


Abb. 40. Zellentrommeltrockner.

Bei der Trocknung im Gegenstrom hat das zu trocknende Produkt das Drehrohr in entgegengesetzter Richtung des Gasstromes zu durchwandern. Weitere Ausführungen über diese beiden Verfahren wurden im Abschnitt Gleich- oder Gegenstrom auf S. 648 gegeben.

Die Trommelinneneinrichtung.

Von ausschlaggebender Bedeutung für die Rentabilität solcher Drehtrockner mit normaler Innenheizung sind die Trommelinneneinrichtungen, genannt Einbauten. Durch diese Einbauten soll der Rauminhalt der Drehrohre weitgehendst ausgenutzt und das zu behandelnde Produkt über den ganzen Querschnitt derselben möglichst gleichmäßig verteilt werden.

Die Trockentrommeln hatten eine 30jährige Entwicklung hinter sich, als 1897 die erste Zellentrommel nach Abb. 40 zum Patent angemeldet

wurde. Man begnügte sich bis dahin in den Verbraucherkreisen mit dem einfachen System, d. h. einem zwecks Materialtransport in Neigung verlegten glatten, mit Mauerwerk umgebenen, innen oder außen beheizten Zylinder, bis die im Vergleich dazu tatsächlich nennenswerte Verbesserung des Hubschaufeleinbaues auf den Markt gebracht wurde. Gegenüber glatten Trommeln ohne jede Einbauten bewirken die Schaufeln nach Abb. 41 ein Abschütten des dem Trommelkörper zugeführten, zu trocknenden Produktes über den größeren Teil des freien Querschnitts, während es den Heizgasen zwecks Wärmeaustausch ausgesetzt ist. Den Heiz-

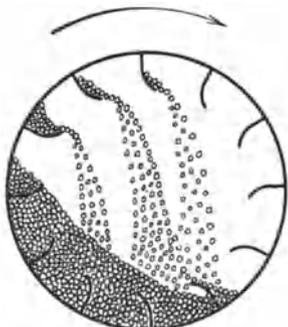


Abb. 41. Trommeltrockner mit Hubschaufeleinbau.

gasen ist es bei diesem System nicht möglich, jedes zu trocknende Materialteilchen schnellstens und auf kürzestem Wege zu umspülen. Deswegen können Leistung und Wirkungsgrad auch bei dieser Art Drehtrockner noch nicht günstig gestaltet werden. Diese einfachen, im Innern der Trommeln angebrachten Schaufeln haben heute noch dort große Bedeutung, wo auf Riesezelleneinbauten nicht zurückgegriffen werden kann. Andererseits gibt es nur wenige, sonst zur Verarbeitung in Drehtrocknern geeignete Materialien, die nicht in Zellentrommeln zur Trocknung gelangen können. Die Konsistenz des angelieferten Materials spielt dabei nur eine untergeordnete Rolle. Fast alle Schlämme und pastenartigen Produkte sind, auch wenn sie dafür

infolge klebriger Eigenschaften ungünstig erscheinen, ebenso anstandslos in Rieselzelltrommeln zu verarbeiten wie von vornherein rieselfähiges Gut. Damit ist nicht gesagt, daß die Rieselzelltrommeln wahllos für alle nur möglichen Fälle verwendbar sind. Den jeweiligen Eigenarten der zu verarbeitenden Produkte muß trockenungstechnisch Rechnung

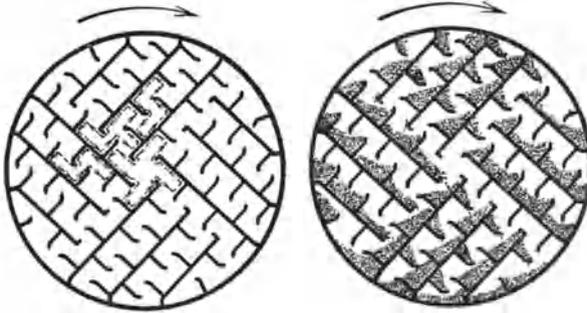


Abb. 42. Zelltrommeltrockner mit Quadranteneinbau.

getragen werden. Zahlreiche Produkte erfordern eine besondere Behandlung bzw. besondere Vorbehandlung im Trommelkopf vor der Verteilung in die einzelnen Zellen.

Bei zum Aufrollen und zur Kugelbildung neigenden Produkten muß eine mechanische Aufschließung nach Vortrocknung oder weiter vorgeschrittener Trocknung innerhalb des Trommelkörpers erfolgen, was keine Schwierigkeiten bereitet. In den letzten Jahren ist diese Kombination Trocknung - Zerkleinerung besonders bei Kohle intensiv verfolgt und konstruktiv entwickelt worden, so daß mit Berechtigung von einer Mahltrocknung gesprochen wird. Durch einzelne, der Wirkungsweise von Rohrmühlen angepaßte Trommelzonen sind ebenso wie in Rohrmühlen Zerkleinerungen bis zu den größten Feinheiten erreichbar.

Kurze Erwähnung verdienen hier noch die bei der Drehung der Trommeln selbsttätig arbeitenden Abklopfvorrichtungen, die klebrige und zur Inkrustierung im Trommelkopf neigende Produkte fortlaufend beseitigen.

Trommeln mit Zelleneinbau nach Abb. 40 werden auch heute noch verwendet. Diese Tatsache ist ein gutes Zeugnis für die Brauchbarkeit des Systems. Dazu kommt, daß es mit dieser Zelltrommel bereits um die Jahrhundertwende gelungen ist, verschiedenartige Produkte unter Ausnutzung günstiger Temperaturgefälle zu trocknen. Der Nachteil des Systems ist der vollständige Abschluß sämtlicher Zellen gegeneinander, wodurch keine Möglichkeit besteht, daß überfüllte Zellen das



Abb. 43. Zelltrommeltrockner mit Kreuzeinbau.

überschüssige Produkt anderen, weniger gefüllten abgeben und das die Gase nirgendwo zum Temperatureausgleich usw. durchtreten können. Außerdem fehlt eine gute Kompensationsfähigkeit der Zellwandungen infolge der zentral eingebauten Querwandungen, ein Moment,

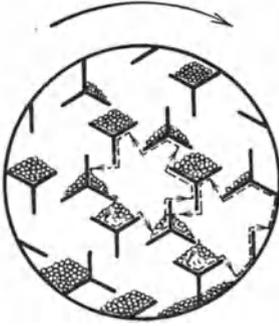


Abb. 44.

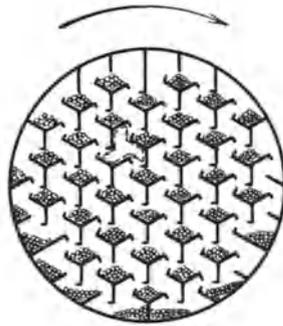
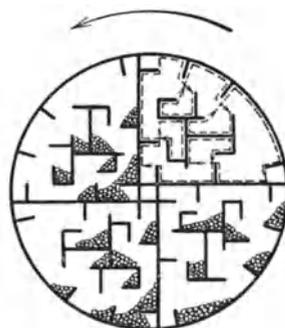


Abb. 45.

Abb. 44 und 45. Zelltrommeltrockner mit Sterneinbauten.

das infolge der Wärmeausdehnungen nicht gründlich genug beachtet werden kann.

Die ungünstigen Merkmale dieses Zelleneinbaues haben zur Weiterentwicklung der Zelltrommel geführt. Es entstand der Quadranteneinbau nach Abb. 42, später der Kreuzeinbau nach Abb. 43, die Stern-

Abb. 46. Zelltrommeltrockner
System Simplex.Abb. 47. Zelltrommeltrockner
System Multiplex.

einbauten nach Abb. 44 und 45 und schließlich der Simplex sowie Multiplex nach Abb. 46 und 47. Dabei wurde von dem Gedanken ausgegangen, das zu trocknende Produkt bei möglichst wenig Trommelumdrehungen so oft wie nur möglich abrieseln zu lassen. Bezüglich der Trocknungswertigkeit wird auf S. 643—646 verwiesen.

Die Ausführungsformen nach Abb. 44, 46 und 47 sind nicht allgemein anwendbar. Hierbei wird das zu trocknende Gut nacheinander durch einzelne Querschnittsquadranten gefördert. Es befindet sich abwechselnd am Mantel und in der Trommelmitte. Diese sind nur wenig material-

aufnahmefähig. Grundlegend für die wirtschaftliche Leistungsfähigkeit von Trommeltrocknungsanlagen ist die Trommelfüllung, also das Fassungsvermögen der Trommel und die Oberfläche, die das zu trocknende Produkt dem durchziehenden Heizgasstrom zur Verfügung stellt. Selbstverständlich muß das in der Trommel befindliche Produkt stets genügend oft gewendet werden, damit eine gleichmäßige Austrocknung gelingt.

Mit größerer Füllung ergibt sich bei gleicher Leistung gegenüber weniger materialaufnahmefähigen Einbauten eine längere Trockendauer. Letztere ist stets maßgebend für die Bemessung derartiger Anlagen. Bei Trommeln mit größerem Fassungsvermögen werden daher die Abmessungen der Anlage geringer als bei Trommeln, die weniger Material aufnehmen können.

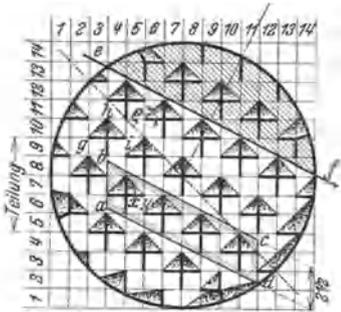


Abb. 48.

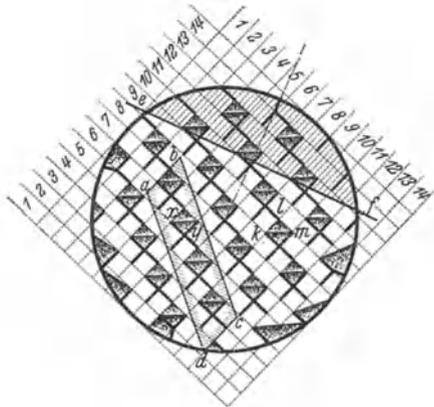


Abb. 49.

Abb. 48 und 49. Füllungsgrad und Wärmeaustauschfläche der Zellentrommel nach Abb. 43 in zwei um 45° gedrehte Stellungen.

Von diesen maßgebenden Faktoren aus betrachtet, stehen die Systeme nach Abb. 42 und 43, die hauptsächlich den Markt beherrschen, in Konkurrenz. Sie wurden wiederholt vergleichsweise untersucht. Unter genauer Beachtung der Ausbildung in der Praxis ist zur Untersuchung der Systeme die Einteilung der Trommelquerschnittsflächen in Einheitsquadrate derart vorgeschlagen, daß die Abstände der einzelnen Rieselbleche voneinander ebenso wie die Rieselblechlängen einheitlich = einer Quadratseitenlänge gesetzt wird [Römer: Die Trocknungsindustrie, Nr. 12. 1926]. Mit diesem Netz von Quadraten versehen, zeigt beispielsweise Abb. 48 den Kreuzeinbau in der ursprünglichen Stellung entsprechend Abb. 43, wogegen Abb. 49 ihn wiedergibt, wenn die Trommel um 45° , also $\frac{1}{8}$ gedreht wurde. Diese beiden markanten Stellungen treten bei jeder vollen Umdrehung eines Trommelrohres mit dem Kreuzeinbau je viermal auf. Zwischen diesen Extremlagen gibt es Übergänge. In der vorher genannten Veröffentlichung [Römer: Die Trocknungsindustrie, Nr. 12. 1926] ist nachgewiesen, daß die beispielsweise in Betracht gezogene, vier Kreuze einschließende Fläche $a-b-c-d$ in der Größe von 20 Einheitsquadraten stets vier mit Material gefüllte

Einheiten aufzuweisen hat, womit sich der Füllungsgrad dieses Einbaues mit $\omega = \frac{1}{5} = 0,2$ ergibt. Ebenso ist nachgewiesen, daß die Oberflächenkennziffer dieses Systems 0,962 beträgt, wogegen der Quadranteneinbau den $\frac{1}{4}$ größeren Füllungsgrad von $\omega = \frac{1}{4} = 0,25$ und die gegenüber dem Kreuzsystem ebenso größere Oberflächenkennziffer von 1,206 besitzt.

In den Abb. 42—45 und 47 sind für einige Zellen die theoretischen Materialbewegungen des zu trocknenden Produktes bei den verschiedenen Konstruktionen und bei einer Trommelumdrehung dargestellt. Bei dem Einbau nach Abb. 47 ist der eingezeichnete Weg des Materials allerdings erst nach fünf vollen Umdrehungen geschlossen. An den Stellen,



Abb. 50.

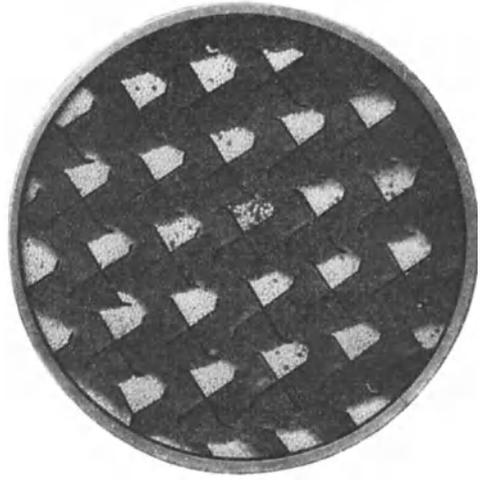


Abb. 51.

Abb. 50 und 51. Durchmischung des Gutes in Trockentrommeln mit Riesezelleneinbauten.

wo diese eingezeichneten Materialwege nicht durch Konstruktionen begrenzt sind, erfolgt das freie Abrieseln bzw. Abschütten. Bei den Einbauten nach Abb. 46 und 47 werden alle Zonen des Drehrohres von jedem Materialteilchen zwangsläufig durchwandert. Dadurch soll erst eine gleichmäßige Austrocknung gelingen [Eberts: Nitrocellulose, 6, 143 (1930)]. Naturgemäß muß das sich ausschließlich in den Randzellen bewegendes Produkt in der Trocknung gegenüber solchem, welches eine zentraler gelegene Zelle bis zum Auslauf durchrieselt, benachteiligt werden. Dies ist ein weiterer Nachteil für die vollständig geschlossenen Zellen nach System Abb. 40. Bei allen Einbauten mit nicht geschlossenen Zellen ist aber die wirkliche Materialbewegung nicht ausschließlich auf die einmal eingenommene Zelle beschränkt. Unter Zelle ist bei den Konstruktionen nach Abb. 42 die Querschnittsfläche zu verstehen, die durch die theoretische Materialbewegungslinie begrenzt wird. Abb. 50 zeigt beispielsweise die bereits nach drei Trommelumdrehungen bei dem Quadranteneinbau nach Abb. 42 erfolgte Durchmischung, nachdem

im Ausgangsstadium die zweite Kammer des oberen Hauptbleches im dritten Quadranten ausschließlich mit schwarzem Produkt gefüllt war. Abb. 51 zeigt die Durchmischung bei dem Kreuzeinbau entsprechend Abb. 43 ebenfalls nach drei Umdrehungen, ausgehend von der im Bilde noch die schwarzen Körner in Überzahl aufweisenden, zentral gelegenen Zelle. Bei diesen Einbauten erfolgt gegenüber der theoretischen Materialbewegung eine vorteilhafte Durchmischung durch alle Temperaturzonen. Sie ist sogar relativ stark, denn weitere Feststellungen beweisen, daß nach sieben Umdrehungen, d. h. nach ungefähr 1 min Gleichmäßigkeit in der Durchmischung eingetreten ist. Selbst bei Trommeln mit 4 m Innendurchmesser und dementsprechend vierteiligen Einbauten ist bei solchen Konstruktionen eine gleichmäßige Abtrocknung immer erreicht worden.

Leistungsfähigkeit.

Wenn eine Trockentrommel von bestimmter Größe und Konstruktion des Einbaues in der Neigung gegen die Horizontale, von bestimmter Drehzahl sowie Ausbildung der Fördereinrichtung im Trommelkopf usw. für maximale Leistungsfähigkeit gebaut ist, so ist die Trockenleistung abhängig von:

A. Den Unveränderlichen:

1. Art und Struktur bzw. Korngröße des zu trocknenden Produktes,
2. Anfangswassergehalt desselben w_1 ,
3. Endwassergehalt desselben w_2 .

B. Den Veränderlichen:

4. Gaseintrittstemperatur t_e ,
5. Gasaustrittstemperatur t_n ,
6. Gasgeschwindigkeit im Trockner v .

Die Gaseintrittstemperatur ist von größtem Einfluß. Die spezifische Wasserverdunstung w' , d. h. die Wasserverdunstung oder -verdampfung je m^3 Trommelinhalt in kg/h wird bei sonst gleichen Bedingungen mit steigender Heizgaseintrittstemperatur höher und mit sinkender Temperatur geringer. Es sollte daher stets die höchstzulässige Heizgastemperatur zur Anwendung kommen, um das Maximum an spezifischer Leistung w' herauszuholen. Damit wird das Trockneraggregat kleiner als bei niedrigeren Temperaturen und vorteilhafter in bezug auf Anschaffungskosten, Raumbedarf, Betriebs- und Unterhaltungskosten, Kapitaldienst, Überwachungsmöglichkeit usw.

Durch die mannigfaltigen Einflüsse, die w' selbst bei Außerachtlassung der Heizgastemperaturen bestimmen, ist eine mathematische Erfassung dieses Wertes ausgeschlossen. Die Größenberechnung der Trommel-trockner stützt sich daher auf empirische Werte. Entweder wird von der durch praktische Versuche mit dem betreffenden Produkt und von in Aussicht genommenen Heizgastemperatur festgestellten, spezifischen Wasserverdunstung w' oder von der Trockendauer ausgegangen. Welcher Weg gewählt wird, ist gleichgültig, denn w' steht in direkter Abhängigkeit zur Trockendauer.

Bezeichnet Q das mittlere Gewicht des zu trocknenden Produktes in kg/h , s das Schüttgewicht desselben in einem bestimmten Augenblick

der Trocknung in kg/m^3 , D den lichten Durchmesser der Trommel und L die Länge derselben in m, so ist bei einer bestimmten Normalfüllung ω und einer Durchgangs- = Trockenzeit des Produktes t_{\min} :

$$\frac{Q}{60 \text{ s}} = \frac{\omega D^2 \pi \cdot h}{4 t_{\min}} \quad (31)$$

Die Trocknungszeit beträgt demnach:

$$t_{\min} = \frac{60 \text{ s } \omega D^2 \pi L}{4 Q} \dots \quad (32)$$

$$\text{Mit } \frac{60 \text{ s } \omega \pi}{4 Q} = k \text{ wird } t_{\min} = D^2 L k, \quad (33)$$

d. h. die Trockenzeit steht im linearen Verhältnis zur Trommellänge und ist proportional dem Quadrat der Trommeldurchmesser. Wie das

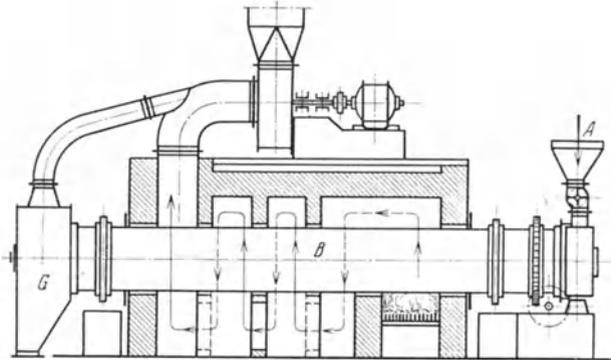


Abb. 52. Außenbeheizte Trockentrommel. *A* Naßgutaufgabe, *B* Drehrohr, *G* Trockengutausfall.

Verhältnis Durchmesser : Länge gewählt wird, würde theoretisch gleichgültig sein, wenn man nicht an die Gasgeschwindigkeit gebunden wäre, die aus trocknungstechnischen Gründen möglichst hoch sein soll, andererseits einen gewissen Wert nicht übersteigen darf, da sonst in größerem Umfange Staub aus dem zu trocknenden Produkte bis in die Abgasentstaubung mitgerissen wird. Bei nicht besonders zur Staubbildung neigenden Produkten kann man am Trocknerende, wo das technische Feuergas (theoretisches Feuergas + Ballastluft + Falschluft infolge Undichtigkeiten) und eventuell der Wasserdampf zu berücksichtigen sind, $v = 4\text{--}5 \text{ m/s}$ zulassen. Der freie Querschnitt ist je nach dem Füllungsgrad ω einzusetzen. In der Praxis wird nach Möglichkeit das Verhältnis Durchmesser : Länge wie 1 : 5 gewählt, um fabrikatorisch eine Norm zu halten. Verhältnisse von 1 : 3,5 bis 1 : 8 sind noch durchaus geläufig.

Innenbeheizte Trockentrommeln ohne Riesel- bzw. Rieselzellen-einbauten gelten heute als Abarten.

Bei außenbeheizten Trommeln nach Abb. 52 kommt das zu trocknende Produkt nicht mit dem Heizgasstrom in Berührung. Die Wärmezufuhr erfolgt hier indirekt durch den Trommelmantel hindurch, so daß die

Möglichkeit besteht, andere Gasarten als Verbrennungsgase zwecks Durchführung von Reaktionen durch das Trommelinnere zu führen. Soll jedoch eine derartige Trommel lediglich zu Trockenzwecken dienen, so genügt eine geringe Luftmenge entsprechend einem Feuchtigkeitsgrad der Abluft von 80—90% zur Aufnahme des verdunsteten Wassers. Die Luftgeschwindigkeit ist in diesem Falle gering, so daß Staubentwicklungen auch bei Produkten, die zu solchen neigen, unterbunden bleiben.

Erfolgt die Außenbeheizung unter Anwendung von Gas, Öl oder festem Brennstoff, so wird die Trommel *B* mit Mauerwerk oder sonstwie in eine Kammer eingebaut. Die Heizgase sollen zur weitgehenden Ausnutzung schraubenförmig um das Trommelrohr geführt werden, und zwar je nach der Art des zu behandelnden Produktes in gleicher oder entgegengesetzter Richtung zu dem Materialtransport. Bei dampfbeheizten Trommeln wird ein Rohrsystem um den Trommelkörper gelegt. Riesenzelleneinbauten dürfen in keinem Falle zur Anwendung kommen, sondern nur Hubleisten nach Abb. 41, da alles Produkt den Kontakt mit der Wandung behalten muß, damit ein guter Wärmeübergang auf dasselbe gewährleistet ist.

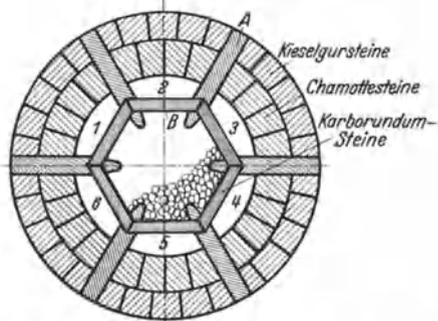


Abb. 53. Querschnitt eines Trommelkammerofens zur indirekten Erhitzung irgendwelcher Produkte zu Reaktionszwecken. *A* Muffelstützen, *B* Muffel, 1—6 Feuerergaszüge.

Bezüglich der Ausbildung des feststehenden Kopfes mit der Schurre *A* und des Gehäuses *G* mit eventuell eingebautem Füllungsregler sei auf S. 691 verwiesen.

Für außenbeheizte Drehtrockner wird meist nicht mit der spezifischen Wasserverdampfung in $\text{kg/m}^3 h = w'$, sondern wie bei Dampfkesseln mit m^2 Heizfläche gerechnet.

Zwecks hoher, indirekter Erhitzung irgendwelcher Produkte zu Reaktionszwecken usw. dient neuerdings vornehmlich der Trommelkammerofen, dessen Querschnitt durch Abb. 53 veranschaulicht ist. Das Trommelrohr desselben wird gegen Wärmeausstrahlung durch eine Kieselgursteinschicht geschützt, in welche man die hitzebeständige Schamotteausmauerung einlegt. Auch aus Schamotte gefertigte, durchgehende Stützen *A* tragen die die Muffel bildenden Platten *B*, die der größeren Wärmeleitfähigkeit wegen, wenn möglich aus Carborundum gefertigt sein sollen. Der Kammerofen rotiert und erhält auf geeignete Weise das brennfertige Gasluftgemisch in die Kammern 1—6 zugeleitet. Je nach Versetzung der Brenner in Längsachse der Trommel oder der Sekundärluftzufuhr kann die Temperatur gut reguliert werden.

Die kombinierte Beheizung, die für besondere Zwecke erforderlich sein kann, erfolgt derart, daß die Gase, bevor sie in den Trockner eintreten und denselben im Gleich- oder Gegenstrom durchfließen, erst

die Außenseite der Trommel, wie bei der ausschließlichen Außenbeheizung nach Abb. 52, umspülen, wobei sie sich auf 100—200° abkühlen. Wenn diese Kombination auch wärmewirtschaftlich günstig sein kann, so bleibt die Anwendungsmöglichkeit gering, zumal vermieden werden muß, den Trommelmantel mit Gasen von über 600° C zu beaufschlagen, um nicht die Erweichungsgrenze des Schmiedeeisens zu überschreiten. Bei direkter Gleichstrombeheizung wären die 100 bis 200° C höher temperierten Gase oder solche mit einer noch höheren Temperatur von wesentlichem Vorteil (vgl. S. 642).

Brenntrommeln, auch Drehöfen, Glüh- und Calciniertrommeln genannt, werden je nach dem Verwendungszweck ausgebildet. Der Brennprozeß erfolgt fast ausschließlich im Gegenstrom. Zwecks Anwendungsmöglichkeit von Temperaturen bis zu 1800° C werden dieselben im Innern durch ein Futter aus Spezialsteinen, welche widerstandsfähig gegen Säuren, Laugen sowie andere chemische und physikalische Einflüsse sind, geschützt. Diese feuerfeste und chemisch widerstandsfähige Ausmauerung kann mit verschiedenartig geformten Steinen erfolgen, so daß — wie bei einer Hubleistentrommel nach Abb. 41 — das Brennprodukt dauernd umgewälzt wird; spiralartig verlegte Formsteine dienen zum Materialtransport.

Für Produkte, die bei niedrigeren Temperaturen gebrannt bzw. calciniert werden können, genügen Konstruktionen nach Art der Trockentrommeln, die dann eventuell aus hitzebeständigem Baustoff, z. B. Kruppische NCT 3-Legierung, gefertigt und zwecks Erzielung spezifisch höherer Leistungen ganz oder teilweise mit Zelleneinbauten ausgerüstet werden.

Die Drehtrockner können in sehr großen Dimensionen gebaut werden.

Abschließend seien die von Schilde erstellten, mit dem Quadranten-einbau ausgerüsteten Trommeln von 4,0 m Durchmesser und 15 m Länge erwähnt, die dazu dienen, Braunkohle von 54 % Anfangsfeuchtigkeit auf 8 % Restfeuchtigkeit abzutrocknen. Sie weisen je Aggregat eine Leistungsfähigkeit von 22000 kg H₂O-Verdampfung/h auf. Bezogen auf 1 kg Wasserverdampfung beträgt der Wärmeverbrauch bei diesen Aggregaten einschließlich aller Verluste durch Strahlung, Unverbranntem in der Asche, Erwärmung der Trockenkohle und der in den abgeführten Wrasen enthaltenen Wärme 932 WE. Gearbeitet wird im Gleichstrom bei 750—900° Heigaseintrittstemperatur und 120° Wrasentemperatur. Das Eigengewicht eines rotierenden Trommelkörpers beträgt rund 140000 kg. Diese Trockner gelten zur Zeit als die größten, bisher in Betrieb befindlichen.

F. Walzentrockner¹.

Bei den Walzentrocknern wird die Wärme unmittelbar von beheizten Flächen an das Gut übertragen (Kontakt-trocknung). Dabei kann je nach den Temperatur- und Druckverhältnissen sowohl Verdampfung als auch Verdunstung eintreten. Soll mit Verdunstung gearbeitet werden,

¹ Bearbeitet von Dr.-Ing. Simon.

so ist zur Aufnahme und Abfuhr der Feuchtigkeit ein Gas notwendig. In den meisten Fällen kommt hierfür Luft zur Verwendung, die zweckmäßig vorgewärmt wird, damit sie den Trocknungsvorgang nicht durch Abkühlung des Gutes stört, und außerdem in der Lage ist, möglichst viel Feuchtigkeit aufzunehmen. Der Wärmeaustausch zwischen Luft und Gut ist also nicht wie bei der Lufttrocknung ein gegenseitiger, sondern die Wärme soll im wesentlichen von der Heizfläche an das Gut und dessen Feuchtigkeit und dann zum größten Teil mit der Feuchtigkeit an die Luft übergehen. Aus diesem Gesichtspunkte heraus ergibt sich für jeden beliebigen Fall die anzustrebende Vorwärmtemperatur der Luft. Auf alle Fälle ist aber für die richtige wärmetechnische Führung des Trocknungsprozesses der Zustand der Abluft ausschlaggebend.

In den häufigsten Fällen der Walzentrocknung wird im überwiegenden Teil des Prozesses mit so hoher Temperatur gearbeitet, daß Verdampfung eintritt; ausnahmslos trifft dies natürlich bei der Walzentrocknung unter Vakuum zu. Die Abb. 54 (Heckmann) zeigt die Ausführungsform eines Walzentrockners, bei der das Gut zunächst in einem hochliegenden Trog innig durchmischt und, wenn nötig, vorgewärmt wird. Von da aus fließt es dann in eine unter der Walze angeordnete Rinne, aus der es von einer kleinen Walze entnommen und in fortlaufendem

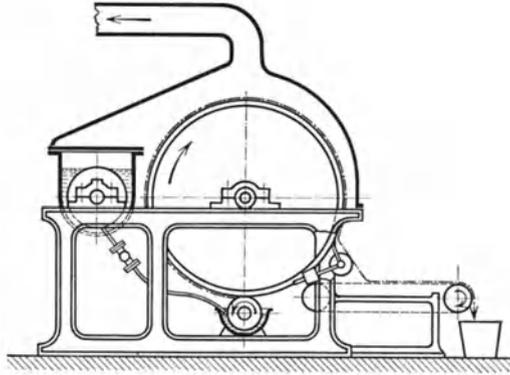


Abb. 54. Einfach-Walzentrockner (Heckmann).

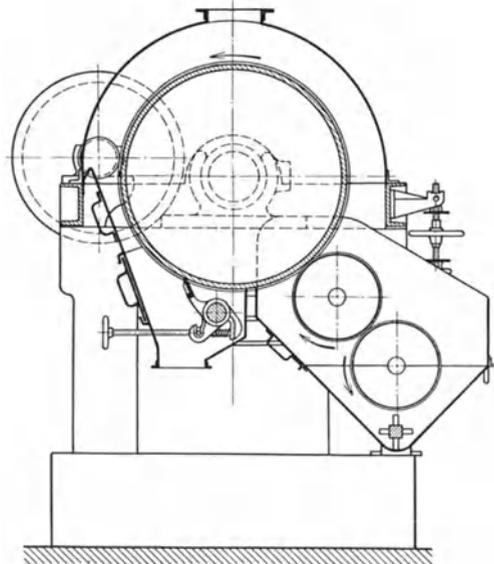


Abb. 55. Einfach-Walzentrockner (Büttner).

Betriebe bandförmig auf die Trocknungswalze aufgelegt wird. Auf dieser bleibt es der trocknenden Wirkung der heißen Walzenfläche über die Dauer von etwa dreiviertel Umdrehung ausgesetzt, um dann in trockenem Zustand von Schabern abgehoben zu werden. Die Weiter-

beförderung geschieht durch ein laufendes Band. Der obere Teil des Trockners ist mit einer Haube versehen, aus der Luft und Schwaden oben abziehen oder abgesaugt werden. In die Abzugsleitung sind nach Bedarf noch Abscheidevorrichtungen einzubauen. Die Anpressung der Schabemesser an die Walze geschieht durch verstellbare Gewichtsbelastung.

Der Trockner nach Abb. 55 (Büttner) trägt das Gut mittels zweier Zubringerwalzen aus einem tiefliegenden Rührtrog auf die Hauptwalze auf. Die Lage der beiden Auftragwalzen ist veränderlich, wodurch die

Einstellung verschiedener Schichtstärke des Gutes ermöglicht ist. Die Schabemesser werden durch verstellbare Federspannung angepreßt.

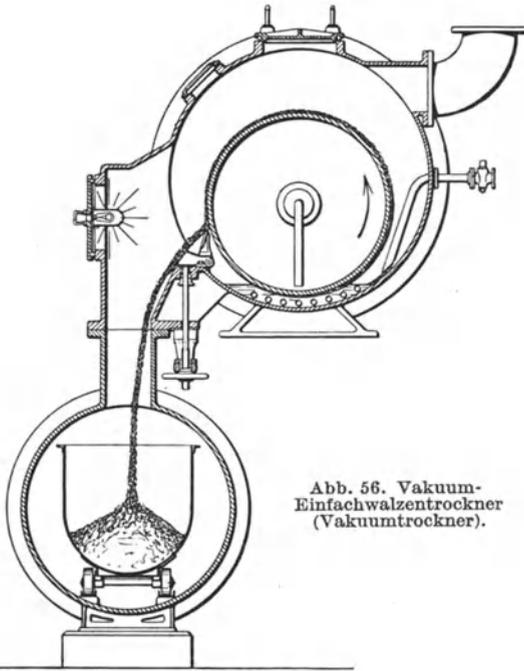


Abb. 56. Vakuum-Einfachwalzentrockner (Vakuumtrockner).

Der Walzentrockner Abb. 56 (Vakuumtrockner) ist für fortlaufendes Trocknen bei Unterdruck bestimmt und zu diesem Zwecke vollständig eingekapselt. Die aufzutrocknende Flüssigkeit wird in gleichmäßiger Standhöhe in dem Gehäuseboden gehalten und kann dort durch Dampfrohre entsprechend vorgewärmt werden. Die Walze taucht in dieses Flüssigkeitsbecken ein und behängt sich bei der Drehung mit einer Schicht des Gutes, deren Dicke in der Hauptsache von dem

Zustande der Flüssigkeit abhängt. Es ist deshalb für die Gleichmäßigkeit der Trocknung von großer Bedeutung, daß das Gut stets mit unveränderter Zusammensetzung und in dem gleichen Maße, wie es der Trockner verarbeitet, zugeführt wird. Die Abnahme des Gutes geschieht wieder durch Schaber, die von außen durch Schraubendruck angepreßt werden. Das getrocknete Gut fällt in Wagen, die von Zeit zu Zeit ausgeschleust werden. Brüden und Undichtheitsluft werden oben seitlich zum Kondensator bzw. zur Luftpumpe abgeführt. Die Abbildung läßt auch das zentrisch durch die Achse eingeführte Abgangsrohr für das Niederschlagswasser des Heizdampfes erkennen.

Abb. 57 zeigt die Anordnung eines Doppelwalzentrockners für die Verarbeitung von klumpig-weichem Gut. Dieses wird zwischen den beiden Trocknungswalzen aufgegeben und durch zwei kleine Auftragwalzen in bestimmter Schichtstärke an jene angepreßt. Schwaden und Luft müssen

sowohl nach oben als auch nach unten abgesaugt werden, damit die unten entstehenden Dämpfe nicht seitlich aufsteigen und das abfallende getrocknete Gut durchdringen. Diese doppelte Abführung der Schwaden muß immer in Kauf genommen werden, wenn sich die beiden Walzen gegeneinander drehen. Bei flüssigem Gute ist deshalb vorzuziehen, die Walzen sich nach auswärts drehen zu lassen, wobei sich allerdings die Schichtstärke des Gutes unbeeinflußbar nach dem natürlichen Anhaften an der Walze richtet.

Ein Doppelwalzentrockner für Vakuumtrocknung ist in Abb. 58 dargestellt. Das Gut wird von oben zwischen die beiden Walzen hinein aufgegeben und von diesen nach Maßgabe des Schlitzes aufgenommen. Etwa abtropfendes Gut wird in einer unter dem Spalt liegenden Rinne

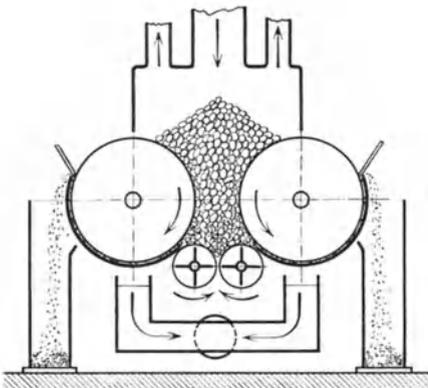


Abb. 57. Doppelwalzentrockner.

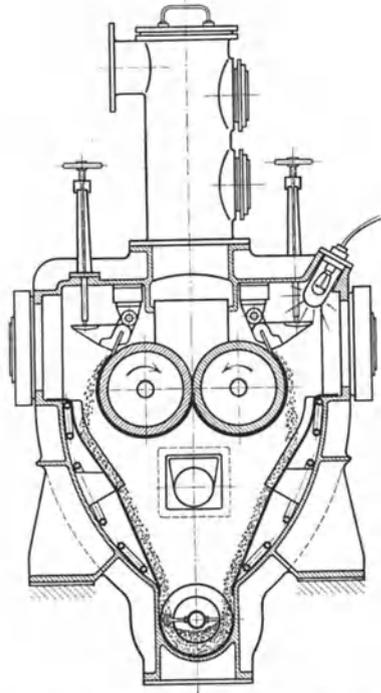


Abb. 58. Vakuum - Doppelwalzentrockner (Vakuumtrockner).

aufgefangen. Andere Bauarten sehen eine Verstellbarkeit der Spaltbreite dadurch vor, daß die eine Walze beweglich gelagert ist und mehr oder weniger an die andere angenähert werden kann. Wegen der Gegenläufigkeit der Walzen muß auch hier die Abfuhr von Schwaden und Luft zum Kondensator bzw. zur Luftpumpe sowohl über als auch unter den Walzen vorgenommen werden. Das abfallende getrocknete Gut wird durch eine Schnecke weiterbefördert und ausgeschleust.

Der Zweck der Trocknung auf Walzenapparaten ist die kontinuierliche Arbeitsweise. Diese bringt den Trocknungsvorgang gerade bei der Walzentrocknung in zwangsläufige Abhängigkeit von einer Anzahl Bedingungen, die sehr genau beobachtet und eingehalten werden müssen. Auf den Endzustand des getrockneten Gutes wirken bestimmend ein: Der Anfangszustand des Gutes, insbesondere seine Temperatur und sein Feuchtigkeitsgrad, die Temperatur der Walze, die Schichtstärke des auf die Walze

aufgetragenen Gutes, die ihrerseits von dessen Haftfähigkeit und Zähigkeit oder bei Doppelwalzen und Auftragwalzen von der gegenseitigen Walzenstellung abhängt, die Trocknungszeit, die wieder durch die Umlaufgeschwindigkeit der Walze bestimmt ist, weiterhin die Gleichförmigkeit der Auflage und Abnahme des Gutes und schließlich die Art der Brüdenabführung. Bei Vakuumtrocknung ist außerdem noch der Einfluß des Druckes zu beachten. Alle diese Bedingungen sind sorgfältig aufeinander abzustimmen und die günstigste Zusammenstellung für jedes Gut durch Ausprobieren zu ermitteln. Ist die beste Betriebsweise erkannt, so muß diese in allen ihren Einzelheiten während des gesamten Trocknungsprozesses beibehalten werden. Die Walzentrocknung bedarf also einer gewissenhaften und geschulten Beobachtung; jede geringfügige Abweichung von der eingestellten Betriebsweise zieht meist unerwünschte Folgen nach sich, und zwar in der Regel Ungleichmäßigkeit des Endtrockengrades und die hiermit zusammenhängenden Veränderungen des Gutes selbst. Vor allem ist der stets gleiche Zustand und die gleichmäßige Zuführung des zu trocknenden Stoffes von ausschlaggebender Bedeutung für die Stetigkeit des Vorganges.

Andererseits bietet die Walzentrocknung den besonderen Vorteil, daß manche Stoffe, denen hohe Temperaturen bei längerer Trocknungszeit unzuträglich sind, infolge der außerordentlich raschen Trocknung mit höheren Temperaturen vorteilhaft behandelt werden können. Aus diesem Grunde kann in manchen Fällen, insbesondere dann, wenn es nicht darauf ankommt, daß das Trockengut in fein verteiletem Zustand anfällt, die Walzentrocknung an Stelle der Zerstäubungstrocknung angewendet werden.

Die Beheizung der Walzen erfolgt von innen, und zwar manchmal durch direkte Gasfeuerung oder mit heißen Gasen, in den meisten Fällen aber mit Dampf. Dabei ist wesentlich, daß die Wärmezufuhr auf die ganze Länge der Walze gleichmäßig erfolgt; es ist also zu vermeiden, daß bei dampfbeheizten Walzen der Dampf in einem Strahl in das Innere der Walze eingeführt wird, denn das führt zu örtlichen Überhitzungen und außerdem zu unsicheren Strömungsverhältnissen, die sich ungünstig auf den Wärmeübergang vom Dampf an die Walzenwand auswirken können. Beide Nachteile lassen sich durch ein über die ganze Mantellinie sich erstreckendes Dampfverteilungsrohr, aus dem heraus die Walze durch eine Reihe von Teilstrahlen gleichmäßig besprüht wird, beseitigen.

Um eine stetige Wärmeverteilung zu erzielen, ist auf überall gleiche Wandstärke der Walze zu achten; es empfiehlt sich also, die Walze auch innen abzdrehen. Rippen sind auf jeden Fall zu verwerfen, da sie nicht nur die Gleichmäßigkeit des Temperaturfeldes stören, sondern auch häufig den Anlaß zu Deformationen der Walze bilden.

Ebenso wichtig wie die richtige Wärmeleitung ist eine zwangläufige und ausreichende Abführung des Niederschlagswassers und der Luft aus dem Heizraum. Wenn die Entlüftung gleichzeitig mit der Wasserableitung über den Kondensstopf erfolgen soll, so ist dieser unbedingt selbst an seiner höchsten Stelle ausreichend zu entlüften, andernfalls sperrt die sich ansammelnde Luft den Austritt des Kondensats ab, wodurch die Wirksamkeit der Walze allmählich erlahmt. Sicherer ist die Anordnung

eines besonderen Entlüftungsventils in der Kondensatableitung, und zwar an deren höchstem Punkte, also in unmittelbarer Nähe ihres Durchtritts durch die Achse der Walze. Von besonderer Bedeutung ist die Entlüftung bei der Aufheizung der Walze nach einer längeren Stillstandszeit, in der sich das Walzeninnere stets mit Luft anfüllt, und zwar infolge des am Schlusse der vorausgegangenen Betriebsperiode entstandenen Unterdruckes in Verbindung mit den fast immer auftretenden Undichtheiten in der Kondensatableitung oder den Stopfbüchsen.

In bezug auf die Wärmeausnutzung ist die Arbeitsweise der Walzentrockner insofern günstig, als die gesamte durch den Walzenmantel dringende Wärme an das Gut übergehen muß und so ihrer eigentlichen Bestimmung restlos zugeführt wird. Gegenüber dieser Nutzwärme können die Wärmeverluste klein gehalten werden; sie entstehen hauptsächlich durch Ausstrahlung an den Stirnflächen der Walze und zum geringeren Teil durch Ableitung. Durch Ummantelung können die Verluste verringert werden.

Der Kraftverbrauch ist bedingt durch den Antrieb der Walzen, durch die Fördereinrichtungen, und wenn solche nötig sind, durch die Rührwerke für das Gut, durch die Absaugung der Brüden und schließlich bei Vakuumtrocknung durch Luftpumpe und Kondensationseinrichtung. Der Antrieb erfolgt meist elektrisch über ein Getriebe, wobei eine Regelmöglichkeit für die Walzendrehzahl etwa in den Grenzen von 1,5—3 Umläufen je Minute unbedingt gefordert werden muß. Weiterhin ist es ratsam, im Antriebsmechanismus eine nachgiebige Kupplung vorzusehen, um beim Eindringen von Fremdkörpern eine Beschädigung der Walzen zu vermeiden.

Das Abschaben des trockenen Gutes und die ständigen Erschütterungen bringen gewöhnlich einen Teil des Gutes in die Form von feinem Flugstaub, der teilweise mit den Brüden als solcher abzieht oder sich wieder in ihnen löst. Zur Vermeidung von Verlusten schaltet man daher bei wertvollen Stoffen in die Brüdenleitung noch Staubabscheider oder gekühlte Vorlagen ein.

Die Instandhaltungsarbeiten, zu denen die beweglichen Apparateile immer wieder Veranlassung geben, können durch sachgemäße Auswahl bei der Anschaffung sowie durch aufmerksame und erfahrene Überwachung des Betriebes erheblich verringert werden. Zunächst ist die chemische Widerstandsfähigkeit des Walzenmaterials zu prüfen. Saure Stoffe führen häufig zu starkem Verschleiß an Walzen und Schabemessern. Unter Umständen ist das Überziehen der Walzen mit geeigneten Metallen wie Nickel, Bronze usw. zu erwägen. Dann ist auf völlige Gleichmäßigkeit des Härtegrades der Walze zu achten; der Durchmesser der Walze soll an keiner Stelle mehr als 0,1 mm Abweichung aufweisen, da die Walze sonst im Betrieb rasch unrund wird. Von großem Einfluß auf die Leistung ist die richtige Winkelstellung und der genaue Schliff der Schabemesser: diese nützen sich bei ungleichmäßigem Auftrag des Gutes ungleich ab und müssen daher in kürzeren Zeitabständen immer wieder nachgeschliffen werden, wobei größte Sorgfalt zu beobachten ist. Schließlich

sind weitestgehende Schutzmaßnahmen zu treffen, insbesondere bei Doppelwalzen, damit keinerlei Fremdkörper zu den Walzen gelangen und diese beschädigen können.

G. Muldentrockner¹.

Die grundlegende Ausführungsform der Muldentrockner oder Schaufeltrockner zeigt der in Abb. 59 (Schilde) dargestellte Apparat. Zur Aufnahme des Gutes dient ein trogartiger Behälter, der nach oben abgedeckt ist. Das Gut tritt am einen Ende des Trockners durch eine Aufgabevorrichtung in regelbarer Menge fortlaufend in den Trog ein und wird mittels eines Schaufelwerkes ständig aufgelockert und durchmischt, wobei es gleichzeitig eine fortschreitende Bewegung nach dem anderen Ende erhält, an dem es getrocknet aus der Mulde ausfällt. Diese Arbeitsweise verlangt also eine schaufelbare Form des Gutes.

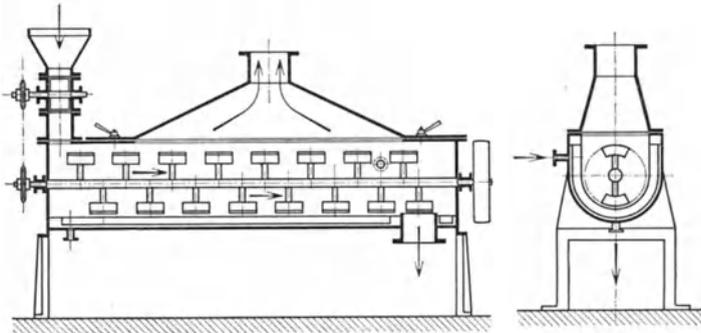


Abb. 59. Muldentrockner mit Mantelheizung (Schilde).

Zum Zwecke der Beheizung ist der Trog mit einem Mantel versehen, so daß die Wärmezufuhr durch Dampf, heiße Gase oder heiße Flüssigkeiten möglich ist. Bei geeigneter Ausführung läßt sich bei dieser Trocknerart auch direkte Befuerung mit festen, flüssigen oder gasförmigen Brennstoffen anwenden. Die Wärmeübertragung erfolgt bei dem in Abb. 59 dargestellten Trockner durch unmittelbare Berührung des Gutes mit der heißen Muldenwand, so daß das Gut mit fortschreitender Trocknung immer mehr deren Temperatur annimmt. Da eine besondere Belüftung nicht vorgesehen ist, tritt in der Hauptsache Verdampfung der aufzutrocknenden Flüssigkeit ein, wobei die entstandenen Brüden ohne jegliche Fördereinrichtung nach oben abziehen.

Andere Bauarten von Muldentrocknern bedienen sich der Wärmeübertragung durch ein gasförmiges Trocknungsmittel oder verbinden diese mit der gleichzeitigen Wärmewirkung heißer Flächen. In diesem Falle läßt sich bei Beheizung der Mulde mit Dampf die notwendige Vorwärmung der als Trocknungsmittel dienenden Luft vorteilhaft mit dem aus dem Heizmantel abfließenden Kondensat durchführen. Bei der Anwendung

¹ Bearbeitet von Dr.-Ing. Simon.

eines gasförmigen Trocknungsmittels können bis zu einem gewissen Grade die Merkmale der Gleich- oder Gegenstromtrocknung zutage treten und ausgenützt werden. Maßgebend für die Wahl der Wärmezuführungsart sind vor allem die Eigenschaften des Gutes, besonders dessen Temperaturempfindlichkeit.

Um die wärmeübertragende Fläche, sei es zur Steigerung der Leistung oder bei gleicher Leistung zur Senkung der Heiztemperatur, zu vergrößern, hat man auch die Schaufelvorrichtungen so ausgebildet, daß sie mit Dampf beheizt werden können. Diese haben dabei verschiedenartige Formen angenommen. So zeigt Abb. 60 (Heckmann) einen Muldentrockner, der als Schaufelwerk ein dampfbeheiztes, drehbares Röhrenbündel aufweist. Die Mantelheizung fehlt bei ihm gänzlich.

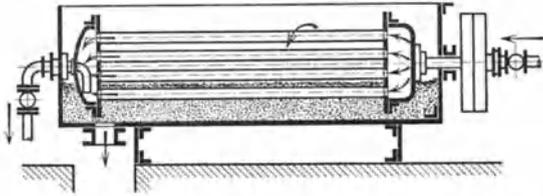


Abb. 60. Muldentrockner mit dampfbeheiztem drehbarem Röhrenbündel (Heckmann).

In der Regel arbeiten die Muldentrockner in ununterbrochenem Betriebe. Er läßt sich bei dieser Trocknerart sehr bequem durchführen, da es nur der zusätzlichen Einrichtungen für stetige Zu- und Abfuhr des

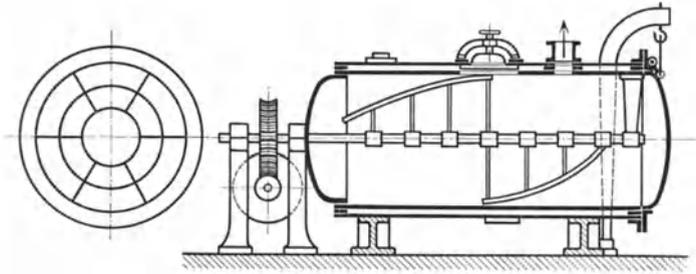


Abb. 61. Vakuum-Schaufeltrockner (Heckmann).

Gutes bedarf. Umständlicher wird diese Betriebsweise allerdings dann, wenn unter Vakuum getrocknet werden soll, weil in diesem Falle noch besondere Ein- und Ausschleusvorrichtungen bedient werden müssen. Der Schaufeltrockner Abb. 61 (Heckmann) ist für Vakuumtrocknung eingerichtet. An Stelle der Muldenform ist die gegen Druckbeanspruchung widerstandsfähigere zylindrische Form gewählt. Die Beheizung erfolgt durch Dampf, und zwar in einem den gesamten Zylinder umschließenden Mantel. Ein- und Austrag des Gutes geschieht an der einen Stirnseite des Trockners durch Abschwenken des als Türe ausgebildeten Zylinderbodens, wodurch absatzweiser Betrieb bedingt ist. Die Absaugung der Brüden und der Luft ist an der höchsten Stelle des Trocknungsraumes angeordnet.

Die Muldentrockner haben im allgemeinen die Vorzüge der besonderen Einfachheit ihres Aufbaues und des geringen Platzbedarfes. Sie sind sehr

anspruchslos in bezug auf Wartung und Bedienung und können leicht in den Gang einer fortlaufenden Fabrikation eingeschaltet werden. Die ununterbrochene Auflockerung und Durchmischung des Gutes gewährleistet einen guten und stetigen Trocknungsvorgang und damit eine weitgehende Gleichmäßigkeit in der Beschaffenheit des Trockengutes. Auf Grund dieser Eigenschaft werden diese Trockner häufig zur Nachbehandlung hinter anderen Trocknungsapparaten, z. B. hinter Walzentrocknern, angeschlossen.

Der Wärmeverbrauch der Muldentrockner ist nicht ungünstiger als der anderer Trocknerarten. Bei der Beurteilung des Wärmeverbrauches ist zu berücksichtigen, daß bei den Gütern, die sich zur Schaufeltrocknung eignen, das Verhältnis des Gewichtes der aufzutrocknenden Flüssigkeit zu jenem des Reingutes meist klein ist, d. h. daß der Anfangstrockengehalt des Feuchtgutes schon verhältnismäßig hoch ist und daß die Trocknung bei höheren Trockengraden erfahrungsgemäß größeren spezifischen Wärmeverbrauch bedingt. Selbstverständlich ist, auch hier die Grundbedingung für weitgehende Wärmeausnutzung ein sorgfältig angelegter und den gesamten Trockner umschließender Wärmeschutz.

Schaufeleinrichtungen, sowie Ein- und Austragmechanismen haben nur geringe Widerstände zu überwinden, so daß der Kraftverbrauch klein ist. Dementsprechend treten Abnützungen kaum auf und Instandhaltungsarbeiten werden nur in geringem Maße notwendig. Für die Reinigung des Trockners ist bequeme Zugänglichkeit zur Mulde und deren Einbauten zu fordern. Infolge der geschlossenen Bauweise treten Gutverluste kaum auf. Der staubförmige Teil des Gutes, der mit den Brüden abzieht, kann mittels Staubabscheider zurückgehalten werden.

H. Röhrentrockner¹.

Der Röhrentrockner ist aus dem Bestreben heraus entwickelt worden, eine möglichst große Heizfläche in verhältnismäßig kleinem Raum unterzubringen. Eine weitgehende Durchbildung aller grundlegenden Bauteile zeigt der Dampfrohrentrockner nach Abb. 62 (Maschinenfabrik Buckau). Im wesentlichen besteht dieser Trockner aus einer großen Anzahl um ein zentrales Trag- oder Achsenrohr angeordneter Röhren, die in Stirnwänden eingewalzt und in ihrer Gesamtheit von einem druckfesten Mantel trommelförmig umschlossen sind. Die Trommel ist in geneigter Lage drehbar gelagert, und zwar ruhen die beiden als Zapfen ausgebildeten, mit den Stirnwänden festvernieteten Enden des Tragrohres in kugelbeweglichen Lagern. Die Drehbewegung erhält der Trockner über Zahnräder von einem Elektromotor.

Das körnige Gut wird mittels einer Eintragsvorrichtung am höher liegenden Teil des Trockners fortlaufend in die Röhren eingefüllt und rieselt infolge der Drehbewegung des Trockners schraubenförmig an den Rohrwandungen entlang bis zu der tiefer liegenden Ausfallseite der Trommel, wo es aus den Röhren ausfällt und durch eine anschließende Fördereinrichtung fortgeschafft wird.

¹ Bearbeitet von Dr.-Ing. Simon.

Die Wärmeübertragung an das Gut erfolgt von der Innenfläche der Röhren (Kontakt-trocknung), die von außen, und zwar in der Regel

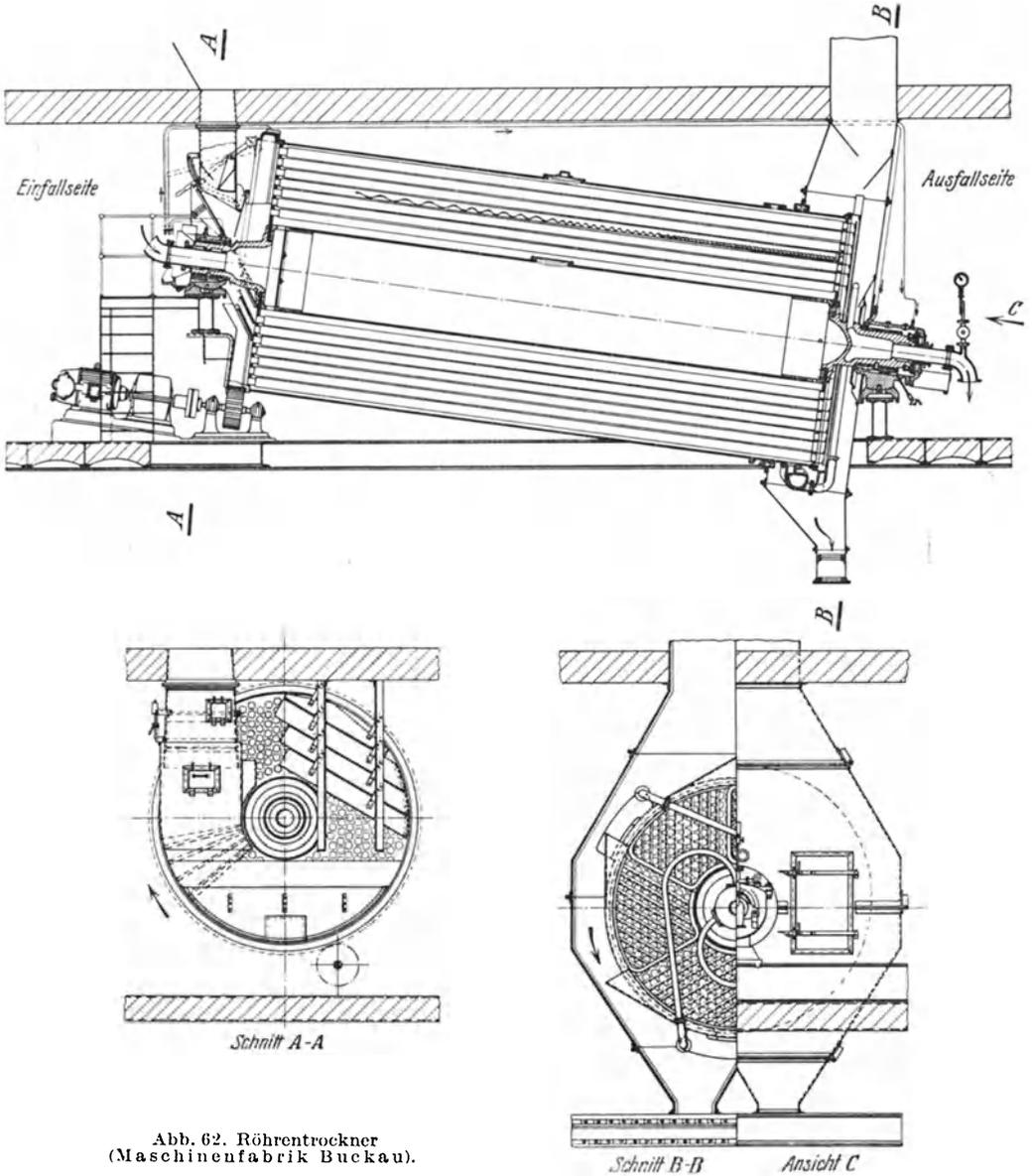


Abb. 62. Röhrentrockner
(Maschinenfabrik Buckau).

durch Dampf beheizt werden. Der Dampf wird durch den hohlen Lagerzapfen auf der Eintragseite in das Achsenrohr zugeführt und dringt von

diesem aus durch Bohrungen in den eigentlichen Trommelraum ein, wo er die Röhren umspült. Das Niederschlagswasser strebt dem tiefstgelegenen Punkte der Trommel zu, wo es unter Ausnützung der Drehbewegung in drei über den Umfang der Trommel verteilten Wasserkammern aufgefangen und bei deren Bewegung nach oben mittels Schöpfrohre durch den hohlen Lagerzapfen der Ausfallseite nach außen abgeführt wird.

Durch die Beheizungsweise ist je nach den Temperaturverhältnissen die Möglichkeit gegeben, mit Verdampfung oder Verdunstung zu arbeiten. Im allgemeinen wird fast immer mit Verdunstung gearbeitet. Für die Verdunstung ist eine geordnete Belüftung notwendig. Sie wird durch einen Abzugsschacht bewirkt, der die warmen Gase durch natürlichen Auftrieb aus den Röhren am Ausfallende abführt. Die Luft tritt demnach gleichfalls auf der Eintragseite in die Röhren ein und durchstreicht diese in der gleichen Richtung wie das Gut. Eine ausgeprägte Gleichstromwirkung kann dabei jedoch nicht auftreten. Es kommt zwar die eintretende Luft mit geringerem Anfangswassergehalt mit dem eintretenden feuchten Gut und die austretende Luft mit höherem Endwassergehalt mit dem austretenden trockenen Gut in Berührung, doch fehlt hier die maßgebende Wirkung des Wärmeaustausches zwischen Luft und Gut. Die Luft hat bei den Röhrentrocknern nur die Aufgabe, die Feuchtigkeit aufzunehmen und fortzutragen; deshalb wird sie in den meisten Fällen auch nicht vorgewärmt, vielmehr erwärmt sie sich erst auf dem Wege durch die Röhren und steigert dabei fortlaufend ihre Aufnahmefähigkeit für Wasser. Sie wird also an keiner Stelle wesentliche Temperaturunterschiede — insbesondere keine erheblich höheren Temperaturen — gegenüber dem Gute aufweisen, so daß kaum eine Wärmebewegung von der Luft an das Gut auftritt, wodurch dem Trocknungsverfahren besondere Merkmale der Gleichstromwirkung aufgeprägt würden.

Die Röhrentrockner wurden vornehmlich für die Trocknung von Kohle entwickelt, doch können sie ebenso für beliebige andere Güter der chemischen Industrie von körniger bis faustgroßer Form Verwendung finden. Die hohen Ansprüche, welche die Kohlenindustrie an die Leistung eines Trockners stellt, haben die Röhrentrockner zu Größen bis über 1800 m² Heizfläche anwachsen lassen. Bei derartigen Großtrocknern ist es besonders wichtig, bei der Beschaffung die für jeden Einzelfall vorliegenden besonderen Verhältnisse zu berücksichtigen, und im Betrieb die wirtschaftlichste Arbeitsweise zu erkennen und sorgfältig beizubehalten.

Die Leistung des Trockners und die Güte der Trocknung ist bei den Röhrentrocknern von zahlreichen Faktoren abhängig, die zum Teil auf mechanischem, zum Teil auf wärmetechnischem Gebiete liegen.

Für einen fortlaufenden Betrieb mit stets gleichbleibender Leistung ist die Aufgabevorrichtung von größter Bedeutung. Die Abb. 62 zeigt eine Eintragsvorrichtung, bei welcher das Gut von einem Fülltrichter aus in den eigentlichen Füllraum fällt und dort durch schräge Schurrenbleche den Röhren zugeleitet wird. Nach unten durchsickerndes Gut wird von der Trommel wieder mit hochgehoben und von neuem durch

eine Nachfüllvorrichtung den Röhren zugeführt. Die Aufgabevorrichtung muß für gleichmäßige Füllung aller Röhren sorgen und die Verstopfung einzelner Röhren verhindern.

Mitbestimmend für den Durchsatz und damit für die Leistung des Trockners sind die Neigung, mit welcher die Trommel angeordnet ist, und die Geschwindigkeit, mit der diese umläuft. Die Neigung ist durch die Bauart festgelegt, während die Drehzahl in gewissen Grenzen veränderlich sein muß, um einen Spielraum für die Einstellung der günstigsten Arbeitsweise zu haben. Diese Möglichkeit sollte besonders dann offen gehalten werden, wenn in dem Trockner abwechselnd verschiedene Güter verarbeitet werden müssen. Bei ungleichmäßiger Körnung des Gutes bewegen sich die gröberen Teile rascher als das Feingut durch die Röhren, was zu ungleichmäßiger Trocknung führt. Dieser Nachteil wird durch den Einbau von Stufenspiralwendeleisten weitgehend vermieden. Durch die Wendeleisten werden alle Gutteile zwangsläufig gleichmäßig durch die Röhren geführt. Die Wendeleisten bewirken auch eine Steigerung der mit Gut beaufschlagten Heizfläche, weil die einzelnen Schraubengänge der Wendeleisten das Gut anstauen.

In wärmetechnischer Hinsicht beeinflußt der Zustand der Abluft die Wirtschaftlichkeit wesentlich. Wie bei jeder Verdunstungstrocknung, so ist auch hier hohe Temperatur und hoher Feuchtigkeitsgrad der Abluft anzustreben. Da bei den Röhrentrocknern nicht mit Luftumwälzung gearbeitet wird, müssen für den einmaligen Durchgang der Luft alle Verhältnisse so sorgfältig eingestellt werden, daß eine gute Wärmeausnutzung gewährleistet ist. Der Zustand der Abluft kann beeinflußt werden durch die Menge der Luft, ihren Anfangszustand beim Eintritt in den Trockner und schließlich durch die Dauer und Innigkeit ihrer Berührung mit dem Gut innerhalb der Röhren. Die Menge der Luft und die Geschwindigkeit, mit der sie durch die Röhren streicht, kann durch Querschnittsveränderung des Abluftkamins mittels Klappe geregelt werden. In der Regel wird bei Röhrentrocknern die Frischluft vor dem Eintritt in die Röhren nicht vorgewärmt. Für eine Leistungssteigerung wäre auch eine Vorwärmung der Luft durchzuführen. Dadurch wird die Röhrenheizfläche von der Aufgabe der Luftaufheizung entlastet und kann ausschließlich für die Wärmeübertragung an das Gut dienstbar gemacht werden. Aus dem Gesichtspunkte heraus, daß die Luft nur die Feuchtigkeit aufnehmen, dagegen keinerlei Wärme an das Gut abgeben soll, ergibt sich für jeden Einzelfall von selbst die Höhe der Vorwärmtemperatur. Wo die Möglichkeit besteht, wird man diese Vorwärmung der Luft durch Ausnutzung der Abwärme des Trockners vornehmen. Die Dauer der Berührung von Luft und Gut ist durch die festliegende Baulänge der Röhren sowie die Neigung und Drehzahl des Trockners und durch die Strömungsgeschwindigkeit der Luft bestimmt. Die Intensität der Berührung wird durch Wirkung der Wendeleisten erhöht.

Tritt der Wunsch nach einer weitgehenden Wärmeausnutzung zurück gegenüber der Forderung, möglichst hohe Durchsatzleistung zu erzielen, so wird man unter Verzicht auf hohe Abluftsättigung mit möglichst

großer Luftmenge arbeiten. Vorrichtungen, die das eben eingefüllte bzw. eingestrichene Gut mit Druckluft in die Röhren vortreiben, begünstigen eine solche Arbeitsweise.

Der Kraftverbrauch für den Röhrentrockner entsteht durch den Antrieb der Trommel und der Fördereinrichtungen. In der Regel wird die Trommel gesondert durch einen Motor angetrieben. Die Antriebsleistung hängt im wesentlichen von der Güte der Lagerung ab. Im Sinne eines leichten und ruhigen Laufes der Trommel wird bei neueren Ausführungen das Lager auf der Einfallseite durch Laufrollen entlastet und an Stelle der Kraftübertragung mittels Zahnräder Reibungsantrieb gewählt. Eines der beiden Lager ist lose angeordnet, wodurch auch bei Längenänderungen der Trommel, die infolge von Temperaturschwankungen auftreten können, ruhiger Gang gewährleistet ist.

Der Raumbedarf der Röhrentrockner ist im Verhältnis zu der verfügbaren Heizfläche klein.

Die Bedienung der völlig kontinuierlich arbeitenden Röhrentrockner beschränkt sich in der Hauptsache auf die Beobachtung des Füllvorganges, der häufiger durch Verstopfungen gestört wird, sowie auf die Überwachung der Temperaturen und des Abluftzustandes.

Gutverluste treten nur insofern auf, als die Luft die feinsten Teilchen mit wegzutragen vermag. Zur Vermeidung starker Staubeentwicklung sind die Ausfallenden der Röhren mit besonderen Ausfallkapseln ausgestattet, die in Verbindung mit Ausfalleisten dafür sorgen, daß das Gut nur dann in die Sammelschnecke ausfällt, wenn die Röhre bei der Trommeldrehung ihre tiefste Lage erreicht, und das Gut somit die geringste Auslaufhöhe zu durchfallen hat.

Der Abnutzung sind vornehmlich die Lager- und Antriebsteile sowie die Ein- und Austragvorrichtungen ausgesetzt, so daß bei ihnen von Zeit zu Zeit mit Instandsetzungsarbeiten zu rechnen ist.

Beim Übergang zu einem anderen Gut erfordert die vollständige Reinigung des Trockners viel Sorgfalt.

J. Tellerrockner¹.

Die Tellerrockner oder Telleröfen stellen eine weitere Art der Kontaktrockner dar, d. h. jener Trockner, bei denen die zur Trocknung erforderliche Wärme durch Berührung von heißen Flächen unmittelbar an das Gut übergeht. Ebenso wie die Röhrentrockner sind auch die Tellerrockner für die Trocknung von nasser Kohle entwickelt worden. Im Laufe der Zeit wurden sie infolge des Überganges zu größeren Leistungseinheiten von den Röhrentrocknern teilweise verdrängt, doch werden sie immer noch dort bevorzugt, wo besondere Gleichmäßigkeit der Trocknung unter Berücksichtigung der unterschiedlichen Körnung des Gutes verlangt wird.

Die kennzeichnenden Bauteile dieser Trocknerart sind in gleichen Abständen übereinander fest angeordnete, kreisförmige Hohlscheiben, die mit Dampf beheizt werden und so die Heizfläche für das auf ihnen

¹ Bearbeitet von Dr.-Ing. Simon.

liegende Gut bilden. Die notwendige Heizfläche ist maßgebend für die Anzahl der Teller. Über jedem Teller befindet sich ein Rührwerk. Der Antrieb dieser Rührwerke erfolgt durch eine gemeinsame, senkrechte Welle, für deren Aufnahme sämtliche Scheiben in ihrer Mitte runde Aussparungen aufweisen.

Das Gut wird mittels einer Aufgabevorrichtung dem obersten Teller, und zwar meistens in seiner Mitte zugeführt. Das Rührwerk dieses Tellers leitet das Gut mittels Schaufeln spiralförmig nach außen, wo es durch mehrere am Umfang vorgesehene Öffnungen auf den nächsten Teller herunterfällt. Auf diesem zweiten Teller wird das Gut vom Rührwerk wieder nach der Mitte geführt und fällt an dieser Stelle wiederum durch Öffnungen auf den dritten Teller. Auf diese Weise wandert das Gut von Teller zu Teller, und zwar abwechselnd auf deren Oberfläche von innen nach außen und von außen nach innen, bis es schließlich getrocknet vom untersten Teller in eine Sammelschnecke fällt und von dieser fortgeschafft wird.

Die Dampfführung zu den Hohlräumen der Teller erfolgt gewöhnlich von den Tragsäulen aus, auf denen die Teller ruhen. Da jeder Teller aus vier in sich abgeschlossenen Quadranten besteht, ist in jeder Etage eine viermalige Dampfführung erforderlich; in gleicher Weise wird das Kondensat abgeleitet. Innerhalb der Tellerhohlräume wird zur Erzielung einer vorteilhaften Strömung der Dampf mittels Rippen zwangläufig geführt. Für viele Betriebsfälle kann es von Vorteil sein, wenn nicht sämtliche Etagen durch eine gemeinsame Dampfführung voneinander abhängig sind, vielmehr mehrere Teller in Gruppen zusammengefaßt und die einzelnen Gruppen unabhängig voneinander mit Dampf versorgt werden. Besonders empfiehlt sich eine weitergehende Unterteilung bei den unteren Tellern, um diese gegebenenfalls zur Verkleinerung der Gesamtheizfläche außer Betrieb setzen oder sogar als Kühlvorrichtung verwenden zu können. Weiterhin ist für die Zuführung des Dampfes und für die Ableitung des Kondensates zu beachten, daß die oberen Teller infolge der Berührung mit kühlerem, feuchtem Gut größeren Wärmeverbrauch aufweisen als die tieferen Schichten; dieser Umstand führt leicht zu Druckunterschieden zwischen den oberen und unteren Zonen des Trockners, so daß besondere Vorsichtsmaßregeln gegen das unerwünschte Überströmen von Dampf oder Kondensat aus den unteren in die oberen Heizräume notwendig werden.

In den weitaus meisten Fällen wird in den Tellerrocknern mit Verdunstung gearbeitet. Die hierzu notwendige Belüftung geschieht in der Regel durch die Kaminwirkung des Abzugsschachtes, der sich um einen Teil des Trocknerumfangs herumlegt. Der übrige Teil des Trocknerumfangs ist mit einem Blechmantel umhüllt, der zum Zwecke der Beobachtung und der Zugänglichkeit zu den einzelnen Tellern mit entsprechenden Türen versehen ist. Die Luft tritt bei den üblichen Ausführungen von unten oder in besonderen Fällen durch Schlitzlöcher in Höhe der einzelnen Etagen ein und streicht in Richtung des Abluftschachtes zwischen den Tellern über das Gut. Dabei erfährt die Luft zugleich eine Aufheizung durch die Unterseite des nächst höheren Tellers. Da die Verdunstungs-

leistung der einzelnen Etagen immer geringer wird, je weiter der Trocknungsvorgang bei der Bewegung des Gutes nach unten fortschreitet, ist eine Anpassung der Luftmenge an die verschiedenen Zonen im Sinne

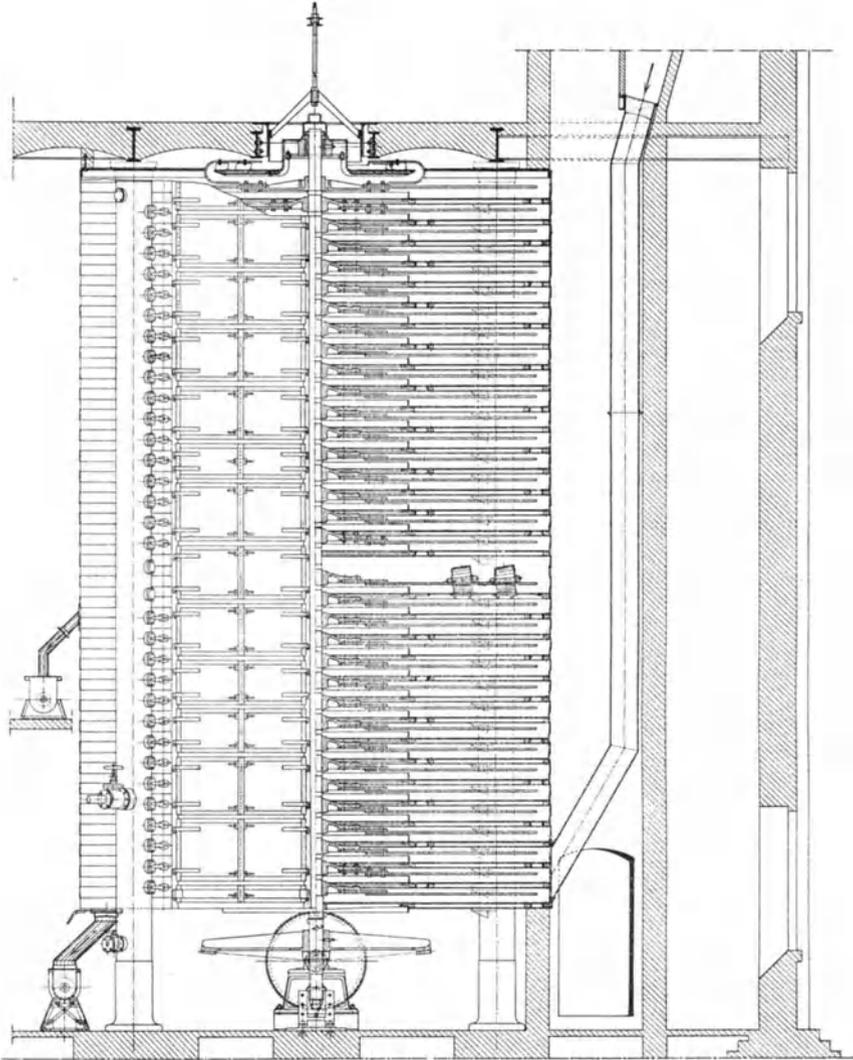


Abb. 63. Tellertrockner (Maschinenfabrik Buckau).

einer gleichmäßig hohen Abluftsättigung erstrebenswert. Die Einstellung bzw. Regelung der Luftmenge kann bei vorhandenen Eintrittsschlitzen durch deren Querschnittsveränderung bewerkstelligt werden.

Abb. 63 und 64 (Buckau) zeigt einen Tellertrockner mit 34 Etagen, wovon die 16. von unten mit Rücksicht auf die besondere Bestimmung

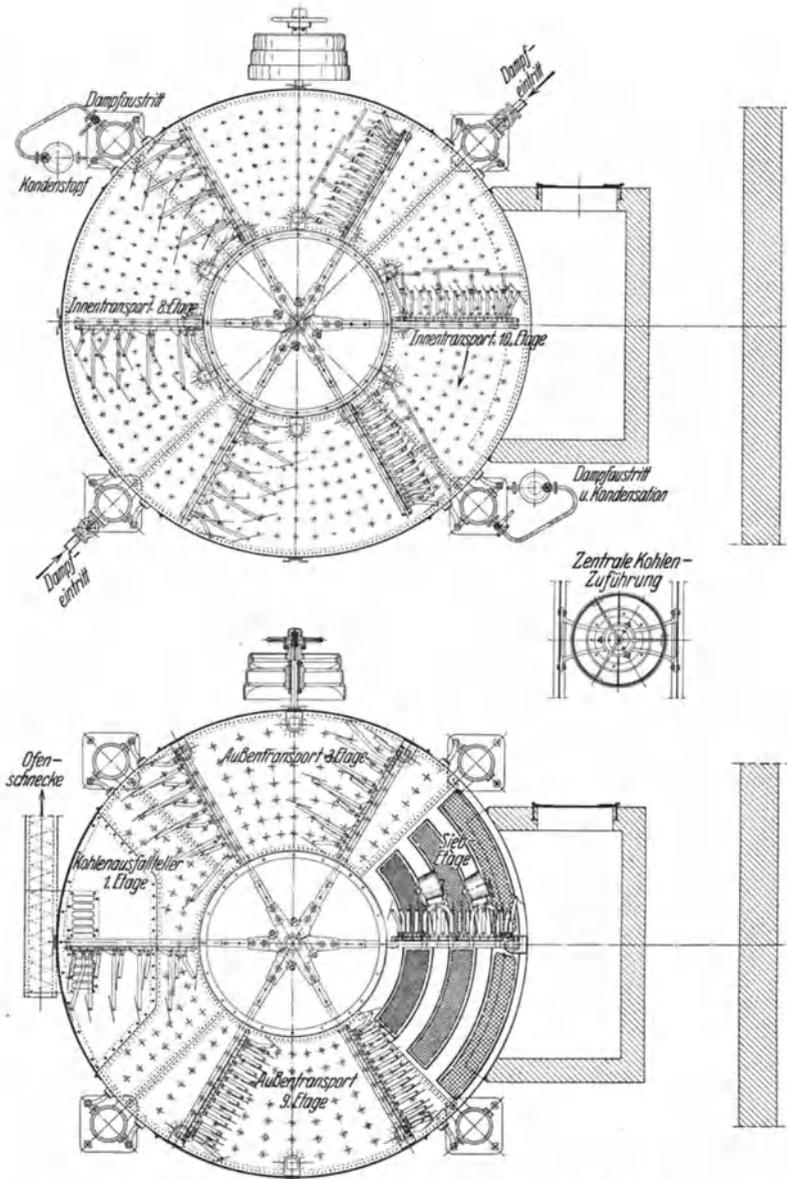


Abb. 64. Tellertrockner (Maschinenfabrik Buckau).
 Oben: Aufsicht auf Teller mit Rührwerk und inneren Ausfallöffnungen. Unten: Sieb-Etage
 mit drei Siebstraßen und dazwischenliegenden Kollerwalzen. Mitte: Vorrichtung für zentrale
 Zuführung und Mengenregelung des Gutes.

als Kohlentrockner zum Walzen und Sieben des Gutes ausgebildet ist. Gleichzeitig trägt diese Sieb-Etage einen Auslauf für die auf den Sieben zurückgehaltenen Fremdkörper.

Die Zuführung des Gutes erfolgt zentral von oben; die Vorrichtung hierzu ermöglicht gleichzeitig durch Verschiebung eines schützartig wirkenden Hohlkolbens die zulaufende Gutmenge der Leistung des Trockners anzupassen.

Der Antrieb der Rührwerkshauptwelle erfolgt von unten mittels Riemen und Kegelradgetriebe. Da von der Umlaufzahl der Rührer die Durchlaufgeschwindigkeit des Gutes bestimmt wird, ist durch eine Stufenscheibe eine gewisse Regelbarkeit der Durchlaufzeit ermöglicht.

Die Frischluft wird dem Trockner unten zugeleitet und durchwandert ihn ohne besondere Führung in Richtung des Abluftschachtes. Von

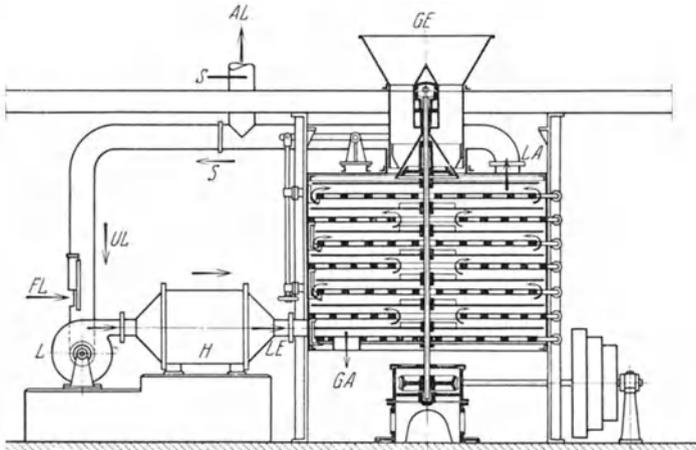


Abb. 65. Tellerdöckner mit Vorheizung und Umwälzung der Luft
(Venuleth und Ellenberger).

GE Guteinlauf, *GA* Gutauslauf, *LE* Lufteintritt, *LA* Luftaustritt, *FL* Frischluft, *UL* Umluft, *AL* Abluft, *L* Lüfter, *H* Lüfterhitzer, *S* Schieber.

Gleich-, Gegen- oder Querstromverfahren kann hier kaum die Rede sein. Infolge dieser ungeordneten Luftströmung ist eine stets gleichmäßig hohe Temperatur und Sättigung der Abluft nicht an allen Stellen gewährleistet, so daß in dieser Beziehung der Tellerdöckner dem Röhrendöckner nachsteht. Andererseits ist durch die dauernde, sehr intensive Umwälzung, Auflockerung und Durchmischung des Gutes durch das ständige Röhren und Herabfallen eine weitgehende Gleichmäßigkeit der Trocknung gesichert.

Besondere Aufmerksamkeit ist der Belüftung bei dem Tellerdöckner Abb. 65 (Venuleth und Ellenberger) gewidmet. Dieser Döckner arbeitet mit zwangsläufiger Umwälzung der Luft, wobei diese durch einen Lüfter zuerst einem Lüfterhitzer und dann dem Döckner zugeführt wird. Die vorgewärmte Luft tritt unten in den Döckner ein, strömt innerhalb des vollständig ummantelten Trocknungsraumes dem Gute stets entgegen, und zwar abwechselnd vom Tellerrand zur Achse und von dieser wieder zum Rande, bis sie schließlich über dem obersten Teller durch ein Abzugsrohr den Trocknungsraum wieder verläßt. Der Döckner

bietet also bei entsprechend hoher Vorheizung der Luft die Möglichkeit, die Vorteile der Gegenstromtrocknung bis zu einem gewissen Grade auszunützen. Andererseits ist es im Bedarfsfalle leicht möglich, die Belüftungseinrichtungen dieses Tellerofens so anzuordnen, daß nach dem Gleichstromverfahren getrocknet werden kann. Ein Teil der hochgesättigten Abluft wird durch Schieber regelbar entlassen, der Rest dagegen unter Zusatz von Frischluft durch den Lüfter dem Arbeitsprozeß von neuem zugeführt. Auf diese Weise kann durch entsprechende Einstellung des Abluftzustandes ein hoher Grad der Wärmeausnützung erzielt werden. Bei dieser künstlichen Belüftung ist es besonders ratsam, die Abluft in einem Staubabscheider zu entstauben.

In der Regel werden Tellerrockner mit Dampf beheizt, wobei im Sinne eines guten Wärmeüberganges auf sorgfältige Entlüftung der Heizräume Wert zu legen ist. Besonders hohe Temperaturen können bei dieser Beheizungsart nicht angewendet werden, weil die übliche Bauart der Hohl scheiben nur geringe Widerstandsfähigkeit gegen inneren Überdruck aufweist. Die gebräuchlichen Dampfdrücke liegen zwischen 2 und 3,5 ata. Um höhere Temperaturen zu erreichen, muß zur Anwendung entsprechend hoch siedender Heizflüssigkeiten gegriffen werden. Feuergase kommen als Heizmittel wegen der großen Verschmutzungsgefahr der Heizfläche weniger in Frage.

Der Kraftverbrauch der Tellerrockner entsteht durch den Antrieb des Rührwerkes und der zusätzlichen Fördereinrichtungen; bei künstlicher Belüftung ist auch der Antrieb des Lüfters zu berücksichtigen. Im wesentlichen hängt der Kraftverbrauch von der Drehzahl des Rührwerkes ab, die sich ihrerseits nach der durch die Trocknungsdauer festgelegten Durchsatzgeschwindigkeit des Gutes zu richten hat. Der gesamte Raumbedarf der Tellerrockner ist, bezogen auf die wirksame Heizfläche, im Vergleich mit den Röhrentrocknern groß, so daß aus diesem Grunde in vielen Fällen die Röhrentrockner den Vorzug verdienen.

Tellerrockner arbeiten in fortlaufendem Betriebe, so daß sich die Bedienung in der Hauptsache mit der Beobachtung der zulaufenden Gutmenge, des Zustandes des getrockneten Gutes sowie mit der Überwachung der wärmetechnischen Momente wie Temperaturen und Abluftzustand zu befassen hat. Gutverluste treten infolge der völlig geschlossenen Bauart der Trockner nicht auf; allenfalls ist die Abluft zu entstauben.

Der Abnützung sind vornehmlich die Rührwerksteile unterworfen. Insbesondere unterliegen die Schaufeln des Rührwerkes und etwa vorhandene Wendeleisten dem Verschleiß, so daß sie von Zeit zu Zeit ausgebessert bzw. durch neue ersetzt werden müssen. Auch die Oberfläche der Teller wird durch die schleifende Wirkung des Gutes und der Schaufeln stark beansprucht. Die Reinigung eines Tellerofens ist wegen der sperrenden Inneneinrichtung umständlich. Großer Wert ist mit Rücksicht auf gute Wärmeübertragung auf die Reinigung der dampfberührten Heizfläche von Öl und Schlamm zu legen. Diese Reinigung muß in gewissen Zeitabständen durch Ausblasen mit Dampf oder mittels lösender Flüssigkeiten regelmäßig vorgenommen werden.

Industrielle Öfen.

Von Dr.-Ing. K. Thormann VDI, Breslau.

I. Allgemeines.

Die Öfen haben in der chemischen Technik und den verwandten Gewerbezweigen die Aufgabe, feste Stoffe oder aus diesen geformte Gegenstände bei hohen Temperaturen zu behandeln, um an ihnen bestimmte chemische und physikalische Veränderungen herbeizuführen. Bei diesen Umwandlungen können die Stoffe im festen Zustand bleiben, sie können aber auch ganz oder teilweise in die flüssige oder gasförmige Phase übergehen. Dem Zweck nach kann man dementsprechend Öfen unterscheiden, die Verfahren dienen, die man mit den Begriffen Brennen, Glühen, Sintern und Calcinieren kennzeichnet, Öfen, die zum Schmelzen und zur Durchführung der dabei auftretenden Reaktionen bestimmt sind, und schließlich Öfen, die Verbrennungs-, Vergasungs- oder Destillationsvorgänge ausführen. Öfen der zuerst genannten Art verwendet die Kalk-, Zement-, Gips- und keramische Industrie, sowie die Sulfat- und Mineralfarbenindustrie. Schmelzöfen dienen zur Gewinnung von Metallen, Metallverbindungen, Glas, Soda und Sulfiden. Als wichtigste Beispiele für die zuletzt genannten Öfen seien die Röstöfen, die Öfen zum Verkoken und Vergasen und die Öfen der Zinkindustrie erwähnt.

Bau und Betrieb der Öfen hängen wesentlich davon ab, ob das Gut während der Erhitzung ruht oder ob es sich durch den Ofen bewegt. Im ersten Fall werden die Öfen meist satzweise betrieben, wobei ein Arbeitsspiel periodisch mit einer Pause zum Entleeren und Beschicken wechselt. Auf eine Erhitzung folgt also zeitlich immer eine Abkühlung. — Dadurch, daß man den Ort der Erwärmung ununterbrochen durch Verschieben der Feuerzone verändert, ist auch ein stetiger Betrieb möglich, obwohl das Gut im Ofen während der Wärmebehandlung an der gleichen Stelle bleibt.

Bewegen sich die zu verarbeitenden Stoffe durch den Ofen, so arbeitet man meist ununterbrochen. Die Feuerzone bleibt bei diesen Öfen örtlich und zeitlich unverändert.

Die notwendige Wärme können Feuerungen außerhalb des Ofenraums liefern (Außenfeuerung), die Brennstoffe können aber auch unmittelbar den zu verarbeitenden Stoffen beigemischt werden (Innenfeuerung). — Die Feuergase wirken meist unmittelbar auf das Gut ein. Ist dies nicht zulässig, so nehmen besondere Gefäße (Muffeln, Tiegel, Retorten, Häfen usw.) das Gut auf. Man unterscheidet dementsprechend Öfen mit mittelbarer und unmittelbarer Wärmeübertragung.

Die wichtigsten Öfen mit ruhendem Gut sind die Herdöfen, die Gefäßöfen, die Öfen mit wandernder Feuerzone (Ringöfen). Eine Bewegung des Gutes kennzeichnet die Dreh- und Rinnenöfen, die Tunnel-

und Kanalöfen, die Wannen-, Schacht- und Etagenöfen. — Die Bauart des Ofens muß dem auszuführenden Verfahren, der damit verbundenen Wärmebehandlung und den zu verarbeitenden Stoffen angepaßt sein. Die bei der Erhitzung durchzuführenden Umwandlungen stellen bestimmte Anforderungen, die für den Ausfall der herzustellenden Erzeugnisse maßgebend sind. Hält man diese Bedingungen nicht ein, so sinken die Ausbeuten oder die Eigenschaften der Erzeugnisse verschlechtern sich. Die Wärmetechnik stellt die Aufgabe, die Erhitzung in der kürzesten Zeit und mit dem geringsten Wärmeaufwand vorzunehmen. Die Wirtschaftlichkeit fordert, den Ofen mit dem kleinsten Aufwand an Anlagekosten herzustellen und mit geringsten Unterhaltungskosten und größter Sicherheit und Lebensdauer zu betreiben. Die technische Lösung muß so beschaffen sein, daß sie den günstigsten Ausgleich zwischen diesen Forderungen darstellt.

II. Wärmefluß.

1. Bedingungen für die Wärmeeinwirkung.

Die an dem Gut vorzunehmenden Umwandlungen setzen eine bestimmte Mindestwärme je Gewichtseinheit voraus, die an das Gut theoretisch bei einem verlustlosen Verfahren zu übertragen wäre. Die Kenntnis dieser Nutzwärme bildet die Unterlage jeder Wirtschaftlichkeitsberechnung. Sie setzt sich meist aus einer Summe von Einzelwärmern für die verschiedenen Vorgänge beim Erhitzen zusammen.

Beim Brennen von Zement beispielsweise ist zunächst das Rohmehl auf die Garbrandtemperatur zu erwärmen, wobei die Temperaturabhängigkeit der spezifischen Wärmen zu berücksichtigen ist. Dann sind die für die Entwässerung des Tongehaltes im Rohmehl, die Austreibung des Kohlendioxyds aus dem carbonatischen Anteil notwendigen Wärmemengen, sowie die Wärmetönungen der Schmelzung beim Sintern zuzuführen. Von dieser Summe sind die Wärmemengen bei Neubildung von Silicaten, die Wärmeentwicklung durch die Reaktionen des entsäuerten Rohmehles im festen Zustand, der Wärmeinhalt des heißen Kohlendioxyds von der Dissoziation der Carbonate und des aus dem Ton abgespaltenen Wassers abzuziehen. — Aus diesen Einzelposten kann man für die verlustlose Herstellung von 1 kg Erzeugnis eine theoretische Wärmebilanz aufstellen, die auf der einen Seite den Aufwand für die Erwärmung des Rohstoffs und die endothermen Wärmewirkungen, auf der anderen Seite die bei der Abkühlung des Erzeugnisses frei werdenden Wärmemengen und die durch exotherme Reaktionen entstehenden Wärmemengen enthält. — Als Beispiel zeigt Abb. 1 eine solche Wärmebilanz in Form eines Wärmestrombildes für das Brennen von 1 kg eisenfreien Portlandzementklinker mit 66% CaO, 24% SiO₂, 10% Al₂O₃ aus einem Rohmehl mit 75,8% Calciumcarbonat, 16% Tonanteil und 7,9% SiO₂ nach W. Eitel und H. Schwiete [Zement 21, 366 (1932)]. Diese Darstellung berücksichtigt jedoch nicht den Temperaturverlauf.

Die Wärmeausnutzung wird um so schwieriger, je höher die notwendige Erhitzungstemperatur liegt. Sie ist meist dadurch gegeben,

daß die Stoffe sich in einem bestimmten Zustand umwandeln sollen, der von dieser Temperatur abhängt. Finden chemische Umsetzungen statt, so kann die notwendige Temperatur auch durch die Abhängigkeit der Reaktionsgeschwindigkeit von der Temperatur bestimmt sein. —

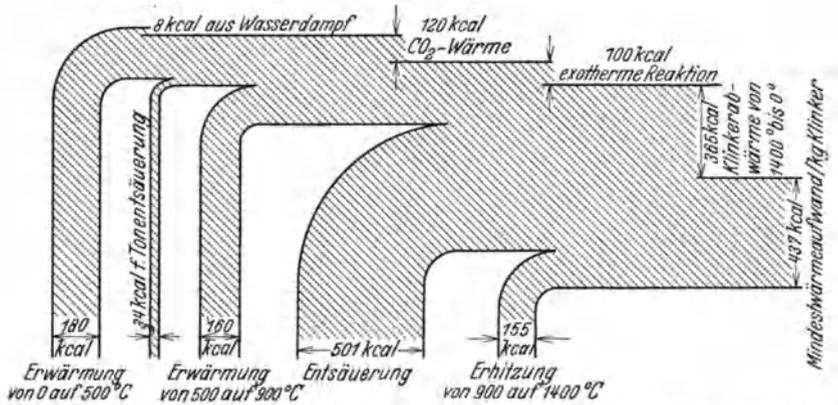


Abb. 1. Wärmeschaubild für verlustloses Brennen von Zement nach W. Eitel und H. Schwiete.

Um sowohl den Wärmeinhalten als auch den Temperaturverlauf zu berücksichtigen, stellt man den Mindestwärmebedarf für einen Erhitzungsvorgang durch ein Wärme-Temperatur-schaubild dar. Dabei sind über dem Wärmeinhalten des Stoffes die zugehörigen Temperaturen aufgetragen.

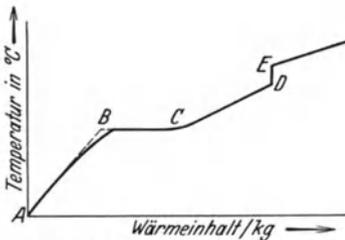


Abb. 2. Wärme-Temperatur-schaubild.

Bei dem auf Abb. 2 dargestellten Beispiel eines Wärme-Temperatur-schaubildes beruht der rasche Anstieg AB auf einer geringen spezifischen Wärme in diesem Bereich. Der waagerechte Verlauf BC entspricht einer endothermen Reaktion. Der Anstieg CD kennzeichnet eine hohe spezifische Wärme in dem jetzt vorhandenen Zustand. Das Kurvenstück DE zeigt eine exotherme Reaktion. Die

Krümmung oder Steigung der Kurven AB und CD hängt von dem Verlauf der spezifischen Wärmen bei der Temperatursteigerung ab. Dem auf Abb. 2 dargestellten Beispiel ist das Wärme-Temperatur-schaubild für Brennen von Kaolin ähnlich.

Da man auch für jeden Verbrennungsvorgang eines beliebigen Brennstoffs ein Wärmeinhalt-Temperatur-schaubild ($I-t$ -Schaubild) aufstellen kann, ergibt sich die Möglichkeit, damit die Wechselbeziehungen zwischen Wärmeangebot und Wärmebedarf für den im Ofen auszuführenden Arbeitsvorgang zu beurteilen. Da die Heizgase stets eine höhere Temperatur haben müssen als das Gut, zeigt ein Vergleich zwischen der $I-t$ -Kurve des Gutes und dem $I-t$ -Schaubild des Brennstoffs,

ob dieser ein geeignetes Temperaturgefälle bei der Verbrennung liefert und sich für das betreffende Verfahren eignet (s. Bd. III, S. 326).

Um die Wirtschaftlichkeit eines Verfahrens zu verbessern, ist man bestrebt, die Wärme so schnell wie möglich auf das Gut zu übertragen, weil dann die Leistung des Ofens in der Zeiteinheit steigt, und der Anteil der Wärmeverluste an dem für die Erzeugnis-einheit notwendigen Wärmebedarf geringer ist. Das wichtigste Mittel, die Geschwindigkeit des Wärmeüberganges zu steigern, ist die Erhöhung des Temperaturgefälles. Hiervon kann man jedoch nicht in allen Fällen Gebrauch machen. Abgesehen davon, daß die höchst erreichbaren Feuergastemperaturen durch den Heizwert des Brennstoffs und die Vorgänge bei der Verbrennung festgelegt sind, lassen auch die Eigenschaften der zu verarbeitenden Stoffe selbst häufig nur eine bestimmte Wärmeübergangsgeschwindigkeit zu. Insbesondere ist die Höchsttemperatur, die ein Stoff während des

Erhitzungsvorganges annehmen darf, oft begrenzt, weil andernfalls unerwünschte Zustandsänderungen oder Umwandlungen eintreten. So ändern sich beispielsweise die Eigenschaften von Porzellan, wenn die Garbrandtemperaturen um 30 oder 40° zu hoch liegen. Ist aber die Höchsttemperatur der Oberfläche des Stoffes gegeben, so ist damit auch die Geschwindigkeit des Eindringens der Wärme in den Stoff festgelegt. Mit der Wärmeaufnahme in der Zeiteinheit ist dann auch die im günstigsten Fall in der Zeiteinheit übertragbare Wärmemenge und damit die Zeitdauer für einen bestimmten Vorgang gegeben. Als Beispiel zeigt Abb. 3 die Gesamtaufenthaltszeit im Ofen beim Brennen von Kalkstein in Abhängigkeit vom Steindurchmesser bei verschiedenen Brenntemperaturen nach B. Block [Kalkbrennen, 2. Aufl., S. 69. Leipzig: Otto Spamer]. — Bei chemischen Umwandlungen kann die Reaktionsgeschwindigkeit so gering sein, daß die Geschwindigkeit der Wärmeübertragung der Geschwindigkeit der Stoffumsetzung angepaßt werden muß. Je vollständiger eine Reaktion ablaufen soll, um so längere Zeiten sind dann dafür erforderlich. Manche Reaktionen führt man praktisch überhaupt nicht zu Ende, sondern bricht sie an einer geeigneten Stelle ab, um die Ofenzeiten zu verkürzen.

Darf die Erhitzungsgeschwindigkeit für ein bestimmtes Verfahren eine gegebene Grenze nicht überschreiten, so kann man für die jeweils

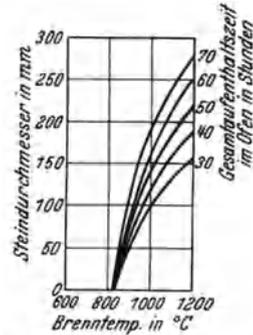


Abb. 3. Abhängigkeit der Gesamtaufenthaltszeit vom Durchmesser von Kalksteinen bei verschiedenen Brenntemperaturen nach B. Block.

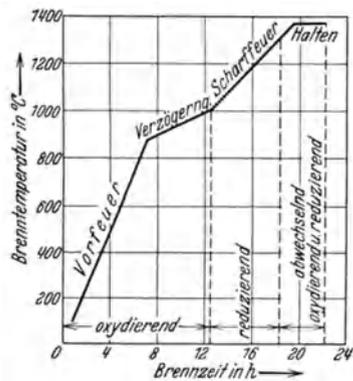


Abb. 4. Normalbrennkurve für Hartporzellan nach E. Reutlinger.

vorliegenden Verhältnisse Temperaturkurven aufstellen, die für die Behandlung des Gutes im Ofen maßgebend sind. Würde die Wärme im Ofen schneller übertragen werden, als diese Kurve angibt, so würde das Gut im Ofen nicht die gewünschten chemischen und physikalischen Eigenschaften erhalten, würde sie langsamer übertragen werden, so würde der Brennstoffverbrauch höher als notwendig steigen. Als Beispiel zeigt Abb. 4 eine Brennkurve für Hartporzellan nach E. Reutlinger [Ber. Dtsch. keram. Ges. 4, 1 (1923)].

2. Einfluß der Feuergase.

Im Ofenbetrieb kommt es auch auf die Beschaffenheit der Feuergase selbst an. Sollen die Brennstoffe so wirtschaftlich wie möglich ausgenutzt werden, so muß der Luftüberschuß für jeden Brennstoff und jede Feuerung bestimmte Werte nach verbrennungstechnischen Gesetzen einhalten. Größere oder geringere Luftmengen je kg Brennstoff als dem Optimum entspricht, ergeben Verluste (s. Bd. III, S. 331). Von diesen Regeln weicht man ab, wenn die Gase bestimmte chemische Eigenschaften haben sollen. Hoher Luftüberschuß wirkt oxydierend, Sauerstoffmangel verhindert Oxydationen und kann reduzierend wirken.

Die Feuerung muß den Anforderungen an die Beschaffenheit der Feuergase entsprechen. Es ist beispielsweise schwierig, mit Rostfeuerungen sauerstofffreie Flammen zu erhalten. Dagegen ist es bei den Gasfeuerungen in einfacher Weise möglich, das Verhältnis von Brennstoff zu Luft genau zu regeln und so den Flammen verschiedene Eigenschaften zu geben. — Der Luftüberschuß bestimmt auch die Temperaturverteilung in der Flammenrichtung, so daß man durch Änderung der Verbrennungsluftmenge die Flamme verlängern oder verkürzen kann. Hiervon macht man Gebrauch, wenn das Gut in der Nähe der Feuerung bereits hoch erhitzt ist und die weiter entfernt liegenden Teile in ihrer Temperatur zurückgeblieben sind, um durch Verringerung des Luftüberschusses die Temperatur der Flamme auf der letzten Wegstrecke im Ofen zu erhöhen. Der tatsächlich vorhandene Luftüberschuß wird wesentlich von der Bauart und den Betriebsverhältnissen des Ofens beeinflusst, da durch unrichtige Einstellung der Regelvorrichtungen, Undichtheiten im Ofen, Türen, Arbeitsöffnungen entsprechend der Stärke des Zuges Luft in den Ofen dringen kann.

Die Beschaffenheit der Feuergase beeinflusst ferner die Wärmeübertragung, soweit sie auf Strahlung beruht. Da die Temperaturen der Gase sehr hoch liegen, ist auch der durch Strahlung von den Gasen an das Gut übergehende Wärmeanteil entsprechend hoch. Dabei hat man die ultrarote Strahlung der Verbrennungsabgase und die Strahlung durch das Leuchten von Flammen zu unterscheiden. Die praktisch von den Gasen ausgehende Wärmeausstrahlung verringert sich dadurch, daß die Gasschichten unmittelbar über dem Gut kälter sind und die einzelnen Bestandteile der Gase gegenseitig teilweise ihre Strahlung absorbieren. Über Gasstrahlung siehe S. 129.

3. Wärmeübertragung.

Soweit die Feuergase ihre Wärme nicht unmittelbar im Ofenraum abstrahlen, geben sie die in ihnen enthaltene Wärme dadurch ab, daß die einzelnen Teilchen auf ihrer Strömung mit den umgebenden Flächen in Berührung kommen und diesen dabei Gelegenheit zur Wärmeübertragung bieten. Diese Art der Wärmezufuhr bezeichnet man als Konvektion. Die von den Feuergasen durch Gasstrahlung und Konvektion nach außen abgegebene Wärme verteilt sich auf alle Oberflächen, an denen diese vorbeiströmen, entsprechend ihrer Größe, Anordnung, ihrer Wärmeübergangszahl, ihrer Temperatur und den besonderen Bedingungen der Strömungen. Da das im Ofenraum befindliche Gut nur einen Teil dieser Flächen bildet, wird auch im günstigsten Fall nur ein entsprechender Teil der Wärme unmittelbar auf das Gut übertragen. Weitere Wärmemengen nimmt das Gut durch Strahlung von gegenüberliegenden Flächen und durch Leitung von benachbarten Wand- oder Ofenteilen auf. — Befindet sich das Gut in geschlossenen Gefäßen, Muffeln, Häfen, Tiegeln usw., so geht die Wärme durch die Wandungen nur durch Leitung über. In der gleichen Weise leiten die Wandungen des Ofens bestimmte Wärmemengen nach außen, die dann durch Abgabe an den Außenraum als Verluste auftreten. Die Gesetze der Wärmeübertragung durch Leitung, Konvektion und Strahlung bestimmen daher den Wärmefluß durch den Ofen und geben die Grundlage für die wärmetechnische Berechnung eines Ofens. Über die Gesetze der Wärmeleitung und des Wärmeüberganges siehe S. 97.

Besonders schwierig ist die Berechnung des Wärmeüberganges zwischen Gut und Gas, wenn dieses unmittelbar durch Schichten hindurchströmt, wie es in Schachtföfen, in Ringöfen zum Brennen stückiger Rohstoffe usw. der Fall ist. Nach Versuchen von C. Furnas [Ind. engin. Chem. **22**, 26 (1930)], die den Bereich bis 750° umfaßten, ist die Wärmeübertragung in einer Schicht von stückigem Gut angenähert der absoluten Temperatur und der 0,75. Potenz der Gasgeschwindigkeit proportional. Die Wärmeübertragungszahl je Raumeinheit der Schicht verändert sich umgekehrt proportional der 0,9. Potenz des Durchmesser der Stücke. Die entsprechende Zahl bezogen auf die Flächeneinheit der Stücke ist praktisch unabhängig von der Stückgröße. Über die Strahlung fester Stoffe siehe S. 122.

4. Wärmenutzung.

Die für den Wärmefluß maßgebenden Forderungen: Mindesttemperatur des Gutes, schnelle Wärmeübertragung, geringes Verhältnis: Verluste/Nutzwärme bedingen möglichst hohes Temperaturgefälle und damit hohe Temperatur der Feuergase. Diese ist für einen gegebenen Brennstoff und für eine bestimmte Durchführung der Verbrennung nur von den Anfangstemperaturen von Brennstoff und Luft abhängig. Man kann unter diesen Umständen das nutzbare Wärmegefälle nur durch Vorwärmen des Brennstoffs und der Verbrennungsluft erhöhen. Als Beispiel für die Erhöhung der Verbrennungstemperaturen sind

auf Abb. 5 für ein Gas mit einem unteren Heizwert von 1336 kcal/m^3 ($\text{CO} = 28,0$, $\text{H}_2 = 12,0$, $\text{CH}_4 = 2,0$, $\text{CO}_2 = 6,0$, $\text{N}_2 = 52$) die theoretischen Flammentemperaturen für verschiedene Vorwärmungen nach F. Jochim [Glastechn. Ber. 7, 566 (1930)] dargestellt. Es gilt OA für die Vorwärmung von Gas und Luft, OB für die Vorwärmung von Gas allein und OC für Vorwärmung von Luft allein.

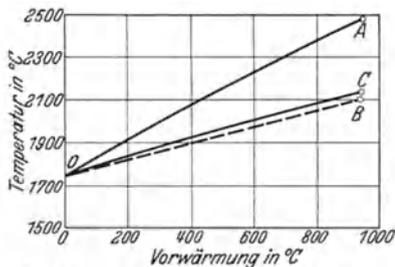


Abb. 5. Einfluß der Vorwärmung von Gas und Luft auf die theoretische Flammentemperatur nach F. Jochim.

heiß austretenden Gut und wärmt das kalt in den Ofen gehende Gut mit den warmen Abgasen vor. Hierzu führt man Gut und Luft, sowie die Abgase im Gegenstrom durch den Ofen.

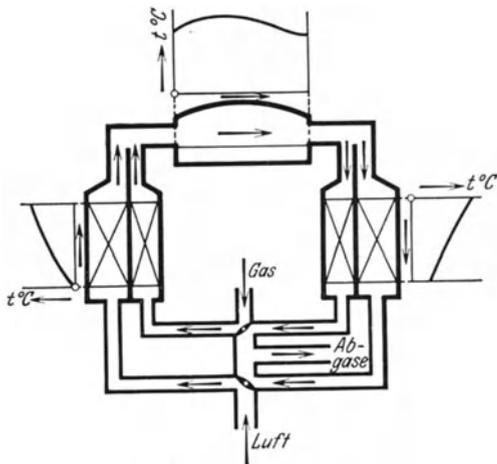


Abb. 6. Regenerativofen.

Hat das Gut feinkörnige Form oder soll es geschmolzen werden, so ist es schwierig oder unmöglich, mit dem heißen Gut die Verbrennungsluft vorzuwärmen. Man läßt dann die Abgase durch besondere Körper, meist Steinfüllungen, gehen, die einen Teil ihrer Wärme aufnehmen. Sind diese Regeneratoren erhitzt, so schaltet man sie in den Weg der kalt eintretenden Luft, wo sie die aufgespeicherte Wärme wieder abgeben. Ist die Steinfüllung bis zu einer bestimmten Grenze abgekühlt, so läßt man die heißen Abgase wieder

zur Wärmeabgabe durchströmen. Um einen stetigen Betrieb zu erhalten, sind also mindestens zwei Regeneratorkammern notwendig, die wechselweise umgeschaltet werden. Sollen bei der vielfach üblichen Gasbeheizung auch die Heizgase vorgewärmt werden, so teilt man die Kammern an den beiden Ofenenden nach Abb. 6 in je zwei für Gas und Luft. Die Gasströmung ist hier durch Pfeile gekennzeichnet. Die auf Schaubildern neben den Regeneratoren und über dem Ofenherd in Abhängigkeit von dem Gasweg aufgetragenen Gastemperaturen zeigen

den Wärmefluß. — Den zeitlichen Temperaturverlauf der Oberfläche eines Regenerativsteins stellt Abb. 7 dar. Während der Wärmeabgabe fällt die Temperatur der Oberfläche zunächst sehr rasch, so daß sie bald unter die Temperatur im Steininneren sinkt.

Das nach dem Aus- oder Einspeichern der Wärme notwendige Umschalten der Luft und der Gase beim Regenerativsystem kann man vermeiden, wenn man die Wärme nicht durch die gleichen Flächen wieder zurückführt, sondern durch die als Wandungen ausgebildeten Flächen stetig durchströmen läßt. Schematisch zeigt Abb. 8 eine solche als Re k u p e r a t o r bezeichnete Vorrichtung zum Wärmeaustausch. Die Wandungen trennen die heißen und die kalten Gase oder Luft voneinander, so daß die gesamte ausgetauschte Wärme durch die Trennwände gehen muß. Solche Rekuperatoren verwendet man besonders für Öfen, in denen die Ofentemperatur 1500° nicht übersteigt. Gegenüber den Regeneratoren haben Rekuperatoren den Vorteil, daß die Temperaturen nicht zeitlich schwanken, daß der Platzbedarf geringer ist, der Einbau sich leichter den räumlichen Verhältnissen anpassen läßt und daß die Abzüge nicht gleichzeitig als Brenner dienen müssen.

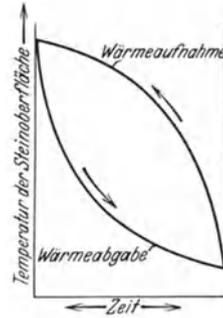


Abb. 7. Temperaturverlauf auf der Oberfläche eines Regenerativsteins.

Für den Wärmeaustausch sind die Ein- und Austrittstemperaturen an den Vorwärm- oder Kühlflächen maßgebend. Es seien:

- k = Wärmedurchgangszahl in kcal/m² h⁰,
- F = Wärmeaustauschfläche in m²,
- Δt_m = mittlerer Temperaturunterschied zwischen den strömenden Stoffen,
- G = Menge des wärmeren Stoffes in kg/h,
- G' = Menge des kälteren Stoffes in kg/h,
- c = spezifische Wärme des wärmeren Stoffes in kcal/kg⁰,
- c' = spezifische Wärme des kälteren Stoffes in kcal/kg⁰,
- t_1 = Eintrittstemperatur des wärmeren Stoffes in⁰,
- t_2 = Austrittstemperatur des wärmeren Stoffes in⁰,
- t'_1 = Eintrittstemperatur des kälteren Stoffes in⁰,
- t'_2 = Austrittstemperatur des kälteren Stoffes in⁰.

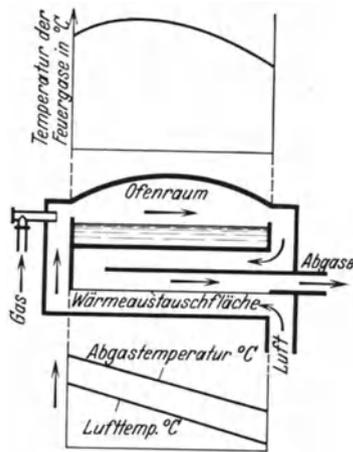


Abb. 8. Rekuperativofen.

Für die stündlich übertragenen Wärmemengen Q oder Q' in kcal/h erhält man dann folgende Beziehungen:

$$Q = G c (t_1 - t_2) \tag{1}$$

$$Q' = G' c' (t'_1 - t'_2) \tag{2}$$

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_m} \tag{3}$$

Für Rekuperatoren ist die aufgenommene Wärmemenge gleich der abgegebenen ($Q = Q'$). Arbeitet man dabei im Gegenstrom, so ergibt sich der mittlere Temperaturunterschied aus der Beziehung:

$$\Delta t_m = \frac{(t_1 - t_2) - (t_2' - t_1')}{2,3 \lg \frac{t_1 - t_2'}{t_2 - t_1'}}. \quad (4)$$

Für Gleich- und Gegenstrom kann man auch angenähert mit folgender Gleichung rechnen:

$$\Delta t_m = \frac{t_1 + t_2}{2} - \frac{t_1' + t_2'}{2}. \quad (5)$$

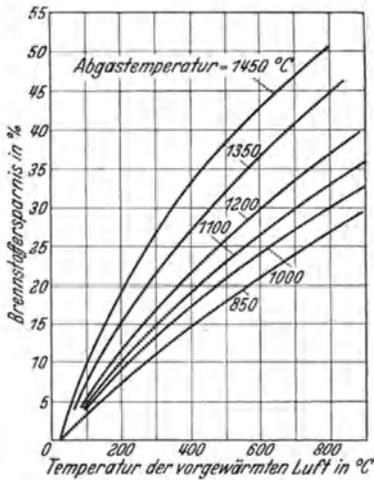


Abb. 9 Ersparnis an Generatorgas durch Vorwärmen der Verbrennungsluft für verschiedene Abgastemperaturen nach W. Trinks.

Übertragen Regeneratoren die Wärme, so kann man den Wärmeaustausch in ähnlicher Weise wie bei den Rekuperatoren berechnen [K. Rummel: Stahl u. Eisen 1928, 1712; Mitt. Wärmeinstelle Düsseldorf Nr. 119]. Der periodische Wärmeaustauschvorgang, der sich aus dem Wärmeübergang vom Gas in die Steine und zurück aus den Steinen an die Luft zusammensetzt, wird dabei als stetig verlaufend angesehen. Die Wärmedurchgangszahl k , die angibt, wieviel Wärmeinheiten auf 1 m² Heizfläche von dem heißeren Stoff auf den kälteren übergehen, wird dabei nicht auf 1 h, sondern auf eine Vollperiode als Zeiteinheit bezogen. Für Regeneratoren von Glasmelzöfen, die mit niedrigen Geschwindigkeiten arbeiten, liegt die mittlere Wärmedurchgangszahl nach F. Jochim [Glastechn. Ber. 9, H. 9, 512 (1931)] für die Luftkammern nahe bei 2,6. Für die Gaskammern schwanken die Wärmedurchgangszahlen für die verschiedenen Brennstoffe zwischen 3,2 und 4,4. Die Heizflächen der Gaskammern können also wesentlich kleiner sein als die Luftkammern. Zur Beurteilung einer Steinfüllung einer Regenerativkammer kann das Verhältnis der wirklich gespeicherten Wärmemenge zu derjenigen Wärmemenge dienen, die die Steine bei unendlich großer Wärmeleitfähigkeit aufnehmen würden.

Mit Hilfe der Regenerativverfahren gelingt es, nur einen Teil der in den Abgasen enthaltenen, fühlbaren Wärme durch Abgabe an die Verbrennungsluft oder die Gase wieder zu gewinnen. Die durch Vorwärmen der Verbrennungsluft mögliche Wärmeersparnis ist um so größer, je höher die Temperatur der Feuergase beim Austritt aus dem Ofen ist und je höher die Luft vorgewärmt wird. Als Beispiel zeigt Abb. 9 die Brennstoffersparnis durch Vorwärmen der Verbrennungsluft nach W. Trinks [Industrieöfen, S. 142. Berlin: VDI-Verlag 1928] für ungereinigtes Generatorgas, das mit 600° in den Ofen tritt. — Neben dem

Abgasverlust, der durch die fühlbare Wärme der Abgase entsteht, ist bei reduzierendem Feuer noch der Verlust an gebundener Wärme zu berücksichtigen (s. Bd. III, S. 331). Zu diesen Verlusten treten die durch Strahlung, Konvektion, Leitung und Undichtheiten nach außen gehenden Wärmemengen. Besonders hoch sind dabei die durch Strahlung aus Öffnungen, Spalten usw. gehenden Wärmemengen, da diese proportional der 4. Potenz der Innentemperatur wachsen. Hohe Ofentemperaturen erschweren die Möglichkeit, die Wandverluste durch Isolieren zu verringern, da eine isolierende Schicht ein sehr hohes Temperaturgefälle anstaut, so daß die Temperatur der Steine auf der Ofenseite entsprechend steigt. Sind die Temperaturen im Ofenraum jedoch niedriger, so kann man die Wärmeverluste nach außen durch Einlage isolierender Schichten in die Wandungen oder durch Auflage von Wärmeschutzmitteln erheblich vermindern.

Arbeiten die Öfen satzweise, so tritt zu den sonstigen Verlusten noch die Speicherwärme des Mauerwerks. Die Wärmemenge Q , die 1 m^2 der Wand des Ofenraumes eines satzweise arbeitenden Ofens aufnimmt, hängt von der Eindringungstiefe der Wärme und von der Ofenbauart und -betriebsweise ab. — Als Beispiel zeigt Abb. 10 die Wärmeverluste durch Aufspeicherung im Mauerwerk von Rundöfen (runder Kammeröfen zum Brennen) bezogen auf 1 m^3 Ofenraum in Abhängigkeit vom Ofeninhalt nach H. Willmer [Ber. Dtsch. keram. Ges. 6, 42 (1925)]. Die von der Brennraumbofläche aufgenommene Wärmemenge verringert sich danach stark mit größer werdendem Ofeninhalt bis zu einer Ofengröße von 45 m^3 Inhalt. — Die Wärmeverluste durch Speicherung kann man gering halten, wenn es möglich ist, die Wandstärken verhältnismäßig dünn auszuführen und darüber isolierende Schichten anzubringen.

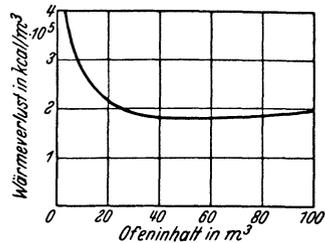


Abb. 10. Wärmeverluste durch Aufspeicherung im Mauerwerk von Rundöfen bezogen auf 1 m^3 Ofenraum nach H. Willmer.

Um einen Ofen nach seiner thermischen Wirkungsweise zu kennzeichnen, vergleicht man die tatsächlich ausgenutzte Wärme mit der ausnutzbaren Wärmemenge und erhält so Wirkungsgrade, die sich auf den ganzen Ofen oder nur auf Teile desselben beziehen können. Als Gesamtwirkungsgrad oder wirtschaftlichen Wirkungsgrad bezeichnet man das Verhältnis der Nutzwärme zu der aufgewandten Brennstoffwärme. — Der Wirkungsgrad des eigentlichen Ofenraumes kann durch den Quotienten aus Nutzwärme zur Summe von Nutzwärme und Wärmeverlusten nach außen gekennzeichnet werden. Dieser Wert liegt etwa für Glasschmelzöfen bei 35—40%, für Drehrohröfen bei 25—35%, für Zinköfen etwa 32%, Glaswannenöfen etwa 50%.

Der Wirkungsgrad der Wärmeaustauscher (Regeneratoren, Rekuiperatoren) ist das Verhältnis der wirklich übertragenen Wärme zur höchstens übertragbaren Wärme. Dieser Wert hängt abgesehen von den Verlusten von der Größe der Heizfläche ab, da er bei unendlich großer

Heizfläche Eins werden muß. Bei Regenerativkammern liegt er etwa zwischen 80 und 90%. — Zur Beurteilung der Arbeitsweise kann man auch von dem Wärmeinhalt der Gase ausgehen. Bezeichnet man den Wärmeinhalt der zugeführten Verbrennungsgase in kcal/m³ mit I , den der vorgewärmten Luft mit L und den der Abgase mit R , so ergibt sich der thermische Wirkungsgrad:

$$\eta_{th} = \frac{(I + L) - R}{(I + L)}. \quad (6)$$

Einen besseren Überblick in die Wärmeausnutzung eines Ofens ergeben Wärmeflußschaubilder, welche die zu- und abgeführten Wärmemengen, beispielsweise in % der eingebrachten Wärme, in Form nebeneinandergesetzter Streifen darstellen (s. S. 720).

Die Gesamtwirtschaftlichkeit einer Ofenanlage kann erheblich gesteigert werden, wenn es möglich ist, die fühlbare Wärme der Abgase für andere Zwecke zu verwerten. Zur Abgabe der Abgaswärme eignen sich auch satzweise arbeitende Öfen, wenn die Abgase mehrerer Öfen in einer gemeinsamen Anlage ausgenutzt werden und die Arbeitsabschnitte der einzelnen Öfen so folgen, daß sie sich nicht überlagern. — Die Abgase von Brennöfen der keramischen Industrie werden häufig zum Trocknen der Rohwaren ausgenutzt. Die Speicherwärme des Mauerwerkes und des Ofeninhaltes satzweise betriebener Öfen kann durch Einblasen von kalter Luft teilweise wieder verwertet werden, wenn diese nach ihrer Erwärmung zum Trocknen oder zur Raumbeheizung dient. Sind die Abgasmengen ausreichend groß, zeitlich möglichst wenig schwankend und beträgt ihre Temperatur mindestens etwa 450°, so kann ein Abhitzeessel, der hinter die Ofenanlage geschaltet wird, die Gesamtwirtschaftlichkeit der Anlage je nach den besonderen Verhältnissen des Einzelfalles erhöhen.

III. Bewegung der Gase.

Aus den für die verlangte Leistung erforderlichen Wärme- und Brennstoffmengen und dem zur Verbrennung notwendigen Luftbedarf ergeben sich die Gasmengen, die durch den Ofen zu führen sind. Die Gasführung muß dabei den Forderungen entsprechen, den Wärmefluß von den Gasen an die aufnehmenden Flächen oder umgekehrt möglichst günstig und die zur Leitung der Gase bestimmten Ofenteile möglichst billig zu gestalten. Die mechanischen Gleichgewichtsbedingungen in den mit Gasen erfüllten Räumen, die kinematischen und dynamischen Vorgänge in der Gasströmung sind in weitem Umfang der analytischen Behandlung zugänglich, so daß man den Verlauf zahlreicher, für die Ofentechnik wichtiger Strömungserscheinungen für gegebene Bedingungen mit großer Annäherung voraussagen kann.

Um die erforderlichen Gasmengen durch den Ofenraum, die anschließenden Kanäle und Wärmeaustauscher zu bewegen, ist eine bestimmte Druckhöhe erforderlich, die von den Strömungswiderständen, welche die Gase auf ihrem Wege zu überwinden haben und ihren Geschwindigkeiten abhängt. Sind diese Widerstände im Ofen verhältnis-

mäßig gering, so arbeitet man mit natürlichem Zug. Dabei erzeugt der Gewichtsunterschied zwischen zwei Gassäulen von verschiedener Temperatur die Gasbewegung.

Eine Säule kalter Gase drückt eine Säule warmer Gase, die mit ihr in irgendeiner Weise verbunden ist, in die Höhe. Die heiße Gassäule, die den Zug erzeugt, bewegt sich in senkrechten Kanälen und Zügen des Ofens oder in einem besonderen Schornstein; die kalte Säule bildet meist die Außenluft. Bezeichnet man mit p den atmosphärischen Druck in kg/cm^2 , mit R und R_1 die Gaskonstanten der Luft und der Abgase, mit T und T_1 die absoluten Temperaturen der Luft und der Abgase und mit H die Höhe der wirksamen heißen Gassäule oder des Schornsteins, so ergibt sich der Zug h in mm WS:

$$h = 10000 p \left(\frac{1}{R T} - \frac{1}{R_1 T_1} \right) H. \quad (7)$$

Abb. 11 zeigt die Zugstärken für eine Schornsteinhöhe von 10 m in Abhängigkeit von der Temperatur der Abgase bei einer Außenlufttemperatur von 15° . Sind mehrere Öfen nebeneinander aufzustellen, so gibt man häufig jedem Ofen seinen eigenen Schornstein, damit es möglich ist, jeden Ofen genau einzuregulieren. — Verlangt die Gasbewegung hohe Druckunterschiede, wie es bei Schachtöfen oder solchen Ofenanlagen der Fall ist, bei denen die austretenden Abgase weiter verwendet werden sollen, so genügt der natürliche Zug nicht mehr.

Die Gase müssen dann durch einen Ventilator oder ein Gebläse durch den Ofen gedrückt oder gesaugt werden. Im ersten Fall ist das Gebläse vor dem Ofen angeordnet, wobei in diesem Überdruck herrscht. Im zweiten Falle steht das Gebläse hinter dem Ofen und erzeugt in diesem einen Unterdruck.

Die gesamte Druckhöhe setzt sich aus zahlreichen Einzelsummen zusammen. Um die Gase in Bewegung zu bringen, ist eine Geschwindigkeitshöhe $v^2/2g$ erforderlich, worin v die Gasgeschwindigkeit in m/s ist. Hierzu tritt der Aufwand zur Überwindung der zahlreichen Widerstände. Die hierzu erforderlichen Druckhöhen sind der Geschwindigkeitshöhe proportional und lassen sich mit Hilfe von Beiwerten ζ durch die Beziehung $\zeta w^2/2g$ für die einzelnen Widerstände, wie Kanalsrecken, Krümmungen, Erweiterungen, Verengungen, scharfe Kanten, Schieber usw. ausdrücken. Die Beiwerte ζ sind für alle Fälle als bekannt anzusehen. — Gehen die Gase unmittelbar durch das Gut hindurch, so hängt der Widerstand abgesehen von der Geschwindigkeit auch von der Korngröße und Oberflächengestalt des Gutes ab. Als Beispiel zeigt Abb. 12 den Widerstand von geschichteten Stoffen in Abhängigkeit vom mittleren Korndurchmesser für eine Schichthöhe von 1 m, einen Querschnitt von 1 m^2 und verschiedene Gasmengen nach H. Bansen

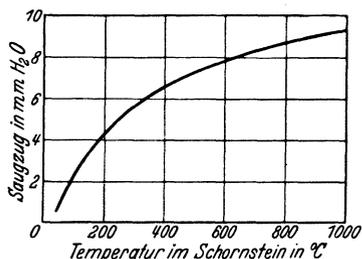


Abb. 11. Zug eines Schornsteins von 10 m Höhe.

[Wärmewertigkeit, S. 31. Düsseldorf: Verlag Stahleisen 1930]. Je größer also die einzelnen Stücke sind, um so geringer ist der Ofenwiderstand.

Mit Hilfe dieser Werte ergeben sich die Geschwindigkeiten aus dem zur Verfügung stehenden Druckgefälle, da die Summe aller Widerstandshöhen und der Geschwindigkeitshöhen diesem gleich sein muß.

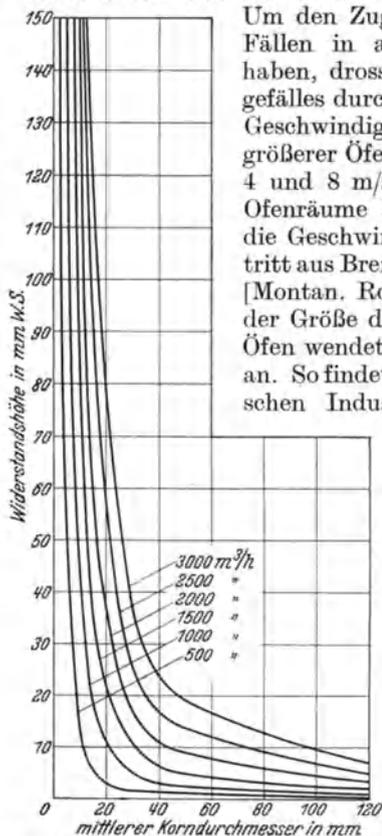


Abb. 12. Widerstand von geschichteten Stoffen für eine Schichthöhe von 1 m und einen Querschnitt von 1 m² nach H. Bansen.

Um den Zug regeln zu können und um ihn in allen Fällen in ausreichender Größe zur Verfügung zu haben, drosselt man einen Teil des gesamten Druckgefälles durch Schieber oder Drosselklappen ab. Die Geschwindigkeiten, die in den Kanälen mittlerer und größerer Öfen anzutreffen sind, liegen häufig zwischen 4 und 8 m/s und betragen für große Kanäle oder Ofenräume bis zu 15 m/s. Als Beispiel zeigt Abb. 13 die Geschwindigkeiten von Gas und Luft beim Austritt aus Brennern in Martinöfen nach E. Lubojatzky [Montan. Rdsch. 22, 29 (1930)] in Abhängigkeit von der Größe des Schmelzofens. In langsam betriebenen Öfen wendet man häufig geringere Geschwindigkeiten an. So findet man in den Kanälen von Öfen der keramischen Industrie Geschwindigkeiten von 1—4 m/s.

Um die Abgase hoch über die Gebäude in das Freie gehen zu lassen,

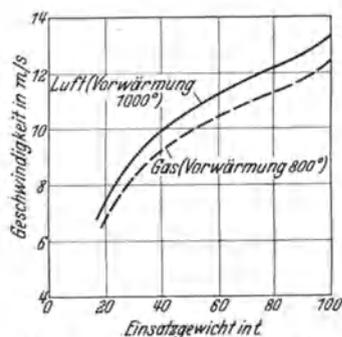


Abb. 13. Geschwindigkeiten von Gas und Luft beim Austritt aus Brennern von SM-Öfen nach E. Lubojatzky.

ist es häufig notwendig, die Schornsteine erheblich höher auszuführen als zur Erzeugung des Zuges erforderlich wäre. In solchen Fällen können auch hohe Geschwindigkeiten im Ofen zulässig sein. Die Widerstandshöhen lassen sich erheblich durch Vergrößerung der Querschnitte verringern, da dann die Geschwindigkeiten sich nach der Kontinuitätsgleichung vermindern.

Die im Ofen vorhandenen statischen Drücke ergeben sich aus der Bernoullischen Gleichung. Erzeugt ein Schornstein ausschließlich den Zug, so ergibt sich ein Druckverlauf, wie er beispielsweise auf Abb. 14

dargestellt ist. Wird vor den Ofen ein drückendes Gebläse vorgeschaltet, so stellt sich der Druck nach der gestrichelt eingezeichneten Kurve ein. Im Ofenraum herrscht dabei ein geringer Überdruck. Dies ist bei zahlreichen Ofenbauarten erwünscht, um das Eindringen von kalter Luft möglichst zu verhindern. Besonders dann, wenn Arbeitsöffnungen längere Zeit offen stehen müssen, können große Wärmeverluste eintreten, wenn im Ofenraum ein erheblicher Unterdruck herrscht. — Einen ähnlichen Druckverlauf erzeugen Regeneratoren unter dem Ofen. Als Beispiel zeigt Abb. 15 den mit Zahlen gekennzeichneten Zugverlauf in einem Regenerativwannenofen. Am unteren Ende der Eintrittskammer herrscht ein geringer Unterdruck. Im Brenner ist bereits ein kleiner Überdruck vorhanden; erst am abziehenden Brenner stellt sich wieder ein Unter-

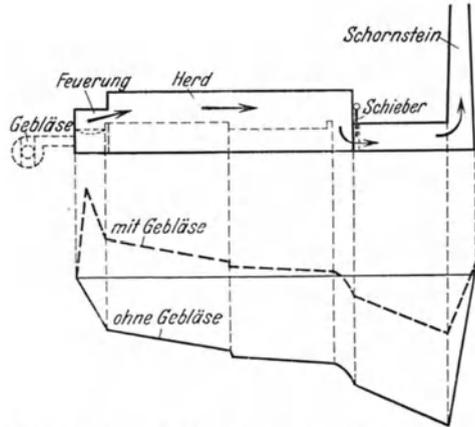


Abb. 14. Druckverlauf in einem Herdofen mit und ohne Gebläse.

druck vorhanden; erst am abziehenden Brenner stellt sich wieder ein Unterdruck ein. Die heißen Kammern dienen also gleichzeitig der Zugerzeugung, so daß die Regenerativkammern dadurch die Leistungsfähigkeit des Ofens nach oben begrenzen.

Die Gase sollen auf ihrem Weg durch den Ofen das Gut in möglichst gleichmäßiger Verteilung berühren, damit der Arbeitsvorgang in allen Teilen gleichmäßig verläuft. Diese Aufgabe wird um so besser gelöst, je mehr der Ofenraum die Gestalt eines langen, schmalen Kanals hat, durch den die Feuergase streichen. Die Dreh-, Tunnel-, Ring- und Schachtöfen und einzelne Herdöfen zeigen diese Bauweise. — Auch die Regenerativkammern baut man verhältnismäßig schmal, um einen langen Strömungsweg zu erhalten und um eine gleichmäßige Verteilung der Strömung über den Querschnitt zu erleichtern. — Zur Beheizung großer Ofenräume sind mehrere Brennstellen erforderlich, um die Gasströmung gleichmäßig zu verteilen. Da die Gase aus den Brennschächten mit erheblicher Geschwindigkeit austreten, haben sie das Bestreben, in ihrer Strömung zu verharren und eine zusammenhängende Flamme zu bilden. Die Verteilung der Wärme auf das Gut ist in solchen Fällen

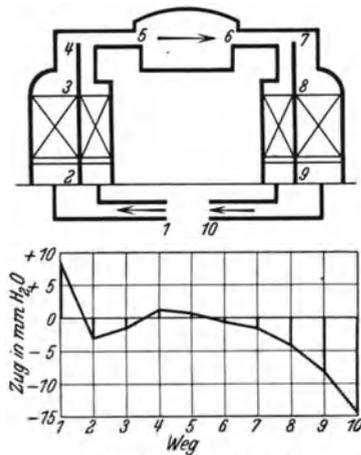


Abb. 15. Zugverlauf in einem Wannenofen.

zur Beheizung großer Ofenräume sind mehrere Brennstellen erforderlich, um die Gasströmung gleichmäßig zu verteilen. Da die Gase aus den Brennschächten mit erheblicher Geschwindigkeit austreten, haben sie das Bestreben, in ihrer Strömung zu verharren und eine zusammenhängende Flamme zu bilden. Die Verteilung der Wärme auf das Gut ist in solchen Fällen

nur durch geeignete Anordnung und Führung der Flammen möglich. — Durch geeignete Lage der Abzugsöffnungen und hohe Gasgeschwindigkeiten beim Austritt aus den Brennschächten kann man auch gekrümmte Flammenwege erzeugen (U-förmige Hufeisenflammen). Dabei verläuft die Flamme in einer waagerechten Ebene, wenn ein waagerechter Herd beheizt werden soll, sie brennt in senkrechten Ebenen, wenn das Gut in senkrechten Schichten oder

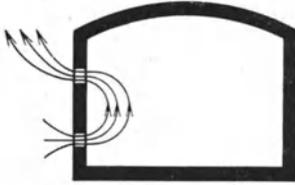


Abb. 16. Strömung durch Öffnungen in verschiedener Höhe.

Stapeln im Ofenraum angeordnet ist. — Die Wege der Gase kann man ferner durch geeignete Lage der Wände, Decken, durch den Einbau besonderer Führungsstücke und eine zweckmäßige Bemessung der Querschnitte beeinflussen.

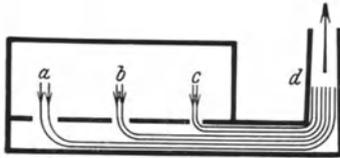


Abb. 17. Strömungen durch Öffnungen in einer Ofensohle.

Besonders, wenn die Geschwindigkeit der Gase gering ist, kann sich eine ungleichmäßige Verteilung dadurch ergeben, daß sich entsprechend den vorhandenen Temperaturen Schichten bilden. Die kältesten Gase liegen dann unten, die wärmsten oben. In senkrechter Richtung sollen daher wärmeabgebende Gase möglichst von oben nach unten strömen.

Der Unterschied der spezifischen Gewichte ist allein für die Bewegung der Gase maßgebend, wenn es sich um abgeschlossene Ofenräume handelt (Beispiel: von außen beheizte Muffeln zum Brennen keramischer Waren). Sind Öffnungen im Ofenraum erforderlich, so ordnet man diese in gleicher

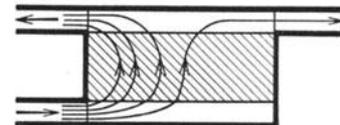
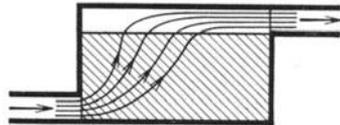
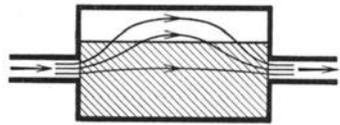
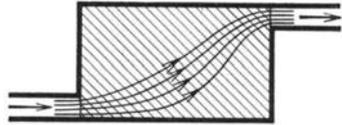
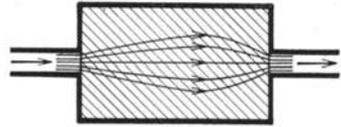


Abb. 18. Verlauf von Gasströmungen in Schichten mit feinen Kanälen.

Höhe an, da sonst eine Strömung nach Abb. 16 erhebliche Wärmeverluste bringt.

Auf einer bestimmten Bahn unter mehreren nebeneinander verlaufenden Wegen strömen um so mehr Gase, je kleiner der Widerstand vom Beginn bis zum Ende dieser Bewegung ist. Sollen beispielsweise nach Abb. 17 Abgase aus einem Kammerofen durch drei Austrittsöffnungen *a*, *b*, *c* in den zum Schornstein *d* führenden Kanal gelangen, so muß, wenn durch *a* und *c* gleiche Gasmengen strömen sollen, der Druckverlust beim Strömen durch die Öffnung *c* ebenso groß sein, wie der Druckverlust in der Öffnung *a* und dem Kanalstück *ac*. Hierzu kann man entweder den Kanal *ac* mit sehr großem Querschnitt ausführen, so daß sein Druckverlust gegen den Druckverlust der Öffnungen sehr klein ist, oder die Öffnung *a* entsprechend größer ausführen. — In großen Ofenräumen dient die Anordnung zahlreicher Abzugsöffnungen nebeneinander dazu, die Feuergase möglichst im Ofenraum auszubreiten.

In einzelnen Ofenbauarten haben die Gase eine starke Schicht aus stückigem Material zu durchdringen (Beispiele: Beschickung eines Schacht- oder Ringofens, Füllung eines Regenerators, Einsatz eines Kammerofens). Durch solche Füllungen gehen die Gase stets den Weg des kleinsten Widerstandes in Richtung des vorhandenen Druckgefälles. Abb. 18 zeigt eine Anzahl von Beispielen für die Strömung durch solche, aus zahlreichen Kanälen gebildete Schicht in schematischer Darstellung. Der Kern der Gasbewegung ist dabei durch Stromlinien angedeutet. Die nicht von den Stromlinien getroffenen Teile der Schicht sind Zonen mit geringer Gasbewegung.

IV. Bauelemente der Öfen.

1. Baustoffe

(s. hierzu den Abschnitt Werkstoffkunde, Bd. I, S. 533).

Die Wandungen der Öfen bestehen, soweit sie mit den Feuergasen und den zu verarbeitenden Stoffen in Berührung kommen, aus Stoffen, die den hohen Temperaturen, sowie den chemischen und mechanischen Beanspruchungen widerstehen müssen. Hierzu dienen feuerfeste keramische Erzeugnisse und Metalle. Keramische Werkstoffe werden in Form von Ziegeln, Platten, Formsteinen, Gefäßen und Stampfmassen verwendet. Da die Kosten mit den Ansprüchen an Feuerfestigkeit und Widerstandsfähigkeit wachsen, setzt man die Wandungsteile aus verschiedenen Steinarten zusammen und verwendet die hochwertigsten Baustoffe nur dort, wo die Betriebsverhältnisse es unbedingt erfordern. Die im Verband verlegten Steine müssen angenähert gleiche Ausdehnungen im Betrieb ergeben. Man verwendet entweder große Steine und hat dann wenige, aber große Fugen oder kleine Steine, wobei sich zahlreiche, aber schmale Fugen ergeben. Kommt es auf gute Wärmeübertragung an (Beispiel: Muffelwände), so verwendet man dünne Platten mit Nut und Feder am Rande oder mit verstärkter Kante.

Im allgemeinen ist man bestrebt, die feuerfesten Stoffe nur auf Druck zu beanspruchen und die auftretenden Zugkräfte durch außenliegende Stahlkonstruktionen aufzunehmen. — Für den Betrieb ist die Temperaturwechselbeständigkeit der Baustoffe insofern von Bedeutung, als Öfen mit Wandungen aus Steinen, die Temperaturwechsel nicht vertragen, nicht erkalten dürfen und daher ständig unter Feuer zu halten sind. Näheres hierzu, sowie über chemische Widerstandsfähigkeit keramischer Baustoffe siehe Bd. I, S. 533.

Metallische Werkstoffe dienen als feuerfeste Baustoffe zur mittelbaren Übertragung von Wärme in Gestalt von Kesseln, Trommeln, Muffeln, Schalen, Rinnen usw., die von außen beheizt werden, und als Unterstützung zum Halten keramischer Baustoffe. Zur mittelbaren Wärmeübertragung dienen neben den verschiedenen Gußeisenarten besonders Nickel-Chrom-Eisenlegierungen. Da die Zugfestigkeit von Eisen und Stahl mit zunehmender Temperatur erheblich abnimmt, werden Konstruktionsteile aus Eisen und Stahl so angeordnet, daß sie möglichst kühl liegen oder eingeleitete Wärme an die Außenluft abgeben können. Sollen Gußeisen oder Stahl für Räume mit einer Temperatur von über 800° als Werkstoff dienen, so müssen sie mit Wasser gekühlt werden.

2. Wandungen.

An größeren Wandungsteilen kann sich der Umstand, daß die Wärme-
dehnung der Innenseite größer ist als die der Außenseite, durch Klaffen von Fugen außen oder Aufbauchungen im Ofenraum bemerkbar machen. Die Steine müssen daher durch entsprechende Verlegung gut miteinander verbunden und auch in der Längsrichtung verankert sein. Wird ein Bindemörtel verwendet, so sollen die Fugen möglichst klein gehalten werden, da dieser sonst herausfällt und die Steine dann höher beansprucht werden, wobei gleichzeitig die Gasdichtheit nachläßt. Hochbeanspruchte Ofenteile werden meist ohne Mörtel verlegt. Da die Maßhaltigkeit feuerfester Steine nur etwa ± 1 —2% beträgt, schleift man die gebrannten Steine für hohe Anforderungen nach, wobei man jede beliebige Genauigkeit erhalten kann.

Stark beanspruchte Ofenwände erhalten einen Schutz durch Gußeisenplatten oder Stahlbleche oder Stahlformgußstücke. Stahlbänder halten runde Mauerteile zusammen. Die Wanddicke muß um so größer sein, je größer die Wandfläche ist. Sind die Wände hohen Temperaturen ausgesetzt, so belastet man sie in der Regel nicht mit anderen Bauteilen des Ofens. Gewölbewiderlager beispielsweise setzt man daher in solchen Fällen nicht auf die Wände, sondern lagert sie auf den Trägern des Ofengerüstes.

Besonders bei Öfen mit großer Grundfläche (Ring-, Kammeröfen) führt man die Wände sehr breit aus. Sie bestehen dann aus der inneren Ofenwand und einer äußeren, in einigem Abstand aufgebauten Wand, die mit Zungen oder Rippen verbunden sind. Die Hohlräume zwischen den beiden Wänden sind mit einer geeigneten Masse, beispielsweise mit Ziegelbrocken, Steinschlag oder Lehmschichten ausgefüllt. Die äußere

Wand erhält meist eine Neigung, die etwa $\frac{1}{3}$ der Höhe der Mauer beträgt. Dadurch kann sie den von den inneren Ofenteilen übertragenen Druck aufnehmen, so daß sich eine Verankerung erübrigt.

Zum Kühlhalten hochohritzter Wandungen dienen folgende Mittel: Anblasen mit kalter Luft durch verstellbare Flachdüsen (besonders für dünne Wände und große Fugen), Anordnung von Kanälen in den Wandungen, durch die kalte Luft strömt, mit Wasser durchflossene Kühlkästen (in regelmäßigen Abständen in dicke Wandungen eingebaut), eingemauerte Kühlschlangen (besonders für Brennerköpfe), Berieseln der mit Blechmänteln gepanzerten Wände mit kaltem Wasser, Wassermäntel [B. Dralle, G. Keppeler: Die Glasfabrikation. Berlin: Oldenbourg 1926/31]. — B. Osann: Lehrbuch der Eisenhüttenkunde, 2. Aufl. Berlin 1926].

3. Fundamente.

Die Fundamente haben die Aufgabe, die einzelnen Bauteile durch eine feste Unterlage zu verbinden. Die Bauteile können sich gegenseitig nicht verschieben. Die Gewichte werden derselben auf den Baugrund übertragen. Die Grundfläche des Fundaments ergibt sich aus dem Gesamtgewicht und der zulässigen Tragfähigkeit des Bodens. Meist haben die Fundamente Kanäle für Ankerstangen und Züge für Gase oder Luft aufzunehmen. Das Fundament muß in diesem Fall gegen das Eindringen von Grundwasser isoliert sein, da das eintretende Wasser durch seine Verdampfung Wärmeverluste verursachen und die Zugverhältnisse verändern würde.

4. Decken.

Zum oberen Abschluß von Ofenräumen, Zügen usw. dienen Gewölbe oder ebene Decken. Das Mauerwerk eines Gewölbes überträgt nur Druckkräfte. Die entstehenden Zugkräfte nehmen Verankerungen auf, die mit den Trägern an den Wandungen das Gewölbe rahmenartig umschließen. Die Verbindungslinie aller Kräfte, die von der Mitte der Auflager ausgehen, bezeichnet man als Stützzlinie. Sie soll nicht aus dem mittleren Gewölbedrittel herausgehen. Je flacher die Stützzlinie verläuft, um so größer sind die Kräfte. Da ihr Verlauf nicht bekannt ist, muß man zur Berechnung der Widerlager und Verankerungen Annahmen machen. So kann man davon ausgehen, daß Stützzlinie und Mittellinie zusammenfallen, und kann die sich dabei ergebenden Kräfte mit einem Faktor zwischen 2 und 3 multiplizieren. Die an einem Gewölbe wirkenden Kräfte sind auf Abb. 19 dargestellt [W. Trinks: Industrieöfen, Bd. 1, S. 198 f. Berlin: VDI-Verlag 1928. — B. Dralle, G. Keppeler: Die Glasfabrikation. Berlin: Oldenbourg 1926/31. — F. Singer: Die Keramik im Dienste von Industrie und Volkswirtschaft. Braunschweig: F. Vieweg & Sohn 1923]. Die Krümmung der Innenseite des Bogens macht man meist ungefähr gleich der Spannweite. Je flacher das Gewölbe ist, um so stärker muß es für eine bestimmte Spannweite ausgeführt werden. Je größer die Gewölbestärken sind, um so höher steigen die Temperaturen auf der Ofenseite und um so geringer ist der Temperaturabfall im Mauerwerk, so daß die

Steine an der Innenseite erweichen und abschmelzen können. — Runde Ofenräume überdeckt man mit Kuppeln.

Große Ofenräume kann man statt mit Gewölben mit Hängedecken überspannen. Bei dieser Bauart hängen die einzelnen Steine vollständig entlastet an verstellbaren Hängeeisen, die auf Trägern über der Decke befestigt sind. Man kann so beliebig große und breite Räume überdecken und hat dabei den Vorteil, daß man einzelne Steine auswechseln kann. Beim Aufhängen der Decke läßt man kleine Dehnungsfugen, damit die

Steine im heißen Zustand nicht gedrückt werden. Im allgemeinen sind die Kosten für eine Hängedecke höher als die eines Gewölbes von gleicher Grundfläche. Für die Wärmeübertragung haben Hängedecken den Vorteil, daß man sie dichter an den zu beheizenden Herd heranbringen kann als Gewölbe.

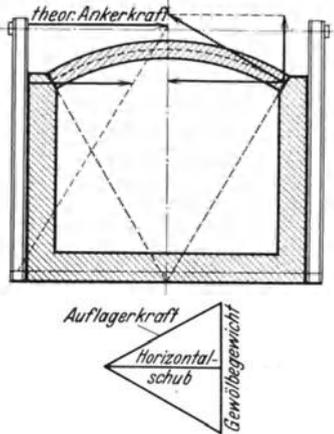


Abb. 19. Gewölbekräfte.

5. Rekuperatoren.

Die zur Vorwärmung der Verbrennungsluft dienenden Rekuperatoren bestehen aus metallischen oder keramischen Baustoffen. Gase erwärmt man in der Regel nicht mit Rekuperatoren, wenn sie nicht vollkommen frei von Teer- und Kohlenwasserstoffbestandteilen sind, da sich sonst Koksansätze an den Wärmeaustausch-

flächen bilden. Rekuperatoren können im Gleich-, Quer- oder Gegenstrom betrieben werden. Da die Temperaturen für Gleichstrom niedriger werden, verwendet man diese Stromart bisweilen für metallische Rekuperatoren. Diese werden meist in Form von Rohrschleifen oder geraden Rohrbündeln ausgeführt. Die Rohre müssen der Wärmedehnung folgen können, damit sie nicht reißen. Die Wandtemperaturen der metallischen Rekuperatoren können dadurch erheblich steigen, daß die Luftzufuhr ganz oder teilweise gedrosselt wird und das heiße Mauerwerk der Rekuperatorkammer Wärme abstrahlt. — Höhere Vorwärmtemperaturen erzeugt man mit Rekuperatoren aus feuerfesten Baustoffen, die in Form von Platten oder als Röhrensteine eingebaut werden. Die aus Hohlsteinen hergestellten Rekuperatoren halten besser dicht als die aus Platten zusammengesetzten. Die Wärmedehnung des ganzen Rekuperators und die Temperaturunterschiede zwischen kalter und warmer Seite der Steine verursachen starke Beanspruchungen, so daß sich leicht Risse bilden. Damit die Steine dicht aufeinander bleiben, ordnet man die Trennfugen zweckmäßig waagrecht an. Um Verluste durch Undichtheiten in geringen Grenzen zu halten, sucht man den Druck auf beiden Seiten durch geeignete Regelung der Strömungsverhältnisse möglichst gleich groß zu halten. Ein Rekuperator überträgt um so mehr Wärme, je dünner die Steinwandungen und je größer die Geschwindigkeiten von Gas und Luft sind.

6. Regeneratoren.

Die abwechselnd von kalten und heißen Gasen durchströmten Regeneratoren bestehen aus den Kammern, den Steinfüllungen, den Wechselkanälen und den Brennerschächten. Die Länge der Kammern paßt man den Längenabmessungen des zu beheizenden Herdes an. Die Breite der Kammer ergibt sich dann durch die Wahl der Gasgeschwindigkeit. Die Größe der Wärmeaustauschfläche für eine gegebene Leistung hängt von der Steingröße, den Abständen und der Art der Verlegung in der Kammer ab. Kleine Steine bedingen häufigeres Umsteuern, sind weniger dauerhaft und verstopfen sich leichter. Zur Wärmespeicherung dienen meist Steine von 65—100 mm Dicke und 250 bis 500 mm Länge, bisweilen auch besondere Form- und Lochsteine. — Die Steine werden entweder so verlegt, daß sie durchlaufende Schächte (Glattschächte) bilden. Sie werden balkenartig übereinander oder versetzt gelegt (Rostpackung) oder in Form von Füllkörpern regellos eingeschüttet. Bei der Glattschachtpackung wird das Steingewicht je m³ erheblich größer. — Die Strömung kann durch die Kammern in ein oder mehreren Zügen gehen. Die Anordnung von Zügen verkleinert den Querschnitt für die Gasbewegung, verteilt die Gase gleichmäßiger und gibt ihnen eine höhere Geschwindigkeit. Die Außenmauern werden meist gegen Wärmeverluste isoliert und mit Blechmänteln zum Schutz gegen Gasverluste oder Einziehen von Luft versehen.

Gegenüber den Rekuperatoren ergeben die Regeneratoren höhere Vorwärmtemperaturen. Sie sind erheblich haltbarer und unempfindlicher, haben jedoch Nachteile feuerungstechnischer Art, die sich durch den wechselweisen Betrieb ergeben (unsymmetrische Temperaturverteilung, zeitlich schwankende Wärmeübertragung, Gasverlust beim Umschalten). Für die Bemessung der Regeneratoren haben sich bestimmte Erfahrungszahlen ergeben. So kann man nach H. Bansen [Stahl u. Eisen 45, 504 (1925)] als Mittelwert für das Gittergewicht von Siemens-Martinöfen 28 t bezogen auf 1 t/h Ofenleistung annehmen. Die Regenerativkammern von Glasschmelzöfen kann man nach F. Jochim [Glastechn. Ber. 9, 518 (1931)] so bemessen, daß man für die Gaskammern 0,3 m² Heizfläche je kg Brennstoff in 1 h rechnet. Bei den Luftkammern nimmt man für je 1000 kcal des Brennstoffheizwertes 0,15 m² und multipliziert diesen Wert mit dem Brennstoffgewicht in kg/h.

V. Ofenbauarten.

1. Öfen mit ruhendem Gut.

a) Herdöfen.

In den zum Glühen und Schmelzen dienenden Herdöfen nimmt eine ebene oder muldenartig ausgebildete Fläche, der sog. Herd, das zu verarbeitende Gut auf. Zur Beheizung sind alle Feuerungsarten brauchbar, sofern sie die notwendigen Temperaturen liefern. Die Flammen gehen unmittelbar, möglichst dicht über das Gut und übertragen die

Wärme durch Konvektion und Strahlung. Je größer der Flammenweg ist, um so besser ist in der Regel die Wärmeausnutzung. Da die Flamme von einer Ofenseite über den Herd zur anderen Seite zieht, ergibt sich stets eine ungleiche Wärmeverteilung. Da im Herdraum überall die Vorgänge in gleicher Weise ablaufen sollen, ist meist eine möglichst gleichmäßige Temperatur erwünscht. Am größten sind die Ungleichmäßigkeiten in der Flammenrichtung, da die höchsten Temperaturen nur unmittelbar an dem Eintritt der Flammen in den Ofen vorhanden sind. Aber auch senkrecht zur Flammenrichtung verringern sich die Temperaturen mit dem Abstand vom Flammenkern. — Bei der Rekuperation strebt man eine symmetrische Flammenführung an, da Flamme und Temperaturverteilung nicht wie bei den Regenerativöfen periodisch wechseln, sondern örtlich unverändert bleiben. Die Temperaturen im Ofen sind um so gleichmäßiger, je kürzer der Flammenweg ist, je kleiner

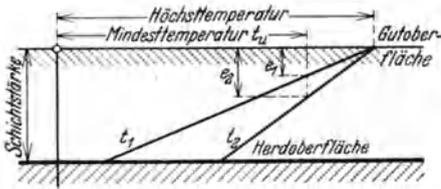


Abb. 20. Eindringen der Temperatur in eine Schicht auf einem Herdofen.

also die von einer Flamme beheizte Herdfläche ist, je geringer der Luftüberschuß ist und je gleichmäßiger die Flamme brennt und strömt.

Herdöfen zum Schmelzen werden entweder satzweise betrieben, wobei auf eine Schmelzperiode eine Entnahme- oder Verarbeitungsperiode regelmäßig folgt, oder stetig, wobei das Rohgut auf der einen

Seite auf den Herd geht und auf der entgegengesetzten Seite geschmolzen den Ofen verläßt. In den satzweise betriebenen Öfen verlaufen die einzelnen Schmelzphasen zeitlich nacheinander, im ganzen Herdraum örtlich ungefähr gleichmäßig. — Der Herd hat meist rechteckige Form mit mehr oder weniger starken Abrundungen. Ein mehr dem Quadrat sich nähernder Herdgrundriß hat den Vorteil, daß die von der Schmelze benetzte Oberfläche im Verhältnis zum Flüssigkeitsinhalt kleiner wird, ergibt aber den Nachteil, daß die der Wärmeübertragung dienende Oberfläche geringer wird. Bei Siemens-Martinöfen beispielsweise liegt das Verhältnis von Länge zu Breite etwa bei 2,5—3, wobei die höheren Werte für größere Öfen gelten [M. Pavloff: Stahl u. Eisen 47, 953 (1927)]. Die Tiefe des Herdes bestimmt den Flüssigkeitsinhalt und damit auch den Wärmeinhalt des Bades. Je größer der Wärmeinhalt, also die Badtiefe ist, um so weniger sind unerwünschte Temperaturschwankungen zu befürchten. Sollen sich Stoffe absetzen, so ist eine geringe Badtiefe zweckmäßig, um den Sinkweg zu verringern. Ein tiefer Herd gestattet mit flüssigem Sumpf zu arbeiten, d. h. einen Badrest zurückzubehalten, der das Einschmelzen der nächsten Beschickung beschleunigt.

Da die Wärme nur von oben auf das Gut übergeht, sucht man mit verhältnismäßig dünnen Schichten zu arbeiten. Die Eindringungstiefe e einer bestimmten Mindesttemperatur t_u ist um so größer, je höher die Temperatur der Herdsohle t ist, wie Abb. 20 mit einem Beispiel für die Temperaturen t_1 und t_2 der Herdsohle und die entsprechenden Tiefen e_1 und e_2 zeigt. Dies kann man auch dadurch erreichen, daß

man unter den Herd durch Kanäle oder Züge Feuergase führt. Sind die Herdtemperaturen sehr hoch, so muß der Herdboden gekühlt werden, um seine Haltbarkeit zu erhöhen. Hierzu ordnet man unter ihm von kalter Luft durchströmte Kanäle an. Je größer die Schichtdicke auf dem Herd ist, um so länger ist die Aufenthaltszeit des Gutes im Ofen. Je nach den vorliegenden Verhältnissen wird sich in der Regel eine günstigste Schichtstärke für das Gut auf dem Herd ergeben.

Die thermischen Wirkungsgrade der Herdöfen sind verhältnismäßig ungünstig. Die Wirkungsgrade liegen für metallurgische Öfen meist zwischen 0,08 bis 0,10 und zwischen 0,14—0,18, wenn Regeneratoren eingebaut sind. Die höchst erreichbaren Wirkungsgrade liegen noch unter 25%. — Die Wärmeeausnutzung verbessert sich mit der Flammenlänge. Mit zunehmender Herdraumhöhe steigt die erreichbare Herdtemperatur bei gleicher dem Herdraum zugeführter Wärmemenge, da die Wirkung der Strahlung zunimmt. Die Wirkungsgrade der Herdöfen nach Art der Martinöfen und Glasschmelzwannen (bezogen auf den Brennstoff am Wechselventil) sind auf Abb. 21 nach J. Lamort [Glastechn. Ber. 8, H. 1, 33 (1931)] in Abhängigkeit von der Wärmebelastung (in t Steinkohle von 7000 kcal Heizwert, bezogen auf 1 m² beheizte Herdfläche und 24h) dargestellt. Die Wirkungsgrade hängen auch von der Betriebsweise ab. Das satzweise Arbeiten der Herdöfen bedingt einen höheren Wärmeverbrauch

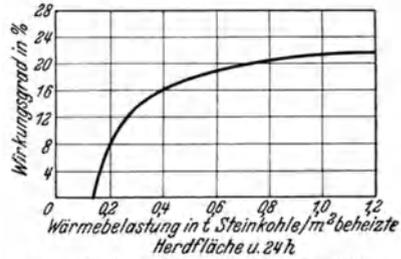


Abb. 21. Wirkungsgrad der Herdöfen in Abhängigkeit von der Wärmebelastung nach J. Lamort.

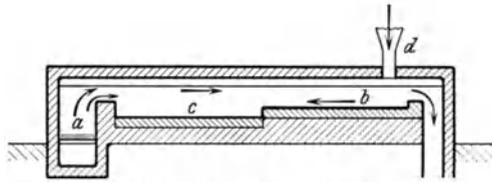


Abb. 22. Flammofen mit Handbetrieb.

als die stetige Betriebsweise. Je kürzer die Perioden und je länger die dazwischenliegenden Pausen sind, um so schlechter wird der Ofen wärmewirtschaftlich arbeiten. In Einzelfällen ergibt der satzweise Betrieb den Vorteil, daß die Ofenelemente vorübergehend höhere Temperaturbeanspruchungen aushalten können, als im stetigen Betrieb möglich wäre.

Bei dem Bau der Feuerungseinrichtungen für Herdöfen kommt es, abgesehen von möglichst gleichmäßiger Beheizung der Gutoberfläche, auf folgende Bedingungen an: Einfache Bauweise, Bedienung, Instandhaltung und Regelung, Verlauf der Flamme dicht über der Herdoberfläche, große Flammengeschwindigkeit, gute Mischung mit den Luftmengen, kein Nachbrennen in den Zügen.

Einen Herdofen zum Schmelzen von Natriumsulfat mit Kohle und Kalk, wie er zur Herstellung von Soda nach dem Leblanc-Verfahren angewendet wurde, zeigt Abb. 22. Er besteht aus zwei Herden

b und *c*, über den die auf dem Rost *a* erzeugten Flammengase streichen. Der hintere Herd *b* wärmt die durch den Trichter *d* eingefallenen Rohstoffe vor. Von Hand werden sie auf den tiefer liegenden Herd *c* der Flamme entgegen vorgeschoben. Die Masse schmilzt, wobei Kohlendioxyd entweicht. Die fertige Rohsodaschmelze wird nach Beendigung der Reaktion durch seitliche Türen herausgezogen. Ähnliche Öfen dienen zum Erschmelzen von Natriumsulfid aus Sulfat und Kohle.

Zu den größten Herdöfen gehören die Siemens-Martinöfen der Großeisenindustrie. Der Herd dieser Öfen (Abb. 23) wird nach der Mitte zu abfallend, auf starken Stahlplatten aus kieselsäurereicher oder aus dolomitischer Masse aufgestampft und von einem Gewölbe überdeckt. An

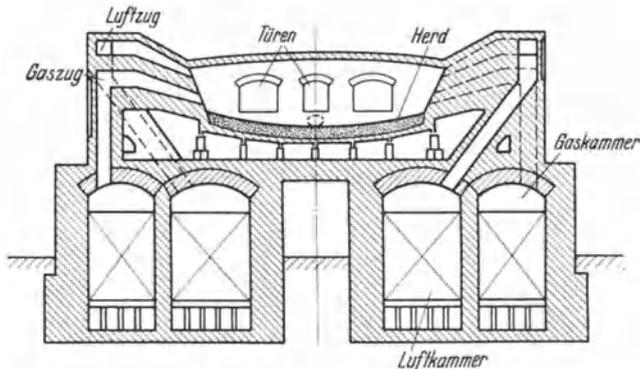


Abb. 23. Siemens-Martinöfen.

den Schmalseiten befinden sich die Ofenköpfe mit den Zuführungen für Gas und Luft, die gleichzeitig wechselweise auf der gegenüberliegenden Seite als Abzüge dienen. Unter den Ofenköpfen liegen die Regeneratoren. Die eine Längsseite dient zur Beschickung des Herdes und zur Beobachtung des Schmelzvorganges. Sie ist mit mehreren wassergekühlten Türen versehen. An der gegenüberliegenden Längsseite befindet sich das Stichloch mit einer Abflußrinne zum Ablassen des fertigen Stahls, das während des Arbeitsvorganges mit eingestampfter Masse verschlossen ist. Die

	Koksofengas		Mischgas		Hochofengas	
	20	20	20	20	900	1100
Gastemperatur °C	20	20	20	20	900	1100
Lufttemperatur °C	900	1100	900	1100	900	1100
Mit dem Gas zugeführte Wärme kcal/m ³	4366	4336	1763	1763	918	918
Aufwand für Luft- und Gasvorwärmung kcal/m ³	1650,6	2072,8	611,3	767,7	587,7	738
Wärmeverluste im Abgas von 300° kcal/m ³	550,9	550,9	257,3	257,3	159,3	159,3
Gesamtnutzwärme kcal/m ³	2134,5	1712,3	894,4	738	171	20,7
Gesamtnutzwärme bezogen auf zugeführte Wärme in %	48,8	39,3	50,5	41,7	18,6	22,5

Ofenköpfe sind bisweilen auswechselbar eingerichtet. Zur Verarbeitung großer Mengen kann der Herd auf Rollwagen kippbar angeordnet werden. Nimmt man an, daß die Abgase den Ofen mit 300° verlassen, so ergibt sich die Gesamtnutzwärme (einschließlich Wand- und Strahlungsverluste) für die bei diesen Öfen möglichen Beheizungsarten mit Koks-Ofen, Misch- oder Hochofengas nach E. Diepschlag [Ztschr. Ver. Dtsch. Ing. 75, 1007 (1931)] aus vorstehender Tabelle. Da die Wand- und Strahlungsverluste eines Siemens-Martinofens ungefähr $\frac{1}{3}$ der gesamten in den Heizgasen zugeführten Wärme betragen, kann man einen derartigen Ofen nicht mit Hochofengas betreiben, wie die Tafel zeigt.

Der Wärmebedarf sinkt mit zunehmender Ofengröße. Die folgende Zahlentafel gibt die Erzeugung und den Wärmeverbrauch von Martinöfen nach E. Diepschlag [Ztschr. Ver. Dtsch. Ing. 75, 1012 (1931)] für verschiedene Fassungsinhalte:

Ofenfassung	Erzeugung t/h	Brennstoff- verbrauch kg/t	Wärme- bedarf 10^6 kcal/t
Feststehender Ofen 40 t	7,5	200	1,4
Feststehender Ofen 60 t	11,1	169	1,18
Feststehender Ofen 100 t	14,7	150	1,11
Kippofen 120 t	14,9	150	1,05
Kippofen 200 t	14,5—16	136—150	0,95—1,05

Sollen auf dem Herd Verbrennungen vorgenommen werden, so wird er als Rost ausgebildet, damit die Luft in gleichmäßiger Verteilung

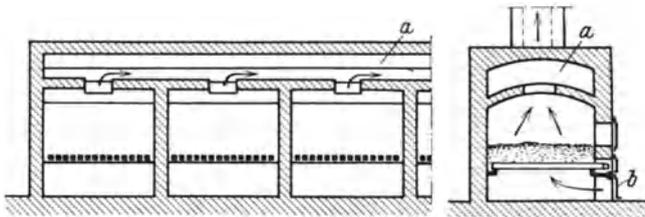


Abb. 24. Röstofen für Stückkiese.

durch das Gut dringen kann. Solche Öfen dienen beispielsweise zum Rösten stückiger Schwefelerze. In einem Ofen (Abb. 24) sind mehrere Roste aus losen Stäben nebeneinander vereinigt, die von Hand beschickt werden. Beim Rütteln und Drehen der quadratischen Roststäbe fallen die Abbrände nach unten durch. Der Kanal *a* führt die Röstgase fort. Mit Hilfe der Schieber *b* regelt man den Luftüberschuß.

b) Gefäßöfen.

Soll das Gut nicht unmittelbar der Wirkung der Feuergase ausgesetzt werden, so erhitzt man es in Gefäßen, so daß die Wärme mittelbar durch die Wandungen übertragen wird. Man kann solche Öfen unterscheiden, in denen nur ein Gefäß vorhanden ist, und solche Öfen, in welchen

mehrere Gefäße, meist in einer oder in mehreren Reihen nebeneinander untergebracht sind. Die Gefäße können vollständig geschlossen, oben oder an den Seiten offen sein. Sind die Gefäße oben offen, so geht die Wärme zum Teil auch unmittelbar wie in den Herdöfen auf das Gut über. Die Gefäße sind entweder aus einem Stück aus plastischen, keramischen Massen durch Aufschlagen, Auftreiben, Pressen, Zusammenfügen einzelner Stücke oder aus unplastischen Massen durch Gießen oder Aufstampfen hergestellt oder aus einzelnen Teilen (Platten, Steinen, Formstücken) zusammengesetzt. Je größer der Inhalt der in einem Ofen vereinigten Gefäße ist, um so geringer sind die Kosten für Anlage und Betrieb bezogen auf die Einheit des Erzeugnisses.

Öfen mit mittelbarer Wärmezufuhr sind besonders dann geeignet, wenn Erzeugnisse in verhältnismäßig kleinen Gewichtsmengen mit verschiedenen Sondereigenschaften hergestellt werden sollen, während die Herdöfen vorwiegend für große Mengen mit gleichbleibenden Eigenschaften bestimmt sind. Der Schmelzvorgang und alle sich dabei abspielenden Umwandlungen laufen zeitlich nacheinander am gleichen Ort mit geringer räumlicher Ausdehnung ab, so daß es verhältnismäßig einfach ist, diese durch Eingriffe zu beeinflussen. Die geschmolzene Masse wird entweder unmittelbar aus dem Gefäß entnommen, das dabei im Schmelzofen verbleibt, oder dieses wird aus dem Ofen entfernt. Gegenüber den Wannen- und Herdöfen haben die Öfen mit mittelbarer Wärmezufuhr höhere Schmelzkosten, da der Betrieb nur satzweise durchführbar, die Wärmeübertragung ungünstig und der Fassungsraum des Ofens verhältnismäßig gering ist. — Die Gefäße werden immer für eine begrenzte Zahl von Schmelzen verwendet, beispielsweise Gefäße für Gußstahl: 1—4, Metalle: 40—50, Weißhohlglass: 70—120, Tafelglas: 60—80, Bleiglas: 30—40; Zinkschmelzmuffeln halten 2—4 Wochen. Die höchstmögliche Lebensdauer ist jedoch in der Regel größer. Die Haltbarkeit der Schmelzgefäße hängt wesentlich von der Herstellung, insbesondere von den Rohstoffen, Formung, Trocknung und Brand, in geringem Umfang auch von der Beheizungsart im Ofen ab. Je stärker die Flammen die Wandungsteile unmittelbar treffen, um so geringer ist die Lebensdauer eines Schmelzgefäßes. — Der Querschnitt der Gefäße ist meist rund, da unrunde und ebene Flächen durch den Inhalt ungleichmäßig und stärker beansprucht werden. Sollen die Gefäße mit Hebevorrichtungen beispielsweise durch Zangen dem Ofen entnommen werden, so gibt man dem Grundriß auch eine ovale Form. Um möglichst günstige Bedingungen für die Wärmeübertragung zu erhalten, ist man bestrebt, die Wandstärken der Gefäße so dünn wie möglich auszuführen.

Den Herdöfen ähnlich sind die Hafenöfen der Glasindustrie gebaut. Die Häfen stehen meist in zwei Reihen auf Bänken vor den Arbeitslöchern, durch welche die Glasmacher die Schmelzmassen fortlaufend entnehmen. Nach Lage und Wirkungsweise der Brenner unterscheidet man Öfen mit Brennern im Herd (Bütten- und Schlitzöfen) und Öfen mit Brennern in den Wänden (Oberflämmöfen). Die Oberflämmöfen übertragen die Wärme zum größten Teil unmittelbar durch die Flamme selbst, die in horizontaler Richtung über die Häfen streicht. In den Bütten- und

Schlitzöfen gibt vorwiegend das Ofengewölbe Wärme durch Strahlung an die Häfen ab, da die Flamme selbst in der Mitte des Ofens bogenartig zur Ofensohle zurückkehrt. Die Oberflämmöfen haben den Nachteil, daß das Warmhalten schwieriger ist, da die Wärme nur von oben übertragen wird [s. Glasschmelzhafenöfen, Wärmetechnische Beratungsstelle der Deutschen Glasindustrie, Frankfurt a. M. 1926.]

Die Schmelzleistung von Hafenöfen für Hohlglas liegt nach Angaben der wärmetechnischen Beratungsstelle der Deutschen Glasindustrie [Glasschmelzhafenöfen, Frankfurt a. M. 1926] für Herdflächen von 8—16 m² zwischen 60 und 180 kg/h. Hafenöfen für Tafelglas schmelzen im Mittel etwa 150 kg Glas in 1 h. In Hafenöfen für Hohlglas sind für 6 m² Herdfläche etwa 18000 kcal/kg Hohlglas und für 20 m² Herdfläche etwa 9500 kcal/kg Glas aufzuwenden. — Bütten- und Schlitzöfen haben meist 8 bis 12 Häfen, Oberflämmöfen für Spiegelglas meist 16 Häfen.

Der Ofenraum wird besser ausgenutzt, wenn die Gefäße zur Wärmeübertragung in mehreren Reihen übereinander angeordnet werden können, wie es bei den Öfen zur Zinkdestillation üblich ist. Zinkoxyd wird in Schamotterretorten von etwa 1,5 m Länge bei 1100° durch

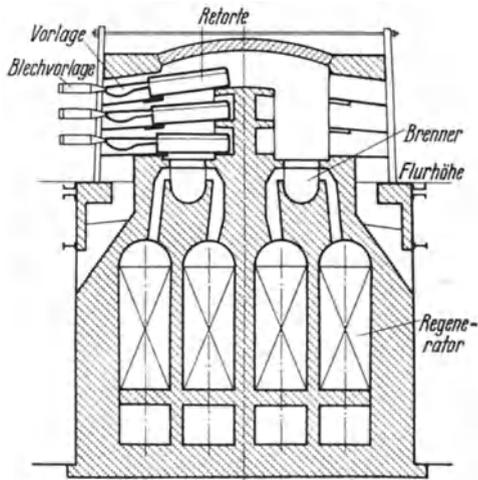


Abb. 25. Regenerativofen für Zinkdestillation, Bauart Birkengang.

Kohle reduziert. Das Gewicht einer Beschickung beträgt ungefähr 50 kg mit einem Anteil von etwa 20 kg Zink. Die entstehenden Zinkdämpfe schlagen sich in Vorlagen nieder. Die Muffeln liegen in drei oder mehr Reihen, mit ihrem hinteren, geschlossenen Ende überhöht übereinander an den beiden Ofenseiten. Die Heizgase treten in der Ofenmitte aus und verteilen sich von dort nach beiden Seiten, um die Muffelwände zu umspülen. Dabei kommt es besonders darauf an, daß alle Muffeln möglichst gleichmäßig erhitzt werden. — Bei einigen Ofenbauarten bewegen sich die Heizgase auch in der Längsrichtung des Ofens. Die aus den Vorlagen austretenden Gase gelangen in eine Verlängerung aus Blech, in der sich Reste von festen Bestandteilen niederschlagen. Die Muffeln beschickt man mit langen Löffeln, ebenso schöpft man das flüssige Zink von Hand mit langen Kellen aus. Einen Zinkofen, Bauart Birkengang zeigt Abb. 25; er besteht aus einem Oberofen mit rechteckigem Grundriß und dem Unterofen, der die Kanäle für Gas, Luft und für die Vorwärmung enthält. — Ähnliche Öfen, jedoch meist nur mit einer Reihe von Muffeln, dienen zur Herstellung von Zinkweiß. Das Zink läuft geschmolzen in die Muffeln, verdampft dort in reduzierender

Atmosphäre und verbrennt beim Austritt aus der Muffel zu Zinkoxyd. Die Gase gelangen dann in Staubkammern, wo sich das Zinkoxyd absetzt.

Zum Entgasen von Brennstoffen bei Temperaturen von etwa 900 bis 1350° ordnet man zahlreiche Retorten, Kammern oder Schächte für mittelbare Beheizung in einem gemeinsamen Ofen nebeneinander an. Die Zeitdauer der Wärmeeinwirkung beeinflusst dabei die Beschaffenheit des in den Kammern zurückbleibenden Koks und der sich in Gase oder Teere umwandelnder Anteile. Um den Wärmeübergang in die Beschickung zu erleichtern, haben die Retorten einen möglichst flachen Querschnitt. Sie können waagrecht schräg oder senkrecht im Ofen eingebaut werden. Um den Fassungsraum zu vergrößern, kann man die Erhitzungsräume mit Höhen bis zu etwa 4 m ausführen, die dann als Kammern bezeichnet werden. Man unterscheidet dementsprechend Horizontal-, Schräg-, Vertikalretorten- und -kammeröfen.

Ein Horizontalretortenofen besteht aus einer Ofenhülse, dem Retorteneinbau, dem Generator zur Erzeugung der Heizgase, der Rekuperation, dem Kamin und den notwendigen Armaturen und Verankerungen. Auf einem Fundament bauen sich parallele Pfeiler auf, die mit Gewölben überdeckt sind. In diesem Raum sind die Retorten auf besonderen Unterstützungen aus Formsteinen eingesetzt, damit keine Retorte die darunterliegende belastet. Die Heizgase umspülen, durch Schieber und Zwischenwände geführt, die Retorten so, daß sie auf ihrer ganzen Länge und alle unter sich gleichmäßig erhitzt werden. Unter dem Retorteneinsatz liegt der Generator, daneben sind die Rekuperatoren eingebaut. Statt der Rekuperatoren kann man auch hier Regeneratoren anwenden. Die Horizontalretorten von etwa 3—4 m Länge werden von Hand mit Haken entleert und mit langen Lademulden beschickt. Sie werden hierzu einseitig offen ausgeführt. Man stellt sie aus einem Stück her oder setzt sie aus mehreren Segmenten zusammen. An die Retorten sind Mundstücke angebaut, die die Verschlüsse zum Entleeren und Beschicken tragen und mit den Anschlüssen für die Steigröhren zur Fortleitung der entstehenden Gase versehen sind. Einen Ofen mit einseitig offenen Horizontalretorten und mit Generator (Bauart Bamag-Meguïn) zeigt Abb. 26. — Retorten von 6 m Länge und mehr haben an beiden Seiten Öffnungen zur Füllung und Entleerung, die besondere Lade- und Stoßmaschinen übernehmen.

Ein schräger oder senkrechter Einbau der Retorten im Ofen erleichtert wesentlich die Arbeit des Füllens und Entleerens. — Vertikalretortenöfen werden zwei-, meist dreireihig mit bis zu 18 Retorten von 4—5 m Länge in einem Ofen ausgeführt. Dabei werden immer je drei Retorten gleichzeitig gefüllt und entleert. Hierzu sind die drei Bodenverschlüsse miteinander gekuppelt und die drei oberen Mundstücke durch Rohre für den Gasabgang verbunden. — Kleinkammeröfen haben Retorten von etwa 1 m Höhe und 6—10 m Länge. Ihr Aufbau ist ähnlich dem der Retortenöfen. — Die Entgasungsräume der Schrägkammeröfen sind unter einem Winkel von 30—32° geneigt.

Zur Beschickung dienen Füllwagen, welche die Kohle aus Bunkern erhalten und an der Füllseite vorbeifahren.

Für größte Leistungen verwendet man Horizontalkammeröfen mit weiten Vergasungsräumen, die daher auch als Großraumöfen bezeichnet werden.

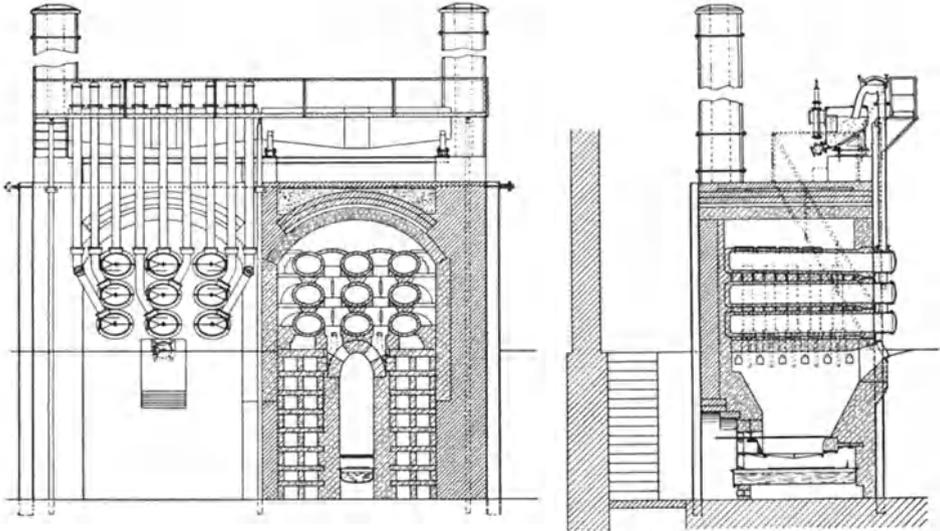


Abb. 26. Horizontalretortenofen mit Generator (Bauart Bamag-Meguïn).

net werden. Eine Ofenbatterie vereinigt in einem gemeinsamen Mauerwerk eine große Zahl von Kammern (bis 12 m Länge, bis zu 4 m Höhe und von 0,4—0,65 m Breite). Über der Batterie fahren die Füllwagen,

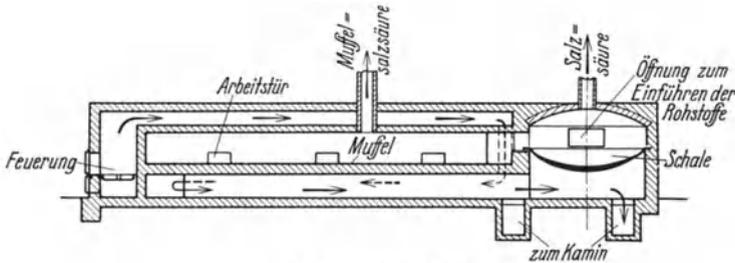


Abb. 27. Sulfathandofen.

die durch drei oder vier Öffnungen in der Kammerdecke die Kohle einfallen lassen. Ist die Garung beendet, so schiebt der Stempel einer Ausdrückmaschine den heißen Kammerinhalt zum Ablöschen heraus. Je größer die Kammer ist, um so schwieriger ist die Forderung nach gleichzeitiger Abgarung zu erfüllen. — Um die Verbrennung zu verzögern und die Wärmeeinwirkung auf einen großen Weg zu verteilen, mischt man bisweilen Abgase den Heizgasen oder der Verbrennungsluft zu. —

Auch bei diesen Öfen sind die Wärmeverluste größer als die Nutzwärme, die durch die Verkokungswärme gegeben ist. Die fühlbare Wärme in den Verkokungszeugnissen beträgt allein 70 % der aufgewandten Wärme, die Strahlungs- und Leitungsverluste etwa 10—15 %. Mit steigender

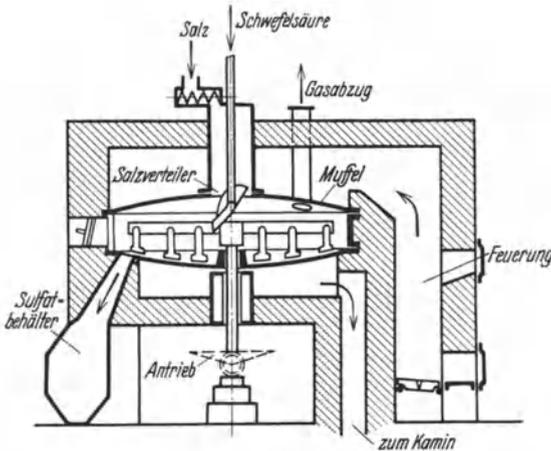


Abb. 28. Mechanischer Sulfatofen.

Arbeitstemperatur werden die Garungszeiten und entsprechend die Wärmeverluste durch Leitung und Strahlung geringer. Maßgebend für die Beurteilung eines Kammerofens sind der Wirkungsgrad der Feuerung und der Grad der Gleichmäßigkeit der Durchwärmung.

Sollen feinkörnige Stoffe oder aus einzelnen Stücken bestehende Waren hohen Temperaturen ohne direkte Einwirkung der Feuergase ausgesetzt werden, so verwendet

man Muffelöfen mit breitem Herd. — Einen Ofen mit gemauerter Muffel zur Herstellung von Sulfat mit Handbetrieb zeigt Abb. 27. Das Kochsalz wird in einer Gußeisenschale mit Schwefelsäure übergossen. Die

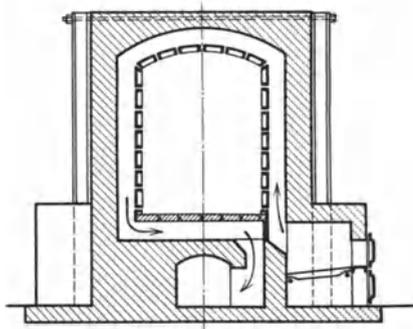


Abb. 29. Muffelofen.

entstehende Salzsäure entweicht durch ein Rohr. Das sich bildende Bisulfat wird alsdann in die nebenliegende Muffel geschoben, dort verteilt und geblüht. Die Feuergase gehen zunächst über die Muffeldecke, dann nach unten durch Züge unter die Muffel und zuletzt unter die Schale. — Da der Betrieb dieser Öfen viel Handarbeit bedingt, ersetzt man sie durch mechanische Öfen, die außerdem stärkere Salzsäuredämpfe liefern. Der eigentliche Ofenraum (Abb. 28) besteht aus einer flachen Gußeisen-

muffel, die durch eine Feuerung auf etwa 700° erhitzt wird. Die Rohstoffe fallen von oben durch einen Stutzen und eine Rohrleitung in die Muffel, werden dort von einem Kratzerrührwerk gemischt und über die Heizfläche bewegt. Die Salzsäure entweicht durch einen besonderen Stutzen. — Große flache Muffeln von 4—6 m Länge verwendet man zum Brennen von Ultramarin. Die Muffel wird ähnlich wie die eines Sulfat-handofens von oben nach unten beheizt.

Hohe Muffeln mit gewölbter Decke dienen zum Brennen keramischer Waren, die mit den Feuergasen nicht in Berührung kommen sollen. — An dem auf Abb. 29 dargestellten Ofen sind die Feuerungen an den Längsseiten angeordnet, so daß die Flammen die Muffel umkreisen. Die Zahl der Feuerungen richtet sich nach der Länge des Ofens. Damit die beiden Muffelseiten sich gleichmäßig erwärmen, sind die Feuerungen auf beiden Seiten versetzt angeordnet. — In anderen Öfen liegen die Feuerungen auch unter der Muffel, so daß die Flammen auf beiden Seiten der Muffel nach oben ziehen, wobei die unteren Muffelteile sich jedoch stärker erhitzen als die oberen.

c) Kammeröfen.

Wenn die Waren mit Feuergasen in Berührung kommen dürfen, oder wenn es möglich ist, sie durch Einsetzen in feuerfeste Kapseln (keramische Industrie) zu schützen, verwendet man Einzelkammeröfen, die ebenso wie die Muffelöfen satzweise betrieben werden. Man füllt den Ofen im kalten Zustand, setzt die Feuerungen in Betrieb, wärmt langsam vor, bringt den Ofen auf Garbrandtemperatur, hält ihn eine bestimmte Zeit in Nachglut, läßt ihn dann abkühlen und entleert ihn. — Die Brennkammer hat runden oder rechteckigen Grundriß. An Rundöfen sind die Feuerungen gleichmäßig am Umfang verteilt. Bei den rechteckigen Kammeröfen liegen die Feuerungen an einer Schmalseite oder an beiden Längsseiten. Die Feuergase können von unten nach oben aufsteigen und die Brennkammer durch Öffnungen in der Decke verlassen. Diese Führung bedingt hohen Brennstoffverbrauch, wenn das Gut sich gleichmäßig erwärmen soll. Die Flamme kann in waagerechter Richtung durch die Kammer streichen. Bei anderen Bauarten steigt sie von unten nach oben auf, kehrt unterhalb der Decke um, und zieht durch Öffnungen in der Ofensohle ab. Bei dieser Anordnung werden die Feuergase am besten ausgenutzt. Zur Beheizung dienen feste Brennstoffe oder Gasfeuerungen. Die Feuerungen für feste Brennstoffe werden entweder in die Öfen eingebaut oder als Vorbauten an die Ofenwände gesetzt. Verwendet man Gasfeuerungen, so erhöht man oft die Verbrennungstemperatur durch Einbau von Regeneratoren oder Rekuperatoren.

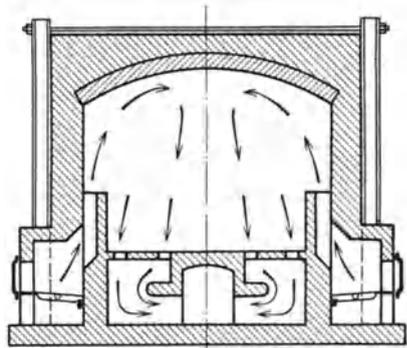


Abb. 30. Kammerofen mit zweiseitig überschlagender Flamme.

Einen Ofen mit zweiseitig überschlagender Flamme zeigt Abb. 30. Die aus den Feuerungen aufsteigenden Flammen gehen durch vier Reihen von Öffnungen in die Züge unter der Ofensohle. — Mit waagerechter Flamme arbeitet der sog. Kasselerofen nach Abb. 31. Da die Flamme sich auf dem Weg zum Kamin abkühlt, sind die Brenntemperaturen im

Ofen ungleichmäßig; es muß daher eine verhältnismäßig große Wärmemenge aufgewendet werden, um den Ofeninhalt gleichmäßig zu durchwärmen. Um die bei Beginn des Erhitzens während des sog. Schmauchens entweichenden Dämpfe schnell abzuleiten, sind im Gewölbe eine Anzahl Öffnungen angebracht, die während des Brennens verschlossen sind.

Der Temperaturverlauf von der Feuerung zum Kamin in einem satzweise betriebenen Einzelofen in Richtung des Flammenweges ist

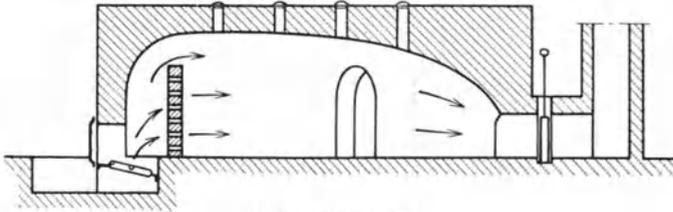


Abb. 31. Kasselerofen.

für verschiedene, in gleichen Abständen aufeinanderfolgende Zeiten t_1 , t_2 , t_3 usw. in Abb. 32 dargestellt. Der satzweise Betrieb hat zur Folge, daß die Abgase besonders im letzten Teil des Brennvorganges den Ofen noch mit hoher Temperatur verlassen, so daß der Verlust an fühlbarer Wärme in den Abgasen hoch ist. Hierzu treten die Verluste durch Auf-

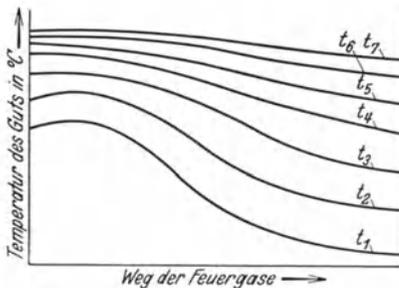


Abb. 32. Erhitzung des Gutes in einem Einzelofen.

speicherung in den Wandungen. — Wärmetechnische Untersuchungen an Rundöfen mit überschlagender Flamme für feuerfeste Erzeugnisse von W. E. Rice und R. A. Sherman [Journ. Amer. chem. Soc. 7, 738 (1924)] haben im Mittel etwa folgende Werte ergeben: Brenndauer 100—150 h; Nutzwärme 10—25%; Wandverlust 5—19%; Abgasverlust 30—50%; Wartungsverluste 4—10%; Restglied 10—20%; kg/Kohle für 1 kg Gut 0,15—0,7.

Da in einer Anlage meist mehrere Öfen nebeneinander betrieben werden, kann man teilweise die Wärme in den Abgasen dadurch ausnutzen, daß man diese in den benachbarten Ofen führt und mit ihnen den Einsatz dieses Ofens vorwärmt. Mit Schiebern absperrbare Kanäle verbinden dann die einzelnen Öfen. — Die Rundöfen der Porzellanindustrie bestehen meist aus zwei übereinandergesetzten Kammern, von denen die untere zum Glattbrand bei hoher Temperatur und die obere zum Verglühen bei geringerer Temperatur dient. Die aus der unteren Kammer tretenden Abgase ziehen durch die obere Kammer und gehen von dort in den Schornstein oder in einen dritten, über der zweiten Kammer befindlichen Glühräum.

d) Öfen mit wandernder Feuerzone.

Dadurch, daß man mehrere Einzellöfen durch Kanäle verbindet, ist ein rundlaufender, stetiger Betrieb möglich. Die Brennzone wandert nacheinander durch die Kammern. — Um diesen Arbeitsgang in einem Ofen ausführen zu können, vereinigt man eine größere Zahl von Kammern, meist 8—24 in zwei parallelen Reihen ohne Zwischenraum in einem gemeinsamen Mauerwerk. Dabei steht immer nur eine Kammer unter Vollfeuer. Die heißen Verbrennungsgase geben in den nächsten drei bis fünf besetzten und verschlossenen Kammern ihre Wärme ab, bis sie mit 100 bis 200° in die Esse gelangen. Um das Feuer schnell umschalten zu können, verwendet man dabei meist Gasbeheizung. Nach der Art der

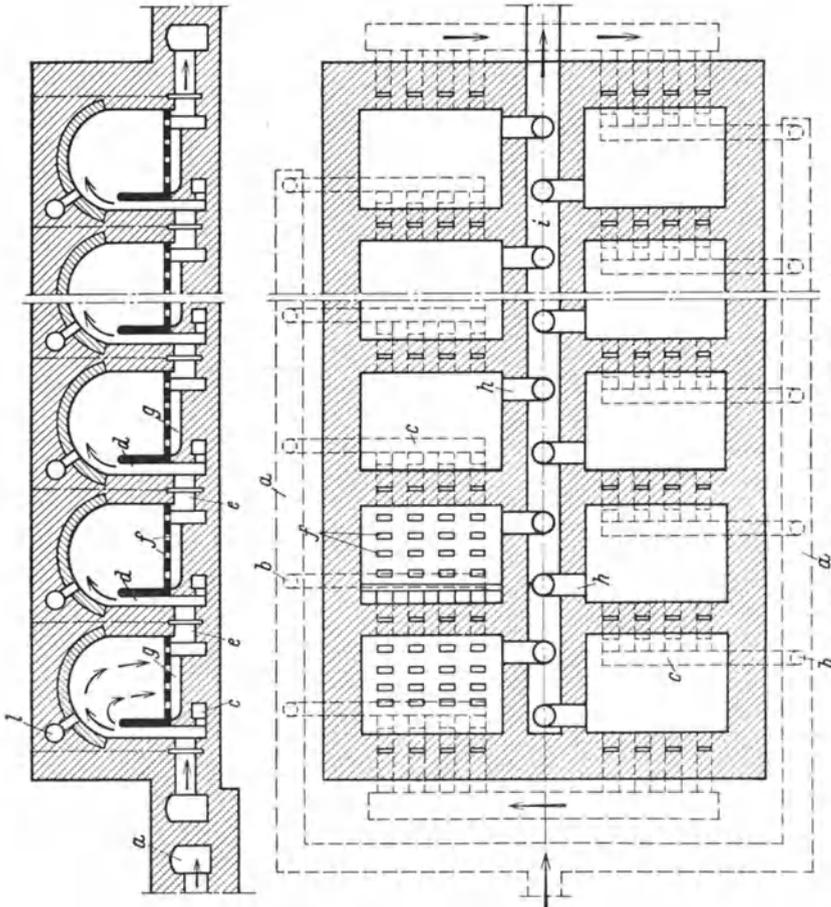
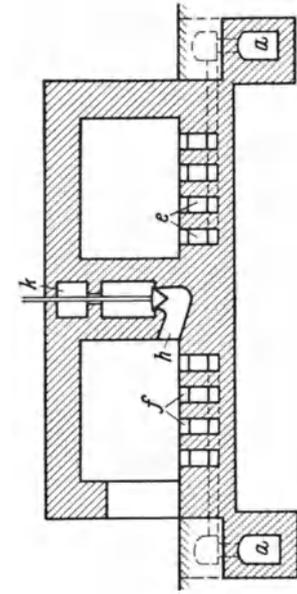


Abb. 33. Gaskammerofen nach Mendheim.

Feuerführung unterscheidet man Gaskammeröfen mit Sohlenfeuer, mit einseitig überschlagender Flamme, mit zweiseitig überschlagender Flamme, mit undurchbrochener Kammersohle und mit eingebauten Muffeln oder Halbmuffeln.

Einen Teil eines Gaskammerofens nach Mendheim mit einseitig überschlagender Flamme zeigt Abb. 33. Zwei außerhalb des Ofens verlegte Gasleitungen *a* führen durch die mit Ventilen *b* absperrbaren Kanäle *c* das Heizgas den Brennschächten *d* zu. Die notwendige Verbrennungsluft kommt vorgewärmt aus der vorhergehenden Kammer durch die Verbindungskanäle *e*, in die Absperrschieber eingebaut sind. Die überschlagende Flamme tritt durch die Öffnungen *f* in die Sohlkanäle *g*. Von dort ziehen die Abgase durch die Verbindungen *e* in die folgenden Kammern, bis sie durch einen Fuchskanal *h* in den Sammelkanal *i* zur Esse gelangen.

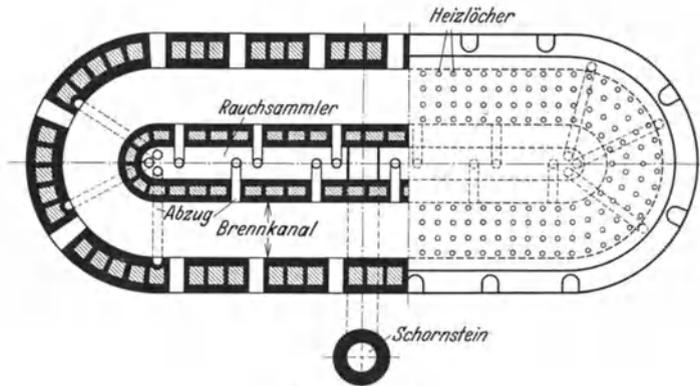


Abb. 34. Ringofen.

Zum Schmauchen dient der Kanal *k*, den Zweigkanäle *l* mit den einzelnen Kammern verbinden. In größeren Kammerräumen verwendet man meist zweiseitig überschlagende Flammen. Gaskammeröfen zeigen gegenüber satzweise betriebenen Einzelöfen eine Brennstoffersparnis von 45—60%.

Die gleiche Betriebsweise: wandernde Brennzone, Vorwärmung der Verbrennungsluft durch das heiße Gut und Erhitzung des kalten Gutes durch die abziehenden Gase im Gegenstrom kennzeichnet die Ringöfen. Sie dienen zum Brennen von Ziegeln, keramischen Erzeugnissen, Kalk, Zement, Dolomit usw. Der Ringofen besteht aus einem in sich zurückkehrenden Brennkanal, in dem von außen in bestimmten Abständen Öffnungen zum Ein- und Ausfahren des Gutes führen. Die innere Seite des Brennkanals ist durch zahlreiche, mit Glocken verschließbare Abzüge mit einem Rauchsammler in der Mitte des Ofens verbunden, der die Abgase zum Schornstein führt. Der Brennstoff wird von oben durch gleichmäßig verteilte Öffnungen in der Decke entsprechend dem Fortschreiten der Brennzone eingeworfen. Hierzu setzt man beim Beschicken des Kanals besondere Heizschächte in dem zu brennenden Gut. Nur an der Stelle, vor der die Abgase in den Rauchsammler ziehen, verschließt ein Schieber (meist aus Papier, das beim Fortschreiten des

Feuers verbrennt) den Brennkanal. Auf der anderen Seite dieser Abschlußfläche wird das gebrannte Gut ausgetragen und Rohgut eingesetzt. Durch die geöffneten Türen strömt die Verbrennungsluft dem

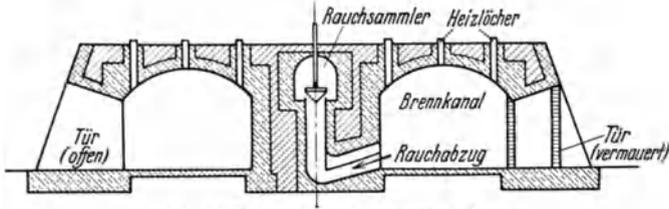


Abb. 35. Ringofen mit unterem Abzug.

heißen Gut entgegen zur Feuerzone. Entsprechend dem Fortschreiten des Brennvorganges setzt man den Papierschirm im Brennkanal weiter,

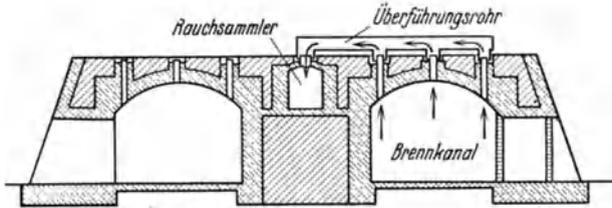


Abb. 36. Ringofen mit oberem Abzug.

verschließt die Einkarrtüren vor dem eingesetzten Gut, legt die folgenden Türen frei, öffnet gleichzeitig den jetzt am Papierschirm gelegenen Rauchabzug und schließt den vorhergehenden.

Statt der ursprünglichen runden Form des Ofens wählt man heute langgestreckte Bauarten mit runden oder eckigen Endkammern. Ein Ringofen mit runden Endkammern ist im Grundriß auf Abb. 34 dargestellt. — Alle Ringöfen können mit oberem oder mit unterem Abzug betrieben werden. Den Querschnitt eines Ringofens mit unterem Abzug zeigt Abb. 35. Bei den Ringöfen mit oberem Abzug (Abb. 36) dienen die Heizlöcher im Ofengewölbe durch Auflegen eiserner Überführungsröhre zur Verbindung mit dem Rauchsammler, wobei die Verbindungskanäle mit diesem und die Absperrglocken fortfallen. — Der Brennkanal erhält häufig andere Formen. Er kann in einem rechteckigen Ofenblock zickzackartig geführt sein. Es werden so Kammern gebildet, die von den Öffnungen an den Endseiten beschickt und entleert werden (Zickzackofen). — Macht man den Brennkanal sehr lang, so kann man zwei oder mehr Feuerstellen gleichzeitig in einem Ofen betreiben. Da Brennöfen mit rechteckigem Grundriß zu groß ausfallen

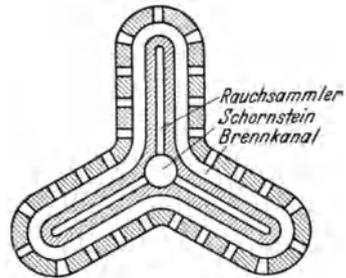


Abb. 37. Dreischenkelofen.

würden, ordnet man den Brennkanal oft in drei, vier oder fünf Schenkeln an. Auf der Innenseite des Brennkannals befinden sich in regel-

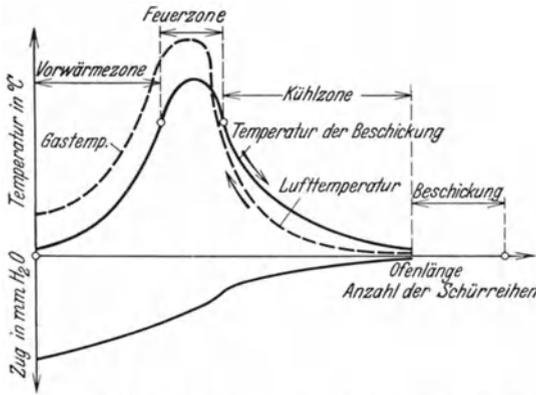


Abb. 38. Temperatur- und Zugverlauf in einem Ringofen.

mäßig fort schreitet, sind die Abszissen unmittelbar den Zeiten proportional. —

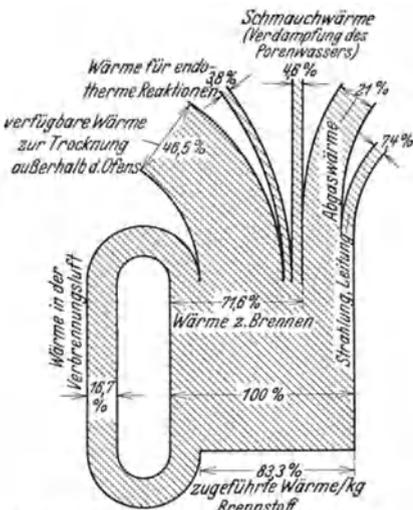


Abb. 39. Wärmestrombild eines Ringofens nach A. Buch.

mäßigen Abständen die Verbindungen zu dem in der Mitte stehenden Schornstein. Den Grundriß eines Dreischenkelofens zeigt Abb. 37.

Auch Ringöfen betreibt man zweckmäßig nach bestimmten Brennkurven, die die Temperaturverteilung in Abhängigkeit von der Ofenlänge oder der Zahl der Schürreihen für den günstigsten Temperaturanstieg und ausreichende Abkühlzeiten angeben.

Die Brennstoffersparnis beträgt die Hälfte bis zu $\frac{2}{3}$ der in satzweise betriebenen Öfen erforderlichen Mengen. Wärmeverluste treten besonders dadurch auf, daß das Mauerwerk beim Fortschreiten der Brennzonen immer wieder neu erwärmt werden muß. Diese Wärmemenge gibt das Mauerwerk nur zu einem Teil an die Verbrennungsluft wieder ab. — Beim Brennen von Ziegeln kann man nach A. Buch [Ber. Dtsch. keram. Ges. 1930, 71] für 1000 Normalsteine im Durchschnitt mit etwa 150 kg Steinkohle bezogen auf 7500 kcal/kg Heizwert der Kohle bei einer Garbrandtemperatur von 1000° rechnen. Ein Wärmestrombild für einen Ziegelringofen zeigt Abb. 39 nach der gleichen Quelle.

2. Öfen mit bewegtem Gut.

a) Drehöfen.

Die Drehöfen dienen zum Brennen, Sintern und Rösten feinkörniger und mehlartiger Stoffe. Das Ofenelement besteht aus einer langen, mit

etwa $5-7^{\circ}$ Neigung gelagerten und mit einem feuerfesten Futter ausgekleideten Trommel, die meist durch aufgesetzte Zahnkränze angetrieben wird. Das zu brennende Gut fällt am oberen Ende aus einem Aufgabeapparat ununterbrochen in die Trommel und wälzt sich den von der unteren Seite kommenden Feuergasen entgegen. Das ständige Umrollen des Gutes sichert eine gleichmäßige Wärmeeinwirkung, die besonders bei der Herstellung von Zement wichtig ist. Das gebrannte Gut gelangt unmittelbar in das Freie oder in eine besondere Kühlvorrichtung, die dabei gleichzeitig die Verbrennungsluft vorwärmt.

Die Kühlvorrichtung kann aus einer unter der Brenntrommel gelagerten Kühltrommel bestehen, in die das heiße Gut fällt. Da die Haupttrommel bei dieser Bauart entsprechend hoch gelagert werden muß, hat man den Kühltrommelteil auch in die unmittelbare Verlängerung des Drehofens gelegt. Die Kühltrommel kann dabei unabhängig vom Drehofen an diesen angebaut oder mit ihm fest verbunden sein. — Bei einer anderen Bauweise ist am Auslaufende ein Ring kleiner Kühltrommeln angeordnet. Den gleichen Zwecken dienen Schacht- und Trichterkühler unter dem Ofenauslauf, durch die kalte Luft dem heißen Gut entgegen durch besondere Einbauten gedrückt wird. Die an Drehöfen verwendeten Kühlvorrichtungen sind auf Abb. 40 zusammengestellt. Es bedeuten darin: *a* Brenntrommel, *b* Kühltrommel, *c* Schachtkühler, *d* Brennstoffzuführung.

Die Ausnutzung der Abwärme des gebrannten Gutes zur Vorwärmung der Luft verbessert die Wärmebilanz eines Drehofens erheblich. Als Beispiel zeigt Abb. 41 die durch Luftvorwärmung zurückgewinnbare Klinkerabwärme eines Zementdrehofens in % des Wärmeverbrauchs nach E. Schott [Zement 21, 318 (1932)], wobei folgende Annahmen gemacht sind: Strahlungsverluste der Kühltrommel 15%; Heizwert des Brennstoffs 6500 kcal/kg; Sinterungstemperatur 1450° ; Temperatur

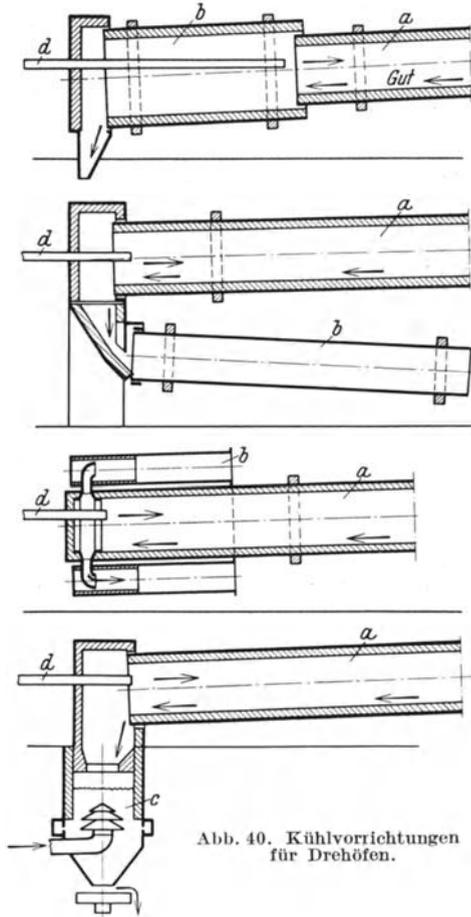


Abb. 40. Kühlvorrichtungen für Drehöfen.

der Klinker beim Verlassen des Ofens 1250°; Temperatur beim Verlassen der Kühltrommel 100°; Luftüberschuß 1,1. Wie das Schaubild zeigt, ist es möglich, den Wärmeverbrauch eines Ofens von etwa 1750 kcal/kg Klinker durch Ausnutzen der Klinkerwärme um 14% geringer zu halten. Es gelten:

Kurve 1	für eine Klinkerwärmeausnutzung von	1450° — 100°,
.. 2 1450° — 200°,
.. 3 1250° — 100°,
.. 4 1250° — 200°.

Einen wesentlichen Einfluß auf die Wärmewirtschaft hat der Abgasverlust, der je nach der Ofenlänge und der Arbeitsweise (Abhitzekeessel)

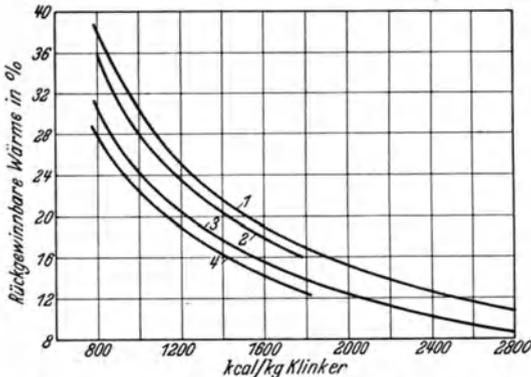


Abb. 41. Rückgewinnung der Klinkerabwärme durch Luftvorwärmung in % des Wärmeverbrauchs nach Schott.

verschieden ist. Es gibt Bauarten, die den Wärmeinhalt der Abgase so vollständig zur Vorwärmung des Gutes ausnutzen, daß die Hersteller einen Wärmeverbrauch von 1000 kcal/kg Zementklinker gewährleisten (Lepolöfen).

Bestimmte Zonen, beispielsweise die Calcinerzone oder die Sinterzone von Drehöfen für Zement, werden oft mit größerem Durchmesser erweitert um das Gut darin aufzustauen. — Die

Rohstoffe bewegen sich im Ofen nicht immer gleichmäßig vorwärts, sondern ein Teil schießt an einer Stelle bisweilen plötzlich vor und legt eine größere Wegstrecke in kurzer Zeit ohne die notwendige Wärmeeinwirkung zurück. Erweiterungen fangen diese Stoffe auf und geben ihnen dort durch die längere Aufenthaltszeit die Möglichkeit zur Wärmeaufnahme.

Die Drehtrommel eignet sich unter bestimmten Bedingungen auch zum Schmelzen mit Feuergasen. Man hat sie beispielsweise bei der Herstellung von Leblancsoda und zum Schmelzen von Metallen verwendet. Dabei arbeitet man meist satzweise. Die lange, stetig arbeitende Wälztrommel, wie sie zum Sintern und Calcinieren dient, ist zum Schmelzen weniger brauchbar, da das erweichende Gut an der Trommelfläche haften bleibt. Der zum Schmelzen verwendete Drehofen besteht aus einem auf Rollen gelagerten, verhältnismäßig kurz ausgeführten Zylinder, durch den ununterbrochen die Flammengase streichen. Infolge der Drehung mischen sich die Rohstoffe fortlaufend. Die Wärmeverluste nach außen erreichen einen Geringstwert, wenn die Länge des Zylinders gleich dem Durchmesser ist. Die Temperatur ist im ganzen Ofenraum nahezu unverändert. Eingriffe durch Zusätze sind in einfacher Weise möglich. Die großen Ofenfundamente anderer Bauarten fallen fort. Solche Trommelöfen für Schmelzzwecke arbeiten auch mit umkehrenden Flammen,

so daß eine Stirnseite der Trommel geschlossen ist und sich ein langer Flammenweg ergibt. Bereitet die Durchführung der vollen Umdrehung des Ofens Schwierigkeiten, so läßt man ihn eine hin- und herschaukelnde Bewegung ausführen.

Geht das Gut nicht unmittelbar aus dem flüssigen in den festen Zustand über, sondern bildet es in einem bestimmten Temperaturbereich eine zähe und teigige Masse, wie beispielsweise bei der Herstellung von Schmelzzement, so kann man Verbundöfen anwenden, die aus der Vereinigung von zwei verschiedenen Öfen bestehen. Zum Vorwärmen des Gutes bis zum Erweichungspunkt kann man einen Dreh- oder Schacht-ofen benutzen und dann das Gut anschließend in einen Herdofen fallen lassen, der das Gut in den flüssigen Zustand überführt. Ebenso kann man zwei Drehöfen hintereinanderschalten, beispielsweise einen langen, engen Ofen zum Vorwärmen des Gutes und einen kurzen Trommelofen mit größerem Durchmesser zum Schmelzen.

b) Rinnenöfen.

Sind die Leistungen verhältnismäßig gering, so kann man das zu verarbeitende Gut in einer Rinne erhitzen, die nach Art der Schüttel-rutschen und Wurförderer auf Federn oder Rollen hin und her schwingt. Die Rinne selbst ist, so weit sie in den Ofen ragt, aus feuerbeständigen Metallen hergestellt. Diese Rinnenöfen eignen sich sowohl zur mittelbaren, als auch zur unmittelbaren Wärmeübertragung. An dem Brenn-teil der Rinne kann ein Kühlteil und ein Sieb angeschlossen sein, die in gleicher Weise die schwingende Bewegung mitmachen.

c) Schachtöfen.

Die Schachtöfen dienen zum Brennen und Schmelzen großer Mengen stückigen Gutes, teilweise auch zur Gewinnung der dabei entstehenden Gase. Das Gut rutscht durch sein Schwergewicht in einem Schacht der feststehenden Feuerzone und den heißen Abgasen entgegen, um unten fertig gebrannt oder geschmolzen abgezogen oder abgestochen zu werden. Gegenüber den Herdöfen und den Öfen mit mittelbarer Wärmezufuhr haben sie den Vorteil, daß sie einen größeren Teil der mit dem Brennstoff zugeführten Wärme ausnutzen, daß die zur Wärmeübertragung auf das Gut verfügbaren Flächen im Verhältnis zu den Oberflächen des Ofenraumes und im Verhältnis zur Menge des Gutes groß sind, daß diese Menge im Vergleich mit der Entnahme erheblich höher ist, daher geringere Abmessungen sich ergeben und die bebaute Grundfläche bei gleicher Leistung geringer ist.

Die Schachtschmelzöfen haben meist die Aufgabe Erze zu reduzieren und dabei die in den Rohstoffen vorhandenen, sonstigen Bestandteile in eine im Metall unlösliche, durch besondere Zuschläge beeinflusste Schlacke zu überführen. Die Schachtschmelzöfen arbeiten in der Regel stetig. Die Brennstoffe werden oben mit den Rohstoffen und den Zuschlägen schichtenweise aufgegeben. Das Verfahren bedingt, daß die Roh- und Brennstoffe großstückige Formen haben müssen. Feinerze werden daher vor der Verarbeitung in Schachtöfen durch Sintern

stückig gemacht, was sich bei dem Betrieb mit Herdöfen erübrigt. Das Innere des Schachtes ist während des Betriebes nicht zugänglich, so daß Gründe von Störungen schwerer festzustellen sind als bei Herdöfen. Als Brennstoff kann man nur Koks und Holzkohle verwenden, während Herdöfen mit jedem beliebigen Brennstoff beheizt werden können, wenn er nur die notwendigen Temperaturen liefert.

Das geschmolzene Metall, das sich im untersten Teil bei der mit Tiegeltstellung bezeichneten Bauart fortlaufend sammelt, wird von Zeit zu Zeit durch eine Öffnung im Mantel abgestochen. Bilden sich mehrere

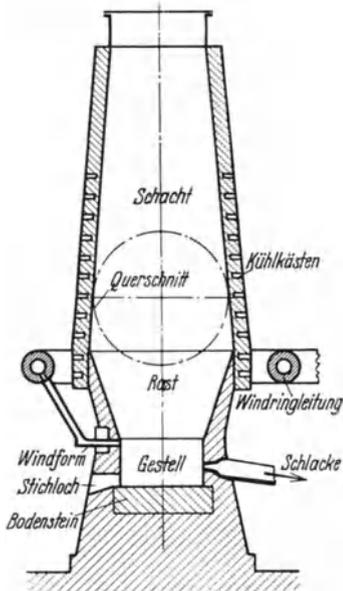


Abb. 42. Hochofen.

Schichten beim Schmelzen, beispielsweise Metall und Schlacke, so können diese aus getrennten, in entsprechenden Abständen übereinanderliegenden Öffnungen abgelassen werden. Bleischachtöfen erhalten häufig einen selbsttätigen Abstich. Hierzu geht von dem tiefsten Punkt des Ofens ein schräger Kanal nach außen, aus dem das Blei infolge des Druckes der im Schachtiegel angesammelten Schmelze nach außen fließt. – Aus einzelnen Schachtöfen bestimmter Bauart läuft die Schmelze in einen besonderen Sammelraum, den sog. Vorherd, aus dem sie in größeren Zeitabständen entnommen wird (Beispiele: Vorherd von Kupolöfen für Gußeisen und Schachtöfen für Kupfer). Der Vorherd von Kupferschachtöfen hat die Aufgabe, die geschmolzenen Massen nach dem spezifischen Gewicht zu trennen und als Speicher für die Konverteranlage zu dienen, wenn der Stein verblasen werden soll. Die Schlacke läuft dabei stetig über eine Überlaufrinne im Vorherd ab.

Friert die Masse leicht ein, so wird der Herd mit abnehmbaren Seitenwänden gebaut. Das ständige Abfließen der geschmolzenen Stoffe in einen Vorherd durch die sog. Spurzustellung hat bei der Verarbeitung eisenhaltiger Metallerze den Vorteil, daß solche Eisenbestandteile nicht im Ofen, sondern nur im Vorherd erstarren können. Das Profil der zum Erschmelzen von Roheisen dienenden Hochöfen (Abb. 42) besteht aus zwei abgestumpften, mit den Grundflächen zusammenstoßenden Kegeln, so daß sich im unteren Teil des Schachtes eine Erweiterung, der sog. Kohlensack, bildet. An den unteren Kegel, die Rast, schließt sich nach unten ein zylindrischer Teil, das Gestell, an, das als Sammelraum für das flüssige Eisen und die Schlacke dient. Oberhalb des Gestells führen mehrere am Umfang gleichmäßig verteilte Düsenstöcke die Verbrennungsluft (den Wind) zu. Die Verhältnisse der einzelnen Abmessungen der Schachtteile zueinander richten sich nach den Eigenschaften der zu verarbeitenden Erze. Der Inhalt eines

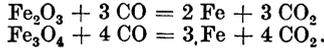
Hochofens beträgt etwa 400—1000 m³, seine Höhe liegt zwischen 20 und 30 m.

Um die Haltbarkeit der feuerfesten Ausmauerung eines Hochofens zu verbessern, ist eine ausgiebige Kühlung erforderlich. In das Schachtmauerwerk baut man von Wasser durchflossene Kühlkästen ein. Der unterste Teil des Ofens wird häufig mit Wasser berieselt. Gestell und Rast sind außerdem durch einen starken Panzer aus Stahlblechen oder Stahlgußstücken gesichert. — Das Gewicht der oberen Ofenteile nimmt bei den in Deutschland üblichen Bauarten ein besonderes Stahlgerüst auf, das den Ofen umgibt. Dieses trägt auch die ringförmig um den Ofen gelegte Heißwindleitung, die den wassergekühlten Düsenstöcken die erhitzte Luft zuführt. Die Zahl der Windformen beträgt meist 8—12. — Die obere Öffnung des Schachtes schließt eine schleusenartig wirkende Vorrichtung, der Gichtverschluß, ab, um die brennbaren Gichtgase durch eine seitlich am oberen Schachtende angeordnete Gasleitung abführen zu können. Er besteht meist aus zwei übereinander angeordneten Trichtern mit zwei nacheinander betätigten Absperelementen. Damit ist ein sicherer Abschluß des Ofenraumes beim Einlassen der Beschickung gegeben, so daß Gasverluste und Schwankungen des Gasdruckes vermieden werden. — Zur Förderung der Beschickung auf die Gicht dienen meist Schrägaufzüge mit Kipp- oder Trichterkübeln, welche die Rohstoffe aus den Bunkern entnehmen und unmittelbar durch den Gichtverschluß dem Ofen zuführen. — Zum Verbrennen von 1 t Koks sind in einem Hochofen etwa 4400 m³ Luft erforderlich. Diese liefern große Kolbengebläse, in einzelnen Fällen auch Turbogebläse mit einem Überdruck von 0,5 bis 1 at. Die oben den Öfen entnommenen Gichtgase dienen teilweise dazu, in den sog. Winderhitzern den in den Ofen gehenden Gebläsewind auf 700—800° vorzuwärmen und damit durch Heben des ausnutzbaren Temperaturgefälles den Wärmebedarf des Hochofens zu verringern. Diese Wärmeaustauscher bestehen aus Blechzylindern von 25—35 m Höhe und 6—8 m Durchmesser, die teilweise mit feuerfesten Steinen gitterartig ausgefüllt sind. Die Winderhitzer arbeiten nach Art der Regeneratoren und sind daher in bestimmten Zeiten umzuschalten, wenn sie durch die Verbrennung der Gichtgase eine ausreichende Wärmemenge aufgespeichert oder diese an die durchströmende Gebläseluft abgegeben haben. Zu einem Hochofen gehören mindestens drei Winderhitzer.

Die Temperaturen im Hochofen müssen bestimmte Höhen erhalten, damit die Reaktionen im Ofen in der günstigsten Richtung verlaufen. Zur Erhaltung des thermischen Gleichgewichts muß auch die zugeführte Windmenge möglichst unveränderlich bleiben. Nehmen also die Widerstände im Ofen aus irgendeinem Grunde zu, so muß der Winddruck entsprechend vergrößert werden. Die Zeit, in der die Gase den Ofen durchheilen und damit auf die Beschickung einwirken können, beträgt etwa 5—6 s, während die Durchsatzzeit der festen Stoffe je nach ihren Eigenschaften zwischen 8 und 20 h liegt.

In der oberen Zone wärmen die aufsteigenden Gase bei etwa 400° die oben eingeworfenen Rohstoffe vor. In der darunterliegenden Zone

reduziert das in dem untersten Schachtteil entstandene Kohlenoxyd bei etwa 500—900° einen Teil des Erzes zu schwammförmigem Eisen nach den Gleichungen:



In der Nähe der größten Schachterweiterung nimmt das schwammförmige Eisen bei etwa 850° durch Zerfall von Kohlenoxyd nach der Gleichung: $2 \text{CO} = \text{CO}_2 + \text{C}$ Kohlenstoff auf (Kohlungszone), wird dadurch leichter schmelzbar und gelangt dann in die Schmelzzone, wo sich bei 1100—1400° die flüssige Schlacke bildet. Bei diesen Temperaturen reduziert der Kohlenstoff den Hauptteil des Eisenerzes zu

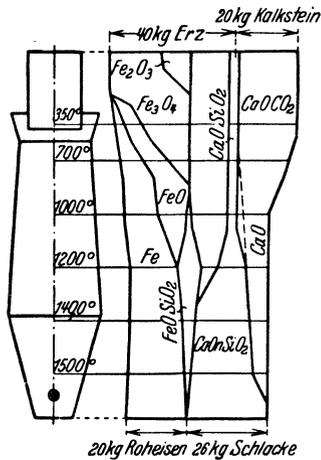


Abb. 43. Zusammensetzungen in einem Hochofen nach Bohm.

Eisen nach $\text{FeO} + \text{C} = \text{Fe} + \text{CO}$ und aus den Bestandteilen der Erze Mangan, Phosphor, Silizium, die in das Eisen gehen, während der Schwefel größtenteils vom Kalk der Schlacke aufgenommen wird. Kohlendioxyd bildet sich dort, wo ausreichend Sauerstoff vorhanden ist, also besonders in der Nähe der Windformen, wird aber nach $\text{C} + \text{CO}_2 \rightleftharpoons 2 \text{CO}$ zu erheblichen Teilen wieder zu CO reduziert. Die Gichtgase enthalten etwa 24—28 Vol.-% CO und 12—16 Vol.-% CO₂. Das Gleichgewicht CO₂ : CO sollte sich entsprechend den Temperaturen und den Reaktionsgeschwindigkeiten einstellen. Da die Gasgeschwindigkeit sehr hoch ist, werden die theoretischen Gleichgewichte nicht vollständig erreicht.

Die einzelnen Reduktionsstufen liegen nicht in parallel abgegrenzten, waagerechten Schichten, sondern verteilen

sich von der Hauptzone der betreffenden Reaktion auch nach oben oder unten, so daß in bestimmten Ofenquerschnitten verschiedene Reaktionsstufen nebeneinander bestehen. Abb. 43 zeigt die Zusammensetzung der Beschickung eines Hochofens nach Versuchen von Bohm [Stahl u. Eisen 46, 1955 (1927); F. Sauerwald, Physikalische Chemie metallurgischer Reaktionen, S. 129. Berlin 1930]. — Da der Schmelzvorgang je nach der Entfernung von den Winddüsen verschieden verläuft, rutschen auch die darüberliegenden Schichten besonders bei großen Ofenquerschnitten verschieden nach. Die Mitte der Hochofenbeschickung kommt langsamer zur Reaktion als der Umfang.

Veränderungen des Wärmegleichgewichts, beispielsweise durch Änderung in der Zusammensetzung der Gicht, beeinflussen den Verlauf der einzelnen Reaktionen. Sinken beispielsweise die frei werdenden Wärmemengen, so geht die unmittelbare Reduktion nach $\text{FeO} + \text{C} \rightarrow \text{Fe} + \text{CO}$ im untersten Teil des Ofens unvollkommen vor sich, so daß Eisenverbindungen teilweise in die Schlacke gehen und diese dunkel färben (Rohgang des Ofens). Andererseits darf die Windtemperatur nicht

beliebig gesteigert werden, da dann die Ausgleichsvorgänge zwischen Gasen und festen Stoffen nicht in der gewünschten Weise ablaufen würden und sich insbesondere die Kohlenstoffabscheidung nach

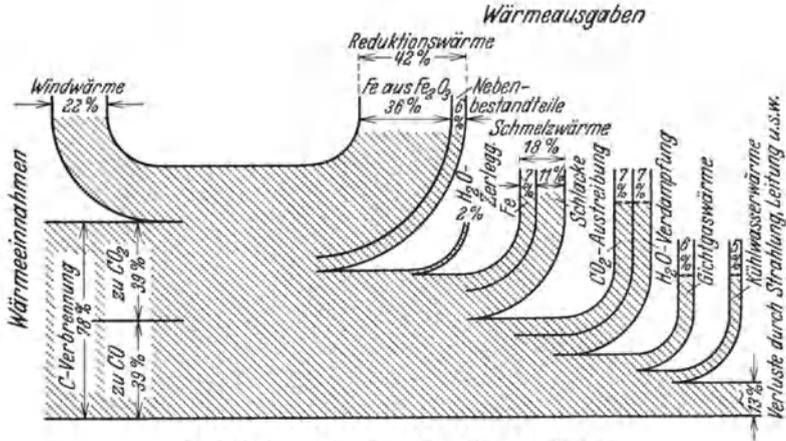


Abb. 44. Wärmeflußschaubild eines Hochofens.

$2\text{CO} \rightleftharpoons \text{CO}_2 + \text{C}$ verstärkt. — Erhebliche Störungen können ungleichmäßiges Niedergehen der Beschickung und Hängen bleiben verursachen, das zu plötzlichem Niederstürzen der Beschickung im Ofen und auch zu Explosionen führen kann. Solche Vorgänge sucht man zu verhüten durch die Wahl eines geeigneten Schachtprofils, beispielsweise steile, niedrige Rast, weites Gestell, großen Rohstoffdurchsatz, Vermeiden feinkörniger Beschickung (Agglomerierung von Erzen), hohe Festigkeit des Brennstoffes, gute Verteilung der Beschickung auf den Ofenquerschnitt und gegebenenfalls vorübergehende Erhöhung des Winddruckes und Vermehrung des Brennstoffes.

Die verhältnismäßig günstige Wärmeausnutzung eines Hochofens zeigt als Beispiel das Wärmeflußschaubild auf Abb. 44 für einen Hochofen zur Erzeugung von Gießereirohisen aus Minetteerzen nach Angaben von B. Osann [Stahl u. Eisen 1916, 477, 530, 783].

Die tägliche Leistung eines Hochofens beträgt im Mittel etwa 500—1000 t. Die Eisenausbeute aus der Beschickung beträgt meist 30—55%. Zur Erzeugung von 1 t Roheisen sind etwa 800—1250 kg Koks notwendig.

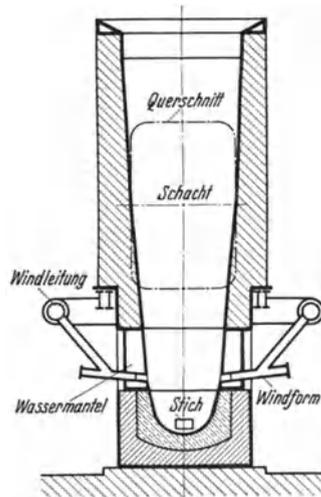


Abb. 45. Bleischachtelofen.

Das Profil der zum Schmelzen von Metallerzen dienenden Schachtöfen (Abb. 45) ist nach unten entsprechend der Volumenverminderung beim Schmelzen und Verbrennen stark zusammengezogen. Der waagerechte Querschnitt des Ofens ist, um mehr Platz für die zum Einpressen der Verbrennungsluft notwendigen Windformen zu haben, meist rechteckig. Dabei kann der Ofen beliebig breit gebaut sein, ohne daß der Winddruck verstärkt werden müßte. Die Wandungen des unteren Teiles des Ofens bildet in der Regel ein Wassermantel, der sich bei manchen Öfen bis dicht unter die Gichtbühne erstreckt. Er besteht aus meist geschweißten, eisernen, flachen Kästen, die miteinander verbunden sind und von Kühlwasser durchströmt werden. Der Wassermantel macht den Betrieb von den Eigenschaften der feuerfesten keramischen Baustoffe unabhängig. Für die Höhe der Schachtöfen zum Schmelzen von Metallen haben sich aus der Erfahrung bestimmte, günstigste Werte ergeben; Bleischachtöfen sind beispielsweise meist 6—8 m, Kupferschachtöfen 4—8 m, Quecksilberschachtöfen 6—10 m hoch.

Auch wenn die Schachtöfen lediglich zum Brennen bestimmt sind, das Gut also nicht in die flüssige Phase übergehen soll, beheizt man den Ofen meist mit festen Brennstoffen. In Einzelfällen hat man auch Gasfeuerungen angewendet. — Ist das Gut feinkörnig oder staubartig, so mischt man den Brennstoff unmittelbar den Rohstoffen bei und stellt daraus Briketts oder andere Formlinge her. Soll das Gut mit dem Brennstoff nicht in Berührung kommen, so ordnet man die Feuerungen außerhalb des Ofens an seinem unteren Ende gleichmäßig am Umfang verteilt an und läßt nur die Feuergase durch das Gut ziehen. Diese Anordnung hat jedoch den Nachteil, daß man die Verbrennungsluft nicht zum Abkühlen des Gutes verwenden kann, da der Schacht an seinem unteren Ende verschlossen sein muß. Das Gut muß daher in diesem Fall heiß aus dem Ofen gezogen werden. Verwendet man jedoch außenliegende Halbgasfeuerungen, so kann man Luft, die das Gut kühlt und sich selbst vorwärmt, auch von unten zur Verbrennung der in den Schacht gelangenden Gase einlassen.

Brennöfen, die mit verhältnismäßig geringen Temperaturen arbeiten, kann man mit natürlichem Zug betreiben. Der Ofenschacht erhält meist eine schornsteinartige Verlängerung. Der Brennvorgang verläuft verhältnismäßig langsam, so daß die Leistung gering ist. — Arbeitet man mit künstlichem Zug, so kann das Gebläse die oben austretenden Ofengase absaugen (Unterdruck im Ofen), was zweckmäßig ist, wenn die Ofengase weiter verwertet werden sollen; es kann auch die Luft in den Ofen drücken, wobei im Ofen Überdruck entsteht. — Der Ofen erhält einen gasdichten Mantel, der durch Mauerwerk gebildet wird, das von Bändern zusammengehalten wird. Es kann auch ein Blechmantel vorgesehen werden, der ein feuerfestes Futter enthält.

Arbeitet der Ofen mit drückendem Gebläse, so muß das untere Ende des Ofens verschlossen sein, damit die Gase infolge des Überdruckes im Ofen dort nicht heraustreten. Für Brennöfen mit höheren Pressungen sind dann besondere Austragvorrichtungen für das gebrannte Gut notwendig. Sie bestehen meist aus zwei oder drei, in einem dichten

Gehäuse hintereinandergeschalteten Klappenschleusen. Die folgende Klappe öffnet sich erst, wenn die vorhergehende geschlossen ist. Die Beschickungssäule ruht dabei auf einem mechanisch bewegten Rost, der gleichzeitig die Aufgabe hat, das gebrannte Gut zu zerkleinern. Hierzu dienen Drehroste, die sich entweder dauernd in einer Richtung drehen oder eine hin und her pendelnde Bewegung ausführen, oder Walzenroste, die aus zwei oder vier parallelen, gezahnten Brechwalzen bestehen, oder Schieberoste mit zwei oder mehreren, ebenen, gegeneinander laufenden Rostteilen.

Damit die Luft sich gleichmäßig über den Schachtquerschnitt verteilt, legt man meist einen Ringkanal um den Schacht, aus dem die Luft durch eine Reihe von Öffnungen oder Düsen in den Schacht tritt. In Brennöfen durchzieht die Luft entweder den ganzen Schacht von unten bis oben oder ein Teil tritt darüber (in Zementschächten beispielsweise unmittelbar unter der Sinterzone) ein. Die im mittleren Teil des Ofens eingeleitete Luft drängt die von unten aufsteigende, vorgewärmte Luft mehr oder weniger nach innen. Durch Regelung der beiden Luftmengen ist man daher in der Lage, die Luftmengen auf den Querschnitt zu verteilen und damit auf die räumliche Lage und Form der Sinterzone einzuwirken. — Die Windpressung beträgt für stückiges Gut in Brennöfen 500—800 mm WS, in Einzelfällen bis zu 1000 mm WS, in Schmelzschächten für Kupfer 1000—1200 mm WS, für Blei 400—600 mm WS bei Verarbeitung grobstückiger Erze, 2000 mm WS, wenn die Beschickung feinstückig ist, und in Hochöfen für Roheisen 6000—12 000 mm WS. Schachterweiterungen vermindern den Strömungswiderstand.

Das Gut geht in einem Schachtofen nicht gleichmäßig nieder [s. auch B. Block: Kalkbrennen, 2. Aufl. Leipzig: Otto Spamer]. Schwierigkeiten entstehen, wenn die Abwärtsbewegung stockt und das Gut hängen bleibt, beispielsweise, weil die Beschickung ein Gewölbe bildet oder weil das Gut beim Erweichen anbackt. Um solche Störungen zu verhindern, erweitert man den Querschnitt im unteren Teil des Schachtes. Man hat auch den Schacht geteilt und diese Teile versetzt, so daß das Gewicht der Beschickung unterteilt wird. Eine solche Bauart stellte der in der Zementindustrie früher viel gebaute Dietzsch-Ofen dar. Ein flammofenartiger Herd verbindet dabei die beiden Schachtteile. Im unteren Schacht befindet sich die Kühl- und Garbrandzone; der obere Schacht dient zum Vorwärmen, so daß die sinternen Massen vom Druck der Rohsteine entlastet sind. Durch Seitentüren in dem nahezu horizontalen Verbindungsteil wird das vorgewärmte, rotglühende Gut in den Brennschacht hinübergezogen.

Die Leistung der Schächtofen ist sehr hoch, da das Gut ununterbrochen mit erheblicher Geschwindigkeit den verhältnismäßig kurzen Schacht durchwandert. In der Zementindustrie leistet ein Schachtofen von 2,5 m Durchmesser und 10 m Höhe im Dauerbetrieb etwa 100 t, bei einem Durchmesser von 3 m etwa 120 t und mit hohen Windpressungen 150 t täglich. — In den Schächtofen zum Brennen laufen die Reaktionen besonders in den oberen Teilen des Ofens ab. In einem Schachtofen

zum Zementbrennen ist beispielsweise die Trocknungszone nur 0,5—1 m hoch. Die Calcinerzone fällt mit der Sinterzone nahe zusammen. In einer Tiefe von 1,5—2 m ist die Sinterung meist bereits zu Ende. Im übrigen Teil des Schachtes kühlen sich die Klinker ab.

Einen mit natürlichem Zug arbeitenden Schachtofen zum Brennen von Kalkstein mit unmittelbarer Zumischung des Brennstoffes zeigt Abb. 46. Der fertiggebrannte Kalk wird durch Türen am unteren Ende in Wagen gezogen. Dabei

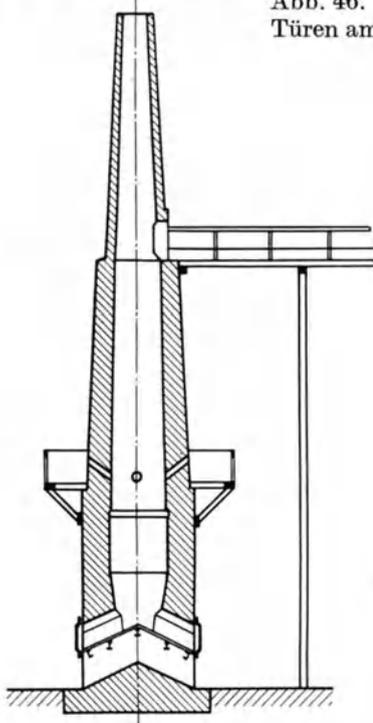


Abb. 46. Schachtofen mit natürlichem Zug zum Brennen von Kalkstein.

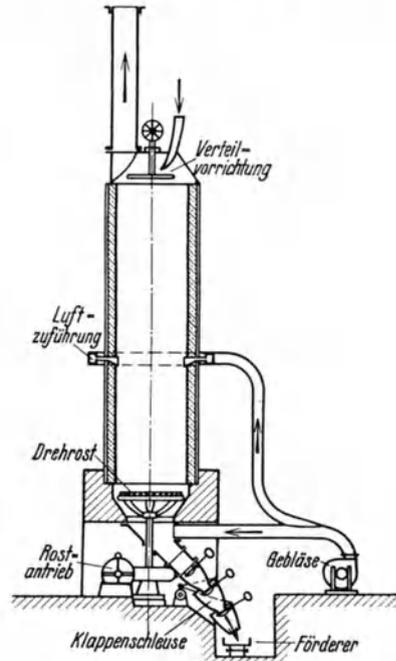


Abb. 47. Schachtofen mit Drehrost.

rutscht die Beschickung selbsttätig nach. Die Verbrennungsluft tritt unten durch einen Rost ein. Solche Öfen liefern in 24 h etwa 5—20 t gebrannten Kalk bei einem Koksverbrauch von etwa 17—20%. — Ein Schachtofen mit künstlichem Zug, einer Windeinführung unten und einer zweiten Zuleitung darüber ist auf Abb. 47 dargestellt. Hier ruht das gebrannte Gut auf einem mit zahlreichen Durchbrechungen versehenen Drehrost, der die abgeriebenen und abgescherten Stücke in eine Austragschleuse fallen läßt.

d) Tunnelöfen.

Auch in den besonders in der Feinkeramik eingeführten Tunnel- oder Kanalöfen bleibt die Feuerzone örtlich an der gleichen Stelle,

so daß nur ein kleiner Teil des ganzen Ofens mit hohen Temperaturen betrieben wird. Das zu brennende Gut bewegt sich auf Wagen mit feuerfesten Böden langsam durch einen aus feuerfesten Steinen aufgemauerten, geraden Kanal. Die Wagen werden an dem mit dem Schornstein verbundenen Ende durch eine Schleuse eingeschoben. Aus der Vorwärmzone gelangt das Gut in die Feuerzone und von dort in die Kühlzone, wo die von dem Ausfahrende zuströmende Luft sich an dem heißen Gut erwärmt. Feste Brennstoffe können unmittelbar von oben, ähnlich wie bei Ringöfen, in das Brenngut eingeworfen werden. Gasförmige Brennstoffe treten durch seitliche Öffnungen in die Feuerzone. — Die Wagen werden außerhalb des Ofens be- und entladen. Die Brenngeschwindigkeit läßt sich durch schnelleres oder langsames Durchdrücken der Wagen leicht regeln. Ein Tunnelofen arbeitet nur bei vollem Betrieb wirtschaftlich. Die Ersparnisse an Brennstoff betragen im Vergleich mit satzweise arbeitenden Einzelöfen etwa 50—70%, je nach der Ofenbauart und den Eigenschaften des Brenngutes.

Um die Wagensohle gegen den unteren Teil des Kanals, in dem die Laufgestelle und Schienen sich befinden, abzudichten, sind die Wagen mit Bordleisten versehen, die in eine mit Sand gefüllte Rinne hineinragen. Bisweilen verwendet man auch Asbestdichtungen. — Tunnelöfen werden auch ganz oder teilweise als Muffelöfen gebaut. Die Heizgase umlaufen den durch eine Muffel gebildeten Brennkanal meist spiralartig. — Häufig wird die eintretende Verbrennungsluft ganz oder teilweise mittelbar dadurch vorgewärmt, daß sie durch Kanäle in den Wandungen der Abkühlzone zu den Feuerungen strömt. — Bei anderen Bauarten sind beiderseits des Kanals lange Brennkanäle angelegt, die mittelbar durch ihre Wandungen die Wärme einer Gasfeuerung auf das Gut übertragen; die Länge der Feuerkammern beträgt dabei etwa $\frac{2}{3}$ der Ofenlänge. Die durch die Kühlzone gegangene Luft erreicht annähernd Garbrandtemperatur, wenn sie in die Verbrennungsrohre eintritt. — Bei einer weiteren Bauweise bilden die einzelnen Wagen für sich Kammern dadurch, daß die Vorderwände des Besatzes der einzelnen Wagen dicht abschließen. Das Gewölbe ist dabei mit verschiedenen Höhenlagen ausgeführt. Durch diese Führung werden die Feuergase gezwungen, in Schlangenlinien durch den Ofenkanal zu gehen.

e) Wannenöfen.

Wannenöfen dienen nur zum Schmelzen, insbesondere von Glas, so daß glastechnische Regeln maßgebend ihren Bau bestimmen. Man unterscheidet Tageswannen, die so betrieben werden, daß nachts geschmolzen und am Tage ausgearbeitet wird, und Dauerwannen, die stetig arbeiten. Neben den üblichen Bauarten führt man in Einzelfällen die sog. Stiefelwannen aus. Sie haben einen kurzen Schmelzherd, aus dem die geschmolzene Masse von unten durch hohle Kästen nach außen tritt. — Die Wannenöfen bestehen aus einem kanalartigen Ofenraum, durch den die Flammgase quer zur Strömungsrichtung der Schmelzmasse streichen. Meist arbeitet man mit Regenerativfeuerungen und Umkehrflammen, in kleinen Wannen auch mit

Rekuperatoren. — Durch das Einlegen der Rohstoffe und die Entnahme an der Arbeitsseite fließt die Masse allmählich durch den Ofen (s. auch S. 738). Das Gefälle wird dabei durch die Länge der Wanne bestimmt. Um die Oberflächenströmung zurückzuhalten, führt man bisweilen Trennwände im Ofenraum aus oder baut Schwimmer ein, die den Schmelz- und Läuterteil von der Arbeitswanne abteilen und eine kräftige Be-

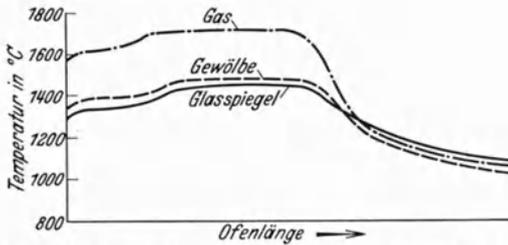


Abb. 48. Temperaturverlauf in der Längsrichtung einer Glaswanne.

heizung der Glasmasse im Schmelzraum zulassen. Der als Arbeitswanne dienende Teil wird meist nicht beheizt. An großen Wannen sind die Brenner beiderseits des Ofenraumes angeordnet. Man unterscheidet Schachtbrennerwannen mit nur einer oder wenigen Brenneröffnungen in größeren

Abständen und Galeriebrennerwannen mit zahlreichen Brenneröffnungen nebeneinander. — Die mittleren Temperaturen der Badoberfläche und des Gewölbes hängen von der Bauweise und der Beheizung ab. Den Temperaturverlauf in der Längsrichtung einer Glaswanne zeigt Abb. 48 nach Angaben der wärmetechnischen Beratungsstelle der deutschen Glasindustrie [Glasschmelzwannenöfen, S. 27. Frankfurt a. M. 1927].

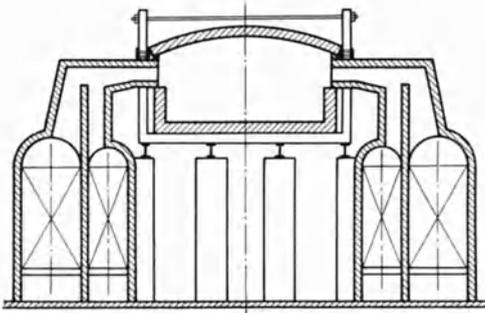


Abb. 49. Regenerativwanne mit Generatorgasbeheizung.

Beiderseits des Ofens sind die Regeneratoren angeordnet. Der Raum unterhalb des Wannenbodens ist vollkommen frei. — Ein Wärmeflußschaubild einer Tafelglaswanne ist auf Abb. 50 nach W. Müllensiefen [Glastechn. Ber. 7, H. 5, 199 (1929)] dargestellt. Es bezieht sich auf einen Ofen von 24,9 m Länge und 4,5 m Breite, der in 1 h 844 kg Gemenge verarbeitete. Die Wannenöfen ergeben gegenüber den Hafenöfen einen um 25—50% geringeren Wärmeverbrauch.

Bei der stetigen Arbeitsweise läuft der Schmelzvorgang im ganzen Herdraum beim Durchgang des Gutes von der Einlegestelle zur Entnahme ununterbrochen ab, so daß jedem Ort ein zeitlich annähernd gleich-

bleibender Zustand der Schmelze entspricht. An den stetig betriebenen Wannen für Glas unterscheidet man meist einen beheizten Teil, der den Schmelzraum und den Läuterraum umfaßt, und einen unbeheizten Teil, der zum Abstehen des Glases auf die Arbeitstemperatur dient. Das Verhältnis der beheizten Fläche zur gesamten Herdfläche von Wannenöfen liegt meist zwischen 55 und 60%.

Die Schmelzleistung eines Wannenofens hängt von der Flammentemperatur und der Wärmebelastung, d. h. der spezifischen Wärmezufuhr (gemessen in kcal/m² h oder in kg Brennstoff je m² beheizte Herdfläche in der Zeiteinheit) ab. Nach J. Lamort [Glastechn. Ber. 9, H. 1, 30 (1931)] nimmt sie mit steigender Wärmeleistung nach einem annähernd linearen Gesetz zu. Der Brennstoffverbrauch sinkt mit steigender Belastung nach einem hyperbolischen Gesetz bis zu bestimmten Grenzwerten. Eine Steigerung der Schmelzleistung durch Erhöhen der Temperatur ist nur in geringen Grenzen möglich, da die Beanspruchung der feuerfesten Baustoffe zu hoch wird. So haben beispielsweise nach T. C. Moorshead [Glass Ind. 35, 279 (1927)] Glaswannenöfen bei einer Schmelzleistung von 0,9—1,07 t/24 h/m² eine verhältnismäßig günstige Lebensdauer, die bei 1,30 t/24 h/m² um 25% und bei 1,8 um etwa 50% geringer wird. Es ergibt sich dabei für den Ofen eine günstigste Schmelzleistung, die im Betrieb nicht überschritten werden darf. Ist diese erreicht, so kann nur eine Vergrößerung der Herdoberfläche die Gesamtleistung erhöhen.

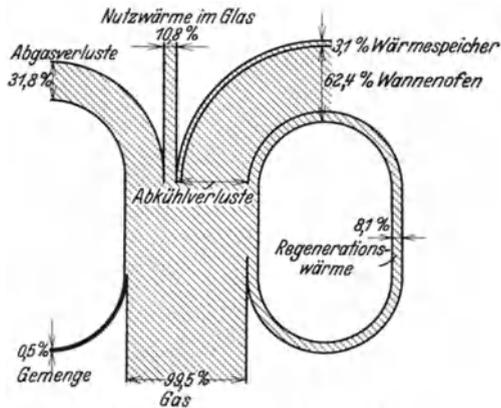


Abb. 50. Wärmeflußschaubild eines Tafelglaswannenofens nach W. Müllensiefen.

Die tägliche Schmelzleistung von Hohl- und Flaschenglaswannen liegt nach Angaben der wärmetechnischen Beratungsstelle der deutschen Glasindustrie [Glasschmelzwannenöfen, Frankfurt a. M.] bei 17 m² Herdfläche etwa bei 8000 kg Glas und für 36 m² bei 21000 kg. Die durchschnittliche Schmelzleistung von Tafelglaswannen beträgt bei einer befeuerten Fläche von 40 m² etwa 20000 kg/Tag und bei 80 m² etwa 50000 kg/Tag. — Der Wanneninhalt beträgt ein mehrfaches der entnommenen Mengen. Aus Hohlglaswannen werden täglich etwa 15—25% des Glasinhaltes ausgearbeitet. Andere Wannen geben nur 8—15% des Glasinhaltes täglich ab. Die spezifische Wärmebelastung von Glaswannen ist nahezu unabhängig von der Herdfläche. Sie liegt zwischen 85000 und 125000 kcal/m² h, meist bei etwa 105000 kcal/m² h.

Für den Schmelzvorgang und die Erhaltung der Steine sind die Strömungen in der Schmelzwanne von Bedeutung, die durch Einlage der

Rohstoffe, Entnahme der Schmelze und durch die Temperaturverteilung im Schmelzbad entstehen. Als Beispiel zeigt Abb. 51 schematisch die Strömungen in einer Glaswanne nach Oppermann und Jepsen-Marwedel [VDI-Nachr. 1930, Nr. 29, 9].

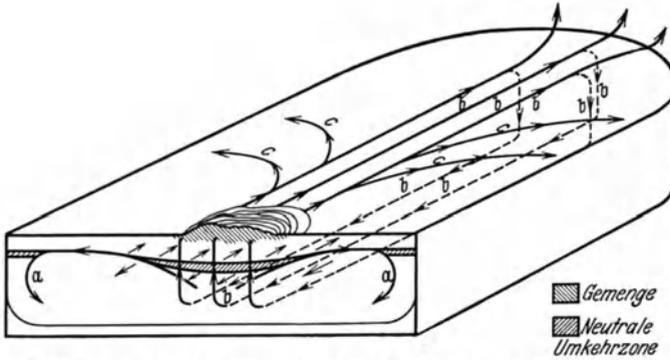


Abb. 51. Schema der Glasströmungen in einer Wanne nach Oppermann und Jepsen-Marwedel. *a* Querstrom, *b* Längsstrom, *c* durch den Querstrom verschleppte Strömung des Längsstroms.

f) Etagenöfen.

Besondere Bauarten sind notwendig, wenn ein feinstückiges Gut unter Luftzutritt in stetiger Arbeitsweise erhitzt werden soll, wie es

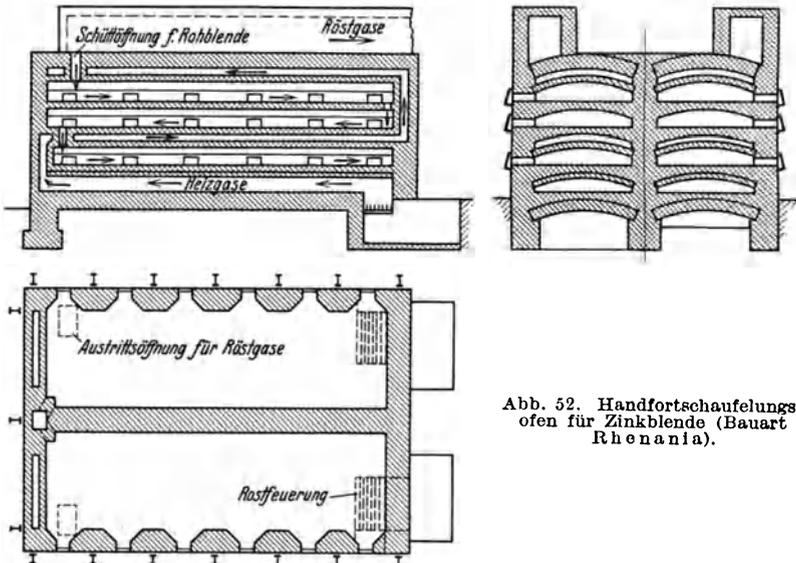


Abb. 52. Handfortschaufelungs-ofen für Zinkblende (Bauart Rhenania).

beim Rösten von Erzen der Fall ist. Hierbei kommt es darauf an, die flüchtigen Bestandteile (meist Schwefel) in oxydierter Form zu gewinnen. Hierzu muß das Gut in verhältnismäßig dünner Schicht

bei den notwendigen Reaktionstemperaturen der Einwirkung des Sauerstoffes ausgesetzt werden, wobei die noch nicht oxydierten Gutschichten ständig an die Oberfläche gebracht werden müssen. Je geringer die Schichtdicke ist, je häufiger das Gut umgerührt wird, und je länger der Weg ist, um so besser ist die Röstwirkung. Hierzu läßt man das Gut nacheinander über mehrere, übereinanderliegende Böden gehen, über die im Gegenstrom die Luft streicht.

Um das Gut in einfacher Weise mit einem sich drehenden Rührwerk über dem Boden bis zum Durchfall auf den nächsten Boden zu bewegen, ordnet man die Böden in einem zylindrischen Mantel an, in dessen Mitte sich die senkrechte Rührwerkswelle dreht. Dabei erhält man eine gedrungene Bauart mit geringen Wärmeverlusten. Die Rührarme werden mit Luft oder Wasser gekühlt. Beim Rösten von Schwefelkiesgenügt Luftkühlung für Öfen bis zu 10 t Leistung in 24 h. — Die Etagen werden auch mit rechteckigem Grundriß ausgeführt. Das Gut kann von Hand über die Herdfläche bis zum Durchfall auf den nächsten Boden weitergeschaufelt werden. — Beim Abrösten von Pyriten genügt die freiwerdende Wärme, um die notwendige Reaktionstemperatur aufrechtzuerhalten. Bei der Verarbeitung von Zinkblenden, die Temperaturen von 900 bis 1000° erfordern, muß Wärme von außen zugeführt werden. Hierzu bildet man die Böden muffelartig mit Zwischenräumen aus, durch die Feuergase strömen. Einen solchen Fortschaufelungs-ofen mit rechteckigem Grundriß für Handbetrieb zeigt Abb. 52. Die Handarbeit gestattet Rösttemperatur und Röstdauer den Eigenschaften der Blenden anzupassen. — Diese Öfen werden auch für mechanischen Betrieb

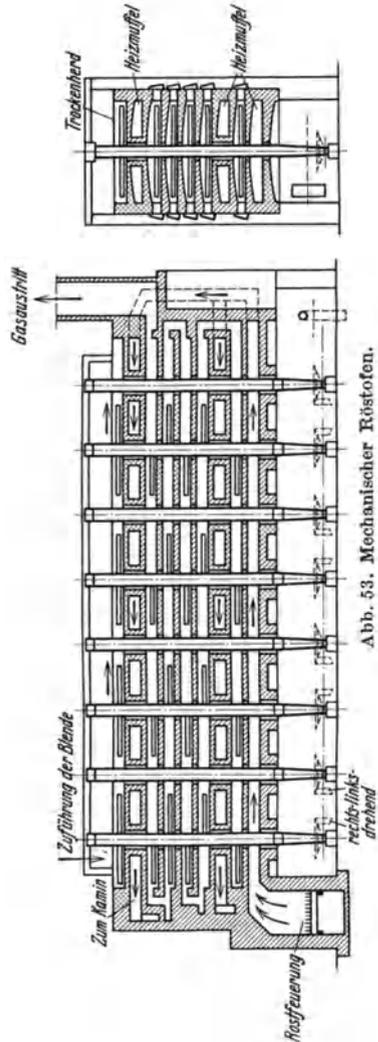


Abb. 53. Mechanischer Röstofen.

eingerrichtet. Einen Ofen, bei dem mehrere senkrechte Krählwellen mit ihren Armen auf den einzelnen Herden, ähnlich wie bei dem oben beschriebenen einfachen Röstofen, laufen, zeigt Abb. 53. Das Gut wandert nacheinander über die einzelnen Herde. — Der Spirletofen hat vier abwechselnd drehbare und feststehende, übereinanderliegende Kuppeln,

die an den Unterseiten mit hervorstehenden Schamottesteinen zum Umschaukeln des Gutes versehen sind. Die Kuppeln des zweiten und vierten Herdes bewegen sich, die des ersten und dritten stehen fest. An den Außenflächen dichten Sandrinnen die Innenräume ab. Nur der unterste Herd wird beheizt. Die geringen Zwischenräume zwischen den Kuppeln ergeben eine besonders gedrungene Bauart. — Öfen mit Krählvorrichtungen sind nicht verwendbar, wenn die Stoffe während der Temperaturerhöhung teigig und zähe werden, wie es bei manchen Bleierzen der Fall ist.

g) Öfen zum Verblasen.

Soll der Sauerstoff der Luft auf ein Gut in flüssigem Zustand oder in feinstückiger Form ausgiebig und schnell einwirken, um Oxydationen herbeizuführen, so wird man dies um so vollkommener erreichen, je größer die Reaktionsfläche wird. Die größtmögliche Berührungsfläche erhält man, wenn die Luft unmittelbar durch das Gut strömt, das hierzu auf einer rostartigen Fläche lagert. Die Verbrennung verläuft dabei mit sehr hoher Geschwindigkeit.

Ist das Gut flüssig, so dient zum Verblasen ein kippbares Gefäß mit einem durchlöchernten Boden, durch den die Luft mit entsprechendem Druck gepreßt wird. Als Beispiel seien die Konverter (Bessemers- und Thomasbirnen) der Großeisenindustrie genannt. Als Brennstoffe dienen dabei die im Roheisen vorhandenen Beimengungen (Silicium, Phosphor, Mangan, Kohlenstoff usw.). Das birnenförmige, aus Stahlblechen genietete Gefäß ist mit einem starken feuerfesten Futter ausgekleidet und in einem Tragring auf Drehzapfen gelagert, um die es in seinem Gestell gekippt werden kann. Der durch den Drehzapfen zugeführte Wind strömt mit einem Druck von 1,5—2 at durch den Düsenboden in das flüssige Eisen. Die Gefäßform ist so gestaltet, daß das Eisen den Boden nicht berührt, wenn die Birne in eine liegende Stellung gedreht wird. Zum Füllen und Entleeren dient die obere Öffnung im Birnenhals.

Zum Stückigmachen von Feinerzen (Agglomerieren) und zur Durchführung von Röstvorgängen dienen die Sinteröfen oder -maschinen. Hierzu benutzte man satzweise arbeitende Konverter, die im unteren Teil mit einem Siebboden versehen waren, unter den man Luft strömen ließ. Die Nachteile des Betriebes dieser Vorrichtung: satzweise Beschickung und Entleerung, Notwendigkeit von Handarbeit, langsame Wirkung infolge der hohen Schichtung, hohe Luftdrücke und die Gefahr ungleichmäßiger Luftdurchdringung vermeidet das Dwight-Lloyd-Verfahren. Das mit Zuschlägen, bei Eisenerzen mit Koksgrus vermischte Gut bewegt sich auf Rostflächen in dünner Schicht, ähnlich wie auf einem Wanderrost, zunächst unter eine Zündvorrichtung, die das Gut zum Glühen bringt. Unter dem Rost sind Saugkästen angebracht, die an einen Ventilator angeschlossen sind, der die Verbrennungsluft durch das Gut hindurch absaugt. Dabei sintert die Masse schnell durch die Wärmeabgabe des beigemischten Brennstoffes oder infolge der Verbrennung des in den Erzen gebundenen Schwefels. Die durch die durchströmende Saugluft erkaltete Masse wird am Ende der Bahn abgestürzt. Dwight-Lloyd-

Apparate werden mit einer geraden, aus einzelnen Rostschritten zusammengesetzten Bahn oder nach Abb. 54 mit einer kreisförmigen, tischartigen Rostfläche ausgeführt. Da die Luft von außen durch das Gut nach unten zieht, arbeitet das Verfahren staubfrei, so daß eine Umhüllung der Brennbahn nicht notwendig ist. Der runde Sinterapparat besteht aus 24—30 ringförmig nebeneinander auf einem drehbaren Untergestell

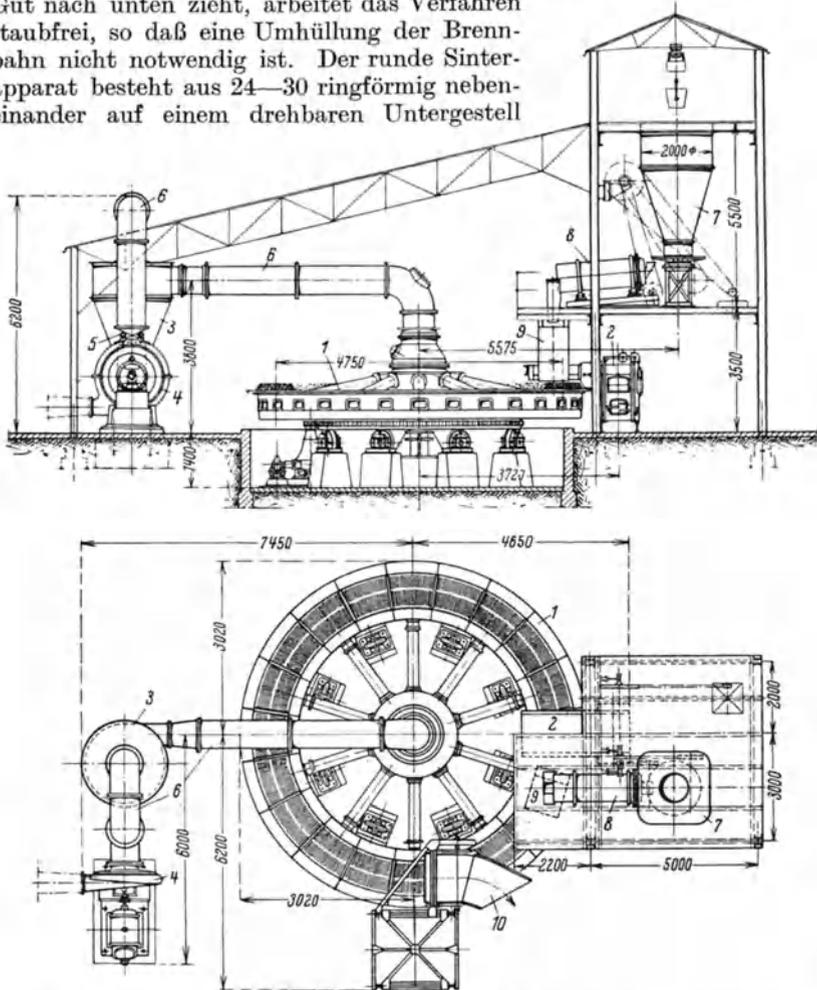


Abb. 54. Dwight-Lloyd-Sinterapparat in runder Bauart (Ausführung Lurgi). 1 Rosttisch, 2 Zündofen, 3 Staubabscheider, 4 Gebläse, 5 Gasschieber, 6 Rohrleitung zum Gebläse, 7 Bunker mit Telleraufgeber, 8 Mischtrommel, 9 Aufgabebunker, 10 Abwurfplugh.

angebrachten Saugkästen, die oben mit Rostplatten bedeckt sind. Jeder Saugkasten ist durch Leitungen mit dem in der Mitte befindlichen Gasabzug verbunden. Dabei kann man arme und reiche Gase verschieden abführen, um beispielsweise reiche Schwefeldioxydgase zur Herstellung von Schwefelsäure zu benutzen.

Das Bestreben, das Gut in Staubform mit den Feuergasen in der gleichen Strömung in Berührung zu bringen, ist über Versuche nicht hinausgekommen (Vorbild: Kohlenstaubfeuerung). Besonders schwierig ist es, die notwendige Reaktionszeit einzuhalten [vgl. Schirm: Das Brennen von Zement in Staubform. Zement 18, 996 (1929)].

Elektroöfen.

Von Dr.-Ing. K. Thormann VDI, Breslau.

I. Allgemeines.

Die Wärmewirkung des elektrischen Stroms muß die Beheizung durch Feuergase besonders dann ersetzen, wenn die erforderlichen Temperaturen und Energiedichten sehr hoch sind, wenn das Gut nicht mit Feuergasen in Berührung kommen darf und vor Verunreinigung durch Flugstaub und Schwefelgehalt der Feuergase geschützt werden muß, oder wenn hohe Ansprüche an die Regelfähigkeit und die Geschwindigkeit des Wärmeüberganges gestellt werden. Die hochwertige Energieform der Elektrizität bedingt gegenüber anderen Heizmitteln höhere Schmelzkosten. Das wichtigste Anwendungsgebiet der elektrischen Öfen ist das Schmelzen von Metallen und Metallverbindungen, einschließlich der Durchführung von chemischen Reaktionen, insbesondere auch Reduktionen. Daneben benutzt man elektrische Öfen zum Glühen, beispielsweise zum Brennen keramischer Erzeugnisse, wobei das zu behandelnde Gut nicht in die flüssige Phase übergeht. Ein Sondergebiet ist die Erzeugung hoher Temperaturen zur Durchführung von Gasreaktionen.

In ihrer Wirkungsweise unterscheiden sich die elektrischen Öfen durch die Art der Energieübertragung auf das Gut. Vom Strom durchflossene Widerstände oder Lichtbögen können unmittelbar die Energie des elektrischen Stromes an das Schmelzgut abgeben. Ein schwingendes Magnetfeld kann sie mittelbar durch Induktion zuführen; sie tritt in dem leitenden Gut in Form von elektrischen Strömen auf und setzt sich dort in Wärme um. Man unterscheidet daher Widerstands-, Lichtbogen- und Induktionsöfen. — Die Stromart kennzeichnet die Öfen als Gleich- oder Wechselstromöfen. Gleichstrom ergibt immer einen ruhigen Ofengang und ist notwendig, wenn der Strom auch elektrolytische Wirkungen ausüben soll. Wechselstrom hat den Vorteil, daß die große Ofenenergie in hochgespannter Form, also mit kleinen Anlagekosten, bis dicht an den Ofen geführt und dort durch einen Transformator auf die Ofenspannung umgewandelt werden kann. Außerdem kann man bei Verwendung von Wechselstrom leicht die Leistung und damit die Energiedichte im Ofen verändern. Als Beispiel sei die Möglichkeit des Umschaltens von Stern auf Dreieck und umgekehrt genannt.

Die beim Schmelzen mit elektrischer Energie auftretenden Wärmeverluste können durch Anwendung kleiner Massen und gedrungener

Bauart vermindert werden. Diese Verluste setzen sich zusammen aus der Wärmemenge, die den Ofen auf den Beharrungszustand bringt (Speicherwärme), und derjenigen, die im leeren Schmelzraum die Reaktionstemperatur aufrecht erhält.

Die Leiter oder Halbleiter, in denen die zur Umwandlung in Wärme bestimmten Ströme fließen, können außerhalb des zu verarbeitenden Gutes liegen und aus festen Stoffen oder Gasstreifen zum Überspringen von Lichtbögen bestehen. Das Gut kann aber auch selbst als Leiter dienen, wie es bei einigen Widerstandsöfen und bei den Induktionsöfen der Fall ist. Die Wärmeentwicklung hängt dabei von der Stromstärke I in A und dem Widerstand W ab. In der Zeit t wird die Wärmemenge

$$Q = I^2 \cdot W \cdot t \cdot 0,239 \text{ cal} \quad (1)$$

verfügbar. Der Widerstand W ist erheblich von der Temperatur abhängig, insbesondere, wenn das Gut selbst ihn bildet. Entsprechend der Energieaufnahme des Gutes steigt seine Temperatur nach einer Kurve, die durch das I - t -Schaubild des betreffenden Stoffes gegeben ist.

Wenn im Ofen ein Spannungsabfall von E V vorhanden ist, so ergibt sich die stündlich gelieferte Wärmemenge aus folgenden Beziehungen:

$$\text{Gleichstrom} \quad Q = 864 E I, \quad (2)$$

$$\text{Wechselstrom} \quad Q = 864 E I \cos \varphi, \quad (3)$$

$$\text{Drehstrom} \quad Q = 864 \sqrt{3} E I \cos \varphi. \quad (4)$$

Die Gleichungen lassen die größere Leistung des Drehstroms in der gleichen Zeiteinheit erkennen. Er wird daher für große Ofenleistungen, soweit möglich, bevorzugt.

II. Widerstandsöfen.

In den Widerstandsöfen dienen zur Stromführung besondere Leiter mit geringem Leitvermögen außerhalb des zu behandelnden Gutes, gegebenenfalls die Wandungen von Gefäßen, die das Gut aufnehmen, oder das Gut selbst. Bei den Öfen der zuerst genannten Bauart, die sich besonders für kleinere Leistungen eignen, sind die Widerstände in Form von Drähten oder nichtmetallischen Leitern, wie Kohle- oder Silitstäben an den Wänden des Ofenraumes, in Kanälen oder Ausnehmungen angeordnet oder unmittelbar im Werkstoff der Wandungen, beispielsweise einer Beton- oder Schamottemuffel, eingebettet. Im ersten Fall überträgt teils die Strahlung, teils die durch Erwärmung erzeugte Luftströmung in der Ofenkammer die Wärme an das Gut.

Als Beispiel seien die Kammeröfen mit elektrischer Widerstandsheizung zum Brennen keramischer Erzeugnisse genannt. Eine ausreichende Wärmeisolation der Wandungen ist dabei Vorbedingung für wirtschaftliches Arbeiten. Da beim ersten Anstieg der Temperatur große Wasserdampfmen gen frei werden, sind oben und unten in der Glühkammer

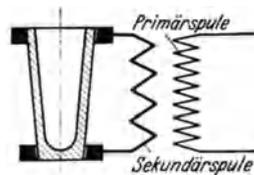


Abb. 1. Widerstandsöfen nach Hellberger.

Öffnungen anzubringen, damit eine durch die ganze Kammer ziehende Strömung diese Dämpfe nach außen abführen kann. Nach dem Abzug der Feuchtigkeit schließt man die Öffnungen, und der eigentliche Brennvorgang beginnt. Die elektrische Energieübertragung gestattet dabei eine einfach und sicher wirkende Temperaturregelung.

Ein Ausführungsbeispiel der zweiten

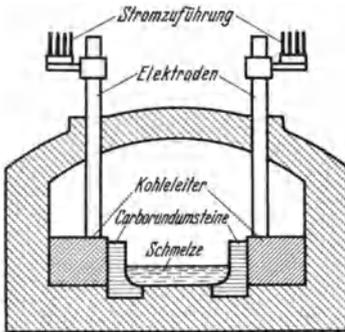


Abb. 2. Widerstandssofen.

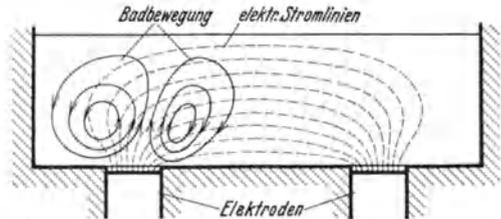


Abb. 3. Elektrische Stromlinien und Flüssigkeitsbewegung im Schmelzbad eines Wechselstromofens nach M. Riepe und H. Ilberg.

Ofenbauart, bei welcher der Schmelztiegel selbst als Widerstand dient, zeigt Abb. 1 (Hellberger-Ofen). Die Unterspannungsseite des Transformators ist an Rand und Boden eines Schmelzgefäßes angeschlossen,

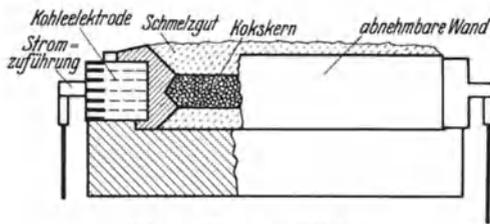


Abb. 4. Siliciumcarbidofen.

das aus Baustoffen von geringem Leitvermögen besteht. — Bei den Öfen der dritten Bauart, die zum Schmelzen dienen, verwendet man Elektroden, die in verschiedener Weise unmittelbar in die Schmelze hineinragen. Bei der auf Abb. 2 dargestellten Bauart führen Kohleleiter mit Ausfütterungen von Carborundumsteinen an den Herdseiten den Strom zu. — Die Elektroden können auch von unten in das Bad geführt werden. Die elektrischen Stromlinien und die sich beim Wechselstrombetrieb ergebenden, wirbelartigen Bewegungen der Flüssigkeit in einem derartigen Ofen sind auf Abb. 3 nach M. Riepe und H. Ilberg [Forsch. Ing.-Wes. 2, H. 11, 414 (1931)] eingetragen. Eine Sonderbauart bilden die Siliciumcarbidöfen. Hier dient ein Kokskern in den auf dem Herd aufgehäuften Rohstoffen als Widerstand. Abb. 4 stellt die Einzelheiten eines solchen Ofens dar.

III. Lichtbogenöfen.

In den meist zum Schmelzen verwendeten Lichtbogenöfen überträgt der zwischen Kohlelektroden über dem Schmelzbad übergehende Lichtbogen durch Strahlung Wärme auf das Gut, das sich in einem feuerfest ausgekleideten und überwölbten Herd befindet. Der Lichtbogen kann

auch zwischen den Elektroden und der Schmelzflüssigkeit gebildet werden, so daß der Strom durch die Schmelzflüssigkeit geht und die Widerstandswärme in der Flüssigkeit unmittelbar zum Schmelzen beiträgt. Dem entsprechend unterscheidet man Öfen mit mittelbarer und mit unmittelbarer Lichtbogenbeheizung. Die Öfen der ersten Bauart, zu denen die Stassano-, Volta-, Mönkemöller-, Rennerfelt-, Booth-, Rheinmetall- und Ruß-Öfen gehören, haben mindestens zwei Elektroden für Einphasen- oder drei Elektroden für Drehstrom.

Die Elektroden stehen schräg nach Abb. 5a über dem Schmelzbad im Ofen, der sich dabei um eine senkrechte Achse drehen kann, oder nach Abb. 5b senkrecht zueinander, wobei die mittlere Elektrode den Licht-

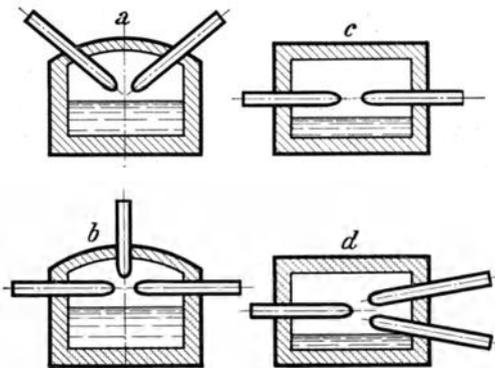


Abb. 5a—d. Lichtbogenöfen mit mittelbarer Beheizung.

bogen nach oben ablenkt, oder in einem sich drehenden oder schaukelnden Gefäß nach Abb. 5c und 5d einander gegenüber. Diese Öfen werden vorwiegend für kleinere Leistungen gebraucht, da die Wärmeabgabe des Lichtbogens auf seine unmittelbare Nähe beschränkt ist. Die Elektrodenspannung beträgt etwa 90—130 V, die Strombelastung liegt zwischen 20 und 25 A/cm². Die Schmelzdauer richtet sich nach der durchschnittlichen Energieaufnahme (sog. Anschlußwert). Diese liegt je nach dem Fassungsvermögen des Ofens etwa in dem auf Abb. 6 schraffiert dargestellten Bereich.

Die Öfen für unmittelbare Lichtbogenbeheizung haben gegenüber den anderen elektrischen Öfen in der Schmelztechnik eine besonders große Verbreitung gefunden. Sie

arbeiten nach Abb. 7 mit einem, mit zwei oder drei Polen über dem Schmelzbad. Bei der ersten Bauart (Girod-Ofen) geht der Strom von der den Lichtbogen aussendenden Elektrode durch die Schmelzflüssigkeit zu einer oder zu mehreren im Herdboden angebrachten Gegenelektroden. Die Bodenelektroden können dabei unmittelbar mit dem Schmelzbad in Berührung stehen oder von diesem durch eine halbleitende Masse getrennt sein. Sie werden mit Wasser gekühlt, was einen bestimmten Wärmeverlust bedingt. Die Arbeitsspannung beträgt meist etwa 70 V. Um das Bad gleichmäßiger zu erhitzen, können auch

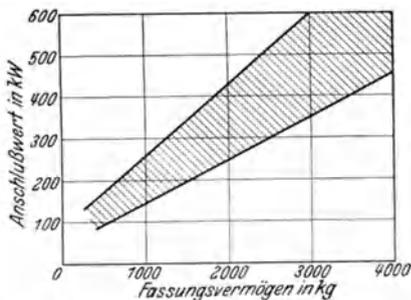


Abb. 6. Anschlußwerte mittelbar wirkender Lichtbogenöfen.

mehrere parallel geschaltete Elektroden nebeneinander über dem Bad angeordnet werden. — Bei der zweiten Bauart (Heroult-Ofen) geht der Strom von der einen Elektrode in Form eines Lichtbogens durch die Schmelzflüssigkeit wieder als Lichtbogen in die zweite Elektrode. — Für den meist bevorzugten Drehstrom sind drei Elektroden erforderlich, zwischen denen der verkettete Strom als Lichtbogen zum Schmelzbad übergeht. Auch hierbei können für jeden Pol mehrere Elektroden parallel geschaltet werden. Da der Strom durch das Schmelzbad geht, arbeiten diese Öfen teilweise auch als Widerstandsöfen. Die Elektrodenbelastung liegt zwischen 3 und 6 A/cm². Je größer der Querschnitt der Elektrode ist, um so geringer muß die Strombelastung sein. Sehr hohe Stromdichten können die Schmelze überhitzen. Reaktionsöfen baut man bis etwa 30000 kW Leistungsaufnahme.

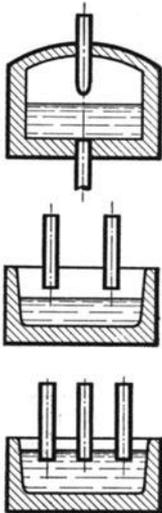


Abb. 7. Lichtbogenöfen mit unmittelbarer Beheizung.

Der Ofenkörper von Lichtbogen-Schmelzöfen besteht meist aus einem kippbaren Stahlkessel, der auf Rollwagen oder mit Drehzapfen in zwei seitlichen Lagern ruht. Zur Entleerung dient eine Auslaufrinne an einer Längsseite. Die Reduktionsöfen haben einen feststehenden, nach oben meist offenen, runden oder rechteckigen Herd, der im Abstichverfahren betrieben wird. In manchen Fällen weisen sie einen fahrbaren Herd auf. Bei dieser Arbeitsweise erschmilzt man einen großen Block, der nach Unterbrechung des Betriebes herausgenommen und zerschlagen wird. Die Elektroden, die für größere Lichtbogenöfen Durchmesser von 1 m und mehr erhalten, ragen von oben in das Schmelzbad. Der Ofenstrom regelt ihre Stellung selbsttätig mit einer rein elektrischen oder einer elektrisch-hydraulischen Übertragung, bei der Strom- und Spannungstransformatoren ein Relais betätigen, welches das Hubwerk zum Heben oder Senken der Elektroden in Gang setzt. Drosselspulen gleichen die auftretenden Stromstöße aus, sofern die im Schmelzbad auftretenden Widerstände hierfür nicht genügen. Die Zuleitungen bestehen aus luftgekühlten Kupferleitern mit Belastung bis zu 2 A/mm² oder aus wassergekühlten Kupferrohren mit Belastung bis zu 4,5 A/mm².

In großen Reduktionsöfen bereitet die Überleitung der großen Ströme aus den Transformatoren in die Elektroden Schwierigkeiten, da hierbei keine Verluste auftreten sollen, die Elektroden entsprechend der Erhitzung sich ausdehnen müssen, die Strombelastung in den Elektroden gleichmäßig verteilt sein soll und die Elektroden infolge des Abbrandes in möglichst einfacher Weise nachgesetzt werden müssen. In großen Öfen halten mit Preßwasser betriebene Andrückgetriebe die Elektroden in einer Hängfassung. In kleineren Öfen klemmen einfache Zangen- und Backenfassungen, die sorgfältig passen müssen, die Elektroden fest. — Diese bestehen besonders für große Öfen aus nicht leitender Kohle, die nach der Formgebung durch Brennen bei hohen Temperaturen

gut leitend gemacht wird. Für kleinere Öfen verwendet man Graphit-elektroden, die durch Umwandlung der schlecht leitenden Kohle in Graphit durch Erhitzung hergestellt werden. Der Widerstand der graphitierten Kohle beträgt nur einen kleinen Bruchteil jenes der nicht oder schlecht leitenden Kohle. In Einzelfällen werden die Elektroden eingekapselt oder mit wassergekühlten Abdichtungen versehen, um den Austritt von Ofengasen zu verhindern und die Elektroden zu schützen. Eine Sonderbauart stellen die selbstbrennenden Elektroden (Söderberg-Elektroden) dar. Sie bestehen aus einem prismatischen oder runden Stahlblechmantel, in dem die Koks, Anthrazit, Teer und Pech enthaltende Elektrodenmasse in plastischer Form von oben eingepreßt wird, so daß der Abbrand durch Nachstampfen von Masse und durch Verlängern des Mantels während des Betriebes ergänzt werden kann.

Einen Drehstromofen für Schmelzzement mit im Dreieck angeordneten Elektroden und fahrbarem Herd zeigt Abb. 8 [Chem. Apparatur 19, 74 (1932)]. Ein Doppelmantel staut die Rohstoffe über der Schmelzzone an. Die Kohlelektroden werden ohne Betriebsunterbrechung aus einzelnen 2—3 m langen Stücken mit konischen Nippeln zusammengesetzt und durch Klemmfassungen mit Wasserkühlung gehalten. Ein Ventilator führt den von einer Abzugshaube erfaßten Staub und die entstehenden Gase ab. Aus dem Unterteil des Ofens läuft die geschmolzene Masse in einen Kokillenwagen.

Lichtbogenöfen dienen besonders zum Schmelzen von Metallen, Ferrosilicium, Stählen, Carbid, Tonerde-Schmelzzement.

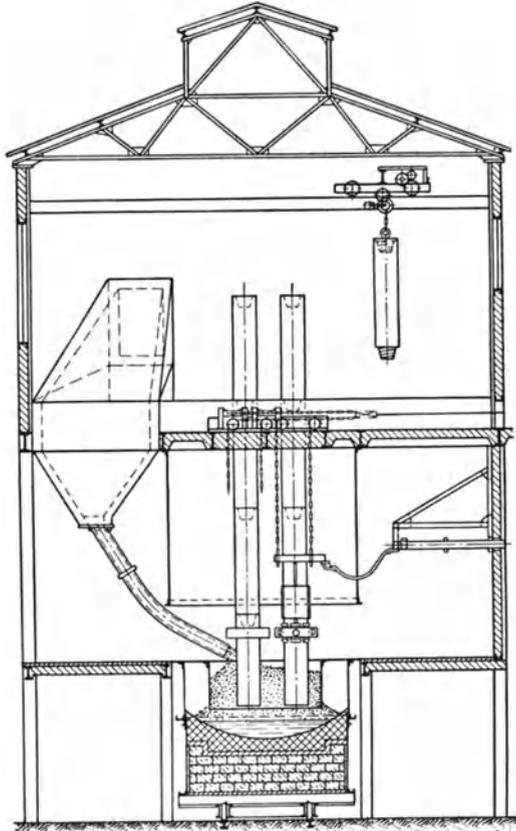


Abb. 8. Elektroofen für Schmelzzement.
[Chem. Apparatur 19, 74 (1932).]

IV. Induktionsöfen.

Die zum Schmelzen dienenden Induktionsöfen übertragen die Energie durch ein schwingendes Magnetfeld auf den Schmelzfluß. Dieses erzeugt man entweder bei niedriger Periodenzahl in einem geschlossenen Eisenkern oder mit hoher Periodenzahl ohne Eisenkreis. Man unterscheidet daher Niederfrequenz- und Hochfrequenzöfen. Die Induktionsöfen stellen elektrische Transformatoren dar, in denen der Schmelzfluß die Sekundärspule ersetzt. Da die der Primärseite zugeführte Energie, von den Verlusten abgesehen, der sekundär verbrauchten Energie gleich sein

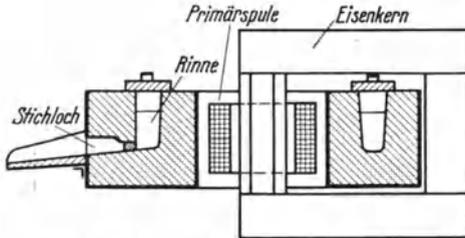


Abb. 9. Induktionsofen (Bauart Kjellin).

muß, kann man durch Veränderung der Spannung an der Primärspule in einfacher Weise die Temperatur der Schmelze regeln. Durch die Induktionswirkung treten im Schmelzfluß elektrodynamische Kräfte auf, die das Bad bewegen und dabei durchmischen, aber auch die Ofenbau-

stoffe dadurch stärker angreifen können. Zur Inbetriebsetzung muß im Schmelzherd ein geschlossener Leiter vorhanden sein. Hierzu kann man flüssiges Metall eingießen oder Leiterringe einlegen. Da die Ströme durch Induktion erzeugt werden, verteilt sich die entstehende Wärme gleichmäßig auf das Bad.

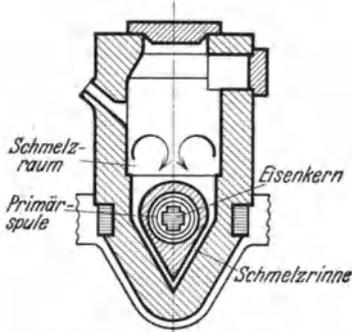


Abb. 10. Induktionsofen (Bauart Ajax-Wyatt).

Der besondere Vorteil des Induktionsofens liegt darin, daß das Schmelzgut nicht mit Elektrodenmaterial in Berührung kommt und für eine starke Durchwirbelung des Schmelzflusses Sorge getragen ist.

Die Niederfrequenzöfen dienen vorwiegend zum Schmelzen von Nichteisenmetallen. Kleine Öfen können unmittelbar an das Netz angeschlossen werden, größere Öfen erfordern geringere Periodenzahl und damit eigene Umformeranlagen. Das die Energie übertragende Magnetfeld verläuft entweder in senkrechter Richtung (Kjellin-, Röchling-Rodenhauser-Ofen) oder in waagerechter Richtung (Ajax-Wyatt-, Siemens & Halske-Öfen usw.). Dementsprechend liegen die Schmelzrinnen in waagerechten oder senkrechten Ebenen. Bei der zuerst genannten Bauart kann die Schmelzrinne einen, zwei oder drei Schenkel des Eisenkerns umschließen. Die Herstellung des Herdes, der immer die Form einer in sich geschlossenen Rinne haben muß, ist gegenüber den anderen Herdformen verhältnismäßig schwierig. Einen Ofen mit einer Rinne, die nur einen Schenkel

des Eisenkerns umfaßt, zeigt Abb. 9 (Kjellin-Ofen). Einen Ofen mit waagerechtem Magnetfeld (Bauart Ajax-Wyatt) stellt Abb. 10 dar. — Die Strömungsverhältnisse in den Kanälen eines Induktionsofens hängen wesentlich von den elektrodynamischen Kräften ab. Die Strömungen der Schmelze in einem Induktionsofen unter der Wirkung dieser Kräfte zeigt Abb. 11 nach M. Riepe und H. Ilberg [Forsch. Ing.-Wes. 2, H. 11, 414 (1931)]. Die mittlere Geschwindigkeit des Schmelzgutes im Querschnitt eines Schmelzkanals verringert sich etwa linear mit der Entfernung des Querschnittes von der Mündung des Kanals in das Schmelzbad.

Die eisenlos ausgeführten Hochfrequenzöfen bestehen aus einer wassergekühlten, an die hochfrequente Spannung angeschlossenen Spule, in welche der Schmelztiegel unter Zwischenschaltung einer Isolierschicht eingesetzt ist. Das in der Spule schnell wechselnde Magnetfeld erzeugt im Schmelzeinsatz Induktionsströme, die infolge der Skinwirkung nach innen abnehmen. Die Leistungsaufnahme ist proportional der Quadratwurzel aus der Frequenz, die bei großen Ausführungen jedoch nicht beliebig gesteigert werden kann. Da das Magnetfeld nicht durch einen Eisenkern geführt wird, und die magnetischen Kraftlinien daher stark streuen, haben die Hochfrequenzöfen

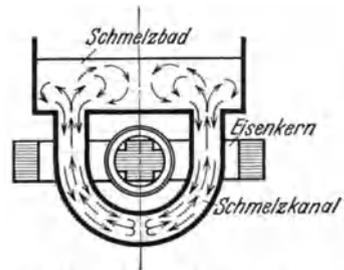


Abb. 11. Strömung des Schmelzbad in einem Induktionsofen unter der Wirkung der elektrodynamischen Kräfte nach M. Riepe und H. Ilberg.

große Blindleistungen, die durch geeignete Vorrichtungen, wie Kondensatoren, aufzunehmen sind. Da der Widerstand sich während des Schmelzens ändert, müssen diese Einrichtungen regelbar sein. Die Blindleistung des Ofens wird Null, wenn der induktive Widerstand dem kapazitiven gleich ist. Die Primärspule besteht meist aus einer von Kühlwasser durchströmten Kupferrohrschlange. Da die Windungen der Primärspule ein starkes Streufeld ergeben, erhitzen sich alle Metallteile des Ofens, insbesondere diejenigen, die aus ferromagnetischen Baustoffen bestehen. Um Energieverluste in den Einzelteilen des Ofens zu verhüten, ist bei seinem Aufbau Eisen möglichst zu vermeiden. — Das Schmelzgefäß wird durch Kippen oder durch Abstich entleert. Zum Schmelzen in Hochfrequenzöfen eignen sich besonders Tongraphittiegel, da diese eine geringe Leitfähigkeit haben und daher selbst heizen, während bei den rein keramischen Tiegeln die Schmelze mittelbar die Tiegelwandungen erwärmt, so daß der Tiegel beim Ausgießen der Schmelze leicht springt [M. H. Kraemer: Ztschr. Ver. Dtsch. Ing. 78, 867 (1932)]. Ferner zeichnen sich die Tongraphittiegel durch geringe Sprödigkeit aus. — Mit Hochfrequenzöfen kann man Temperaturen von über 3000° erreichen, sofern die Stoffe nicht vorher verdampfen oder oxydieren. Sie lassen sich auch zum Schmelzen unter Luftleere verwenden.

Hochfrequenzöfen kann man nach dem Verfahren der Hirsch-Kupferwerke dazu benutzen, den Schmelztiegel unmittelbar im Ofen

selbst zu brennen. Hierzu setzt man in die Primärspule des Ofens einen als Hilfskern dienenden Kohlenstab ein, dessen Maße der gewünschten Weite des zu brennenden Tiegels entsprechen. In den Zwischenraum wird ein basisches oder saures Futter in Pulverform eingeschüttet, das zur Beschleunigung der Sinterung Kaliumchlorat enthalten soll. Mit Hilfe des Kohlekerns erhitzt man auf helle Rotglut und zieht den Stab dann heraus. An Stelle der Kohle kann man auch einen metallischen Hohlkörper verwenden, der dabei schmilzt und daher aus den gleichen Stoffen wie die spätere Schmelze bestehen muß. — Als Vorteile der Hochfrequenzöfen sind zu nennen: gute Mischung und gleichmäßige und schnelle Erwärmung der Schmelze, einfache Arbeitsweise, Schmelzbeginn auch mit kaltem Einsatz, günstige Schmelzgefäßformen, Austauschbarkeit des Tiegels, geringe Strahlungsverluste, Möglichkeit den Leistungsfaktor auf Eins zu bringen.

Namenverzeichnis.

- Ackermann, G. 115.
 Adler, O. u. K. 321.
 AEG. s. Allgemeine Elek-
 trizitätsgesellschaft.
 Ajax-Wyatt 776.
 Aktiengesellschaft für
 Kohlensäureindustrie
 399.
 Alford 15.
 Allgemeine Elektrizitäts-
 gesellschaft = AEG. 18,
 20, 176, 203, 433, 472,
 473.
 Altenkirch, E. 380, 381,
 382.
 Amag-Hilpert-Pegnitz-
 hütte 520, 521, 522,
 523, 553, 554, 559, 561,
 567, 572, 587, 588, 589,
 590, 592.,.
 Askania-Werke 517.
 Atlas-Werke 297, 298, 299,
 301.
 Aufhäuser 146.

BBC. s. Brown, Boveri & Co.
 Babcock u. Wilcox 204,
 310.
 Bach, C. 508.
 Badger 498, 567, 569.
 Baily 180.
 Balcke 177, 178, 295, 296,
 297, 299, 300, 301, 302,
 315.
 Bamag-Meguín 306, 320,
 392, 612, 613, 614, 744,
 745.
 Bansen, H. 729, 730.
 Bararabt, H. v. 100.
 Bartsch 280.
 Bauer 288.
 Baumann 289.
 Becker 168.
 Beckmann, W. 113.
 Beka-Werke, G. m. b. H.
 565.
 Bemmann, R. 246.
 Benedict, W. 552.

 Benson 221, 580.
 Berg, H. 508, 558, 559.
 Berghöfer, Chr. & Co. 584.
 Berl, E. 242, 246, 267, 269,
 284, 285, 288, 289, 312,
 321, 326.
 Berner 168, 197.
 Bernoulli 730.
 Besemann 319.
 Bessel 103.
 Bessemer 768.
 Beuthner 243.
 Bevag 235.
 Biel 575.
 Bientzle 234.
 Biot 100.
 Birkengang 743.
 Blacher 267.
 Blancke-Werke 591.
 Blaß, V. 492.
 Blasius 106.
 Bleibtreu 173.
 Bleicken 296.
 Block, B. 721, 761.
 Bodler 206.
 Boerner 15.
 Boese 243.
 Bohm 758.
 Bolzmann 125.
 Booth 773.
 Borsig 206, 213, 238, 349,
 351, 352, 358, 364, 365,
 367, 368, 371, 385, 387,
 391, 427, 436, 511, 512,
 513, 517, 525, 528, 568,
 569.
 Boyle 151.
 Brabbée 499.
 Brightside Foundry and
 Engineering Comp. 679.
 Broschat, E. 610.
 Brown 53.
 Brown, Boveri & Co. =
 BBC. 20, 23, 24, 25, 47,
 65, 74, 87, 223, 360, 361,
 463, 464, 468, 471, 474,
 477.
 Buch, A. 752.
 Bühring A. G. 301, 302.
 Büttner 681, 683, 701, 702.

 Büttner, G. m. b. H. 306.
 Buff, C. 15.
 Buhle 605.
 Burbach 109.
 Burger 82.
 Burwick 228.

 Callendar 185.
 Cammerer 142.
 Carba, A.G. 399.
 Carbo-Norit-Union 295.
 Carré 375.
 Casale 430.
 Cattaneo, G. 401.
 Chemische Fabrik Buden-
 heim 270, 276, 310, 314.
 Chem. Fabrik von Heyden
 320, 322.
 Chlorator-Gesellschaft
 m. b. H. 320, 322.
 Chrustschoff 83.
 Claude 430.
 Claus, W. 581.
 Cleve 214, 216.
 Continental-Caoutchouc-
 Compagnie 548.

 Dalton 406, 616.
 Danneel 263.
 Dantin 206.
 Dehne 295, 306.
 Deiß 283.
 Demag 429, 445, 460, 474.
 Denecke 91.
 Dervaux 305.
 Deutsche Ton- und Stein-
 zeugwerke 522, 524,
 546, 555, 556, 566, 569,
 583, 587, 590.
 Diepschlag 741.
 Dietz 761.
 DIN-Normen 575, 576.
 Dolch, M. 15.
 Dorr-Gesellschaft 323.
 Dotterweich 352.
 Dralle, B. 735.
 Dwight-Lloyd 768.

- Eberle 193, 200, 247.
 Ebert 621.
 Eberts 696.
 Eckhardt 634.
 Edelleanu 327, 400.
 Eisenberg, B. 15.
 Eitel, W. 719, 720.
 Elementenwerke Kranz 428.
 Emele, E. 15.
 Emscher Genossenschaft 326.
 Erk, S. 102, 103, 106, 124, 126, 127, 142, 496.
 Escales, R. 15.
 Escher 21.
 Eucken 103, 128, 142, 242.

 Fauser 138, 430.
 Fehling, R. 148, 155, 176, 641.
 Feldmann 82.
 Felix 33.
 Fernis 512.
 Ficklen 268.
 Fincke, E. 520, 581.
 Finsterbusch 182.
 Fischer 275.
 Föge 229.
 Forchheimer, Ph. 610.
 Forssblad 214.
 Foster 217.
 Fourier 99, 100, 104, 130.
 Francis 22, 67, 68, 70 f.
 Frankfurter Maschinenbau A.G. 471, 477.
 Frantz 228, 529.
 Freundlich 350, 370.
 Friedrichs, W. 572.
 Fritz 185.
 Fröhlich 263, 416.
 Frölich 15.
 Furnas, C. 723.

 Gans, R. 318.
 Garbe 208.
 Gay-Lussac 151.
 Geiger 106.
 Gerbel 128.
 Gerlach, G. Th. 121.
 Gesellschaft für Meßtechnik 314, 315.
 Gibbs 280.
 Girod 773.
 Gleichmann 221.
 Goldstein 233.
 Gompertz, M. 327, 389.
 Gonell 183.

 Gramberg 507.
 Grashof 107, 114.
 Gröber 102, 103, 104, 107, 114, 124, 126, 127, 129.
 Grohmann, H. 614.
 Gropp 235.
 Grün, R. 610.
 Gruschka 321.
 Gumz 151, 229, 230.
 Guterath 511.

 Haas 274, 315, 672.
 Haehndel 406.
 Haen, de 277.
 Hagemann 577.
 Hagen 107.
 Hahn, L. 251.
 — M. 15.
 Hall 263, 275.
 Hallesche Maschinenfabrik 387.
 Halvor-Breda A.G. 294, 304, 317.
 Hamel, Carl, A.G. 562.
 Hammelrath u. Schwenzler 524, 526.
 Hannemann 240, 517.
 Hanomag 295.
 Hansen, F. 185.
 — H. 737.
 Harms 111.
 Hartmann 216, 220.
 Hartung 516.
 Haupt 319.
 Hausbrand 120, 610.
 Havliceck 185, 472.
 Heckmann 673, 674, 701.
 Hefe, Fr. 15.
 Hegelmann, E. 97, 101.
 Hegge, Zijnen 106.
 Heiduschka 324.
 Heilmann 113.
 Heindel 132.
 Heitmann 183.
 Hellberger 771.
 Herberg 146, 184.
 Hermann, R. 503.
 Heroult 774.
 Herpen 220.
 Herrosé 508.
 Herzog 82.
 Hencky 90.
 Heyn 288.
 Heys, van 78.
 Hilgenstock 326.
 Hirsch 120.
 Hirsch-Kupferwerke 777.
 Höfer, K. 483.
 Hoening 326.

 Hoennicke 610.
 Hofer 276, 312, 315.
 Hoffmann 510, 511, 513.
 Hojer 210.
 Holle 301.
 Hollfelder, E. 542.
 Holzhauer 247.
 Holzwarth 47.
 Homerberg 289.
 Hough 268.
 Hrabák 504.
 d'Huart 147, 206.
 Hülsmeier 301.
 Hütte 15, 41, 42, 43, 56, 65, 67, 82, 109, 110, 146, 185, 633.
 Huillard 680.
 Humboldt 208, 209, 373.
 Hundeshagen 267, 268.
 Hundt u. Wehr 433.

 I. G. Farbenindustrie A.G. 243, 261, 320, 331, 361, 430, 522.
 Ilberg, H. 772, 777.
 Imhoff 326.
 Intze 610.

 Jäger 185.
 — C. H. & Co. 449, 477, 551.
 Jänecke 295.
 Jaenecke, M. 553.
 Jakob 101, 102, 106, 121, 122, 128, 142, 185, 496.
 Jantscha 203.
 Jeben 766.
 Jochim, F. 724, 726, 737.
 Josse 185, 221.
 Jürges 111.
 Just 326.

 Kahrs 508.
 Kamerer 65.
 Kann, F. 610.
 Kaplan 65, 67, 73 f.
 Karmann 106.
 Karplus 277.
 Kauffmann 168.
 Kemmer, H. 389.
 Keppeler, G. 735.
 Kestner 685, 686.
 Kimmig und Dabringhaus 561.
 Kindt 263.
 Kirchhoff 123.
 Kjellin 776.

- Klein, Otto 256, 295, 314, 508, 589.
 Klein, Schanzlin u. Becker 444, 445, 451, 518, 528.
 Kleine 172.
 Klingenberg, A. 47.
 Klosterhalfen, A. 553.
 Klut 267.
 Knoblauch 185.
 Koch 113, 185, 233, 234.
 Koenemann 224.
 Koeniger 164.
 Köppel 263, 314.
 Körper 263.
 Körting, Gebr. 486, 488.
 Kohlenscheidegesellschaft, G. m. b. H. 174, 175, 211.
 Kohlenstaubausschuß des Reichskohlenrates 150.
 Kollbohm 235.
 Kottenmeier, E. 610.
 Kraemer, M. H. 777.
 Kraft 21.
 Kraftwerk Charlottenburg 235.
 Kraftwerk Shannon 71.
 Kranz, R. 15.
 Kraussold, H. 103, 109, 118.
 Krauß 508.
 Krebs 176.
 Krob 321.
 Kroemer 312.
 Krug 210.
 Krupp, Fr., A. G. 520, 553, 582, 592.
 Kuprianoff 393, 399.
 Kurgaß, P. 516.
 Kutzbach 41.
 Kutzner 498, 569.
 Kyll, P., G. m. b. H. 306.

 Lamort, J. 739, 765.
 Landgräber 529.
 Landsberg 461.
 — R. 358.
 Lang 164, 497.
 Lange, F. F. 15.
 Langen, E. 121.
 Langerbrugge 39.
 Laval, de 19.
 Lawaczek 65, 546, 550.
 Leblanc 484, 739.
 Lechner 65.
 Leick, J. 251.
 Lenhart 168.
 Lenze 389, 392.
 Lesch, G. 543.
 Leslie 375.
 Leuna-Werke 300.

 Lewe, V. 610.
 Lewis 622.
 Liesen & Co. 670.
 Link 321.
 Linde 345, 364, 369, 430.
 Lindner 508.
 Linge, K. 109.
 Litinsky 242.
 Ijungström 27, 232.
 Löblein, F. 242.
 Löderberg 775.
 Löffler 222, 223, 580.
 Löser, B. 610.
 Lohrisch 112.
 Lopulco 210.
 Lorenz, H. 571.
 Lorey, F. 610.
 Loschge 224.
 Lubojatzky, E. 730.
 Lufft, E. 607.
 Lunge, G. 267, 269, 285, 312.
 Luquet 206.
 Lurgi-Gesellschaft 486, 685, 769.
 Lutz, Alf. 584.

 Maas 167, 206.
 Märkische Holzstoff- und Pappenfabrik, G. m. b. H. 584.
 Maerks 486.
 Maffei-Schwartzkopff 551.
 Marcard 146, 159, 171, 193.
 Marguerre 214, 217, 234.
 Mariotte 151.
 Martin 172.
 Martiny & Co., P. 294, 306.
 Marwedel 766.
 Maschinenbauanstalt Wernert 552, 555.
 Maschinenfabrik Buckau 709, 714, 715.
 Maschinenfabrik Odessa 549, 550, 557.
 Maschinenfabrik Pekrun, G. m. b. H. 564.
 Maschinenfabrik Sürth 399.
 Maschinenfabrik Wilh. Wiegand 572.
 Maschinenfabrik York 370, 383, 384, 388.
 McCabe 498, 567, 569.
 Meldau 183.
 Melhardt, H. 610.
 Mendheim 749, 750.
 Merkel, F. 102, 109, 115, 117, 119, 620, 622, 625.

 Metallschlauchfabrik Pforzheim 584.
 Metallwerke Zöblitz A. G. 581.
 Michalk u. Sohn 442.
 Michell 548.
 Mises 496.
 Mittler, E. S. 88.
 Mönkemöller 773.
 Mohr 314.
 Mollier 185, 187, 616, 617, 623, 627, 633, 936, 637.
 — Hilde 376, 377.
 Mohr Cenis 430.
 Moorshead 765.
 Müllensiefen, W. 764, 765.
 Müller, R. 610.
 Müller, Phil., G. m. b. H. 306, 309, 315.
 Münzinger, F. 104, 128, 151, 181, 184, 188, 191, 209, 217, 225, 245, 248, 324.
 Munds 324.

 Naecher, J. E., A. G. 562.
 Naske, C. 607.
 Neumann, F. 553.
 Neusselt 228.
 Nichterlein 313.
 Niebergall 389.
 Nitrogen 430.
 Noack 33, 223.
 Nouvel 255.
 Nuber 146.
 Nubilosa 683, 684.
 Nusselt, W. 107, 109, 110, 111, 114, 116, 117, 119, 127, 128, 129.
 Nymphius 210.

 Olszewski 319.
 Oppermann 766.
 Ornstbein 326.
 Orrok 226.
 Osann, B. 735, 759.
 Ostwald-Energie G. m. b. H. 314.
 Ostwald, Wa. 158.
 Ott 198.
 Ottesen 393.
 Ottmer, D. F. 120, 121.

 Parr 289, 290.
 Parson 22, 27.
 Paschen, F. 128.
 Pauer 15.
 Pavloff, M. 738.
 Pécht 107, 118.

- Pfeleiderer, C. 458, 532, 535,
 538, 544, 546.
 Pfeiffer, A. 454.
 Phys. technische Reichs-
 anstalt 123.
 Pichler 235.
 Pickert, F. 569.
 Piepenstock 643.
 Plagge 289.
 Planck, R. 101, 124, 333,
 358, 387, 397, 401.
 Ploeg, van der 116, 117.
 Poelzig, H. 15.
 Pohl 179.
 Poiseuille 107, 117.
 Poncelet 503.
 Possner 226.
 Pott 326.
 Praetorius 146, 161, 184,
 193, 234.
 Prandtl, L. 105, 135, 496.
 Presser 164.

 Radojet 484, 485.
 Raisch 185.
 Rammler 165, 168, 173,
 174.
 Raschig 374.
 Rateau 234.
 Rauber 206.
 Rehmer 167.
 Reichel 65.
 Reichling & Co. 295, 306,
 307.
 Reiher, H. 111.
 Reisert, H. 305, 306, 307,
 310, 311.
 Reisert & Co. 293, 294.
 Rema-Rosin 687.
 Rennerfeldt 773.
 Reschke, G. m. b. H. 312.
 Reutlinger, F. 721, 722.
 Reynold 496.
 Rheinhütte 592, 593.
 Rheinmetall 773.
 Rhenania 767.
 Rice, W. E. 748.
 Richmann 641.
 Richter 314.
 — E. 143.
 Riedinger 534.
 Riepe, M. 772, 777.
 Riley 167.
 Ritter, C. 553.
 Ritz, Gebr., & Schweizer
 560.
 Röchling 776.
 Römer, A. 614, 632, 665,
 674, 687, 690, 695.
- Rohrbogenwerk Hamburg
 23, 586.
 Rohrleitungsbau Phönix
 581.
 Root 448.
 Rosin, P. 148, 155, 165, 168,
 173, 176, 326. 641, 642.
 Rotator G. m. b. H. 668,
 669.
 Rüter 146, 184.
 Rummel, K. 726.
 Ruths 234, 235.

 SSW. s. Siemens-
 Schuckertwerke.
 Salzmann, H. 15.
 Sauerwald, E. 758.
 Sankey 230.
 Sautter 97.
 Sauvour, H. 552.
 Schack, A. 113, 125, 128,
 129, 130, 203.
 Schäfer, A. 614.
 Schäffer und Buddenberg
 237, 238, 239, 589, 590.
 Scheel 106.
 Schikorr 283.
 Schilde 666, 671, 673, 677,
 706.
 Schiller 109, 206.
 Schimpf 171.
 Schleede 263.
 Schlick, Gustav 584.
 Schlick, G., G.m.b.H. 317.
 Schlumberger und Pio-
 trowski 331.
 Schmid 248.
 Schmidt 214, 220, 263, 296.
 — E. 102, 105, 106, 113,
 120, 125, 128, 129.
 — P. 572.
 Schmidt-Hindenburg 228.
 Schmidt u. Söhne 298, 301.
 Schmidtsche Heißdampf-
 Gesellschaft G. m. b. H.
 218.
 Schneider u. Helmecke 517.
 Schneiders 146, 184.
 Schoene 510, 511, 512, 513.
 Schott, E. 753, 754.
 Schreber 100.
 Schrenk 508.
 Schüle 155, 185
 Schütz 523, 525.
 Schulte 164, 168, 179, 183.
 Schultes 176, 186.
 Schulz 235.
 Schumann & Co. 293, 294,
 306.
- Schurig, W. 120.
 Schwaiger 82.
 Schwedler, Fr. 575.
 Schweter 508.
 Schwieta, H. 719, 720.
 Seeberger 202, 214.
 Seibert, O. 128.
 Seidel 214.
 Seiffert, Franz & Co. 593.
 Seiffert, A. G. 306.
 Selikin 200.
 Sell 183.
 Sellschopp, W. 102, 120.
 Sennsenbrenner A. G. 387,
 392.
 Sherman, R. A. 748.
 Shipley 346.
 Siebel 201, 203.
 Siegert 192.
 Siemen u. Hirsch 553.
 Siemens u. Halske 315,
 776.
 Siemens-Schuckertwerke =
 SSW. 20, 26, 27, 546.
 Simon 614, 624, 656, 662,
 670, 674, 683, 700, 706,
 708, 712.
 Singer, F. 522, 735.
 Sirpp 326.
 Smith 275.
 Sörensen 283.
 Spalckhaver 146, 184.
 Spannhake 65.
 Speidel, W. 15, 82, 84, 85,
 88.
 Speisewasserausschuß der
 II. Weltkraftkonferenz
 261.
 Spindler 171.
 Splittgerber 267, 269, 291,
 295, 314.
 Spott 183.
 Sprung 317, 620.
 Stanton 107.
 Stassano 773.
 Staudinger 289.
 Stein 234.
 Steinbrunn 263.
 Steinle 516.
 Steinmüller 212, 295, 306,
 307.
 Stender 108.
 Stenzel 324.
 Stephan 125.
 Stirling 209.
 Stodola 23, 185, 223, 462.
 Stoker 166 f.
 Stratton 268.
 Strommel 318.
 Stückle 508.

- Stumper 159, 241, 261, 267.
 Stumpf 516.
 Sulzer 222.
 Sulzer, Gebr., A.G. 551, 552.

 Taack, van 284, 288, 289.
 Tanner 168, 179.
 Taylor 167, 206.
 ten Bosch 100, 101, 122.
 Tenbrinck 164.
 Tetzner 146, 184.
 Thiel 289.
 Thoma 65.
 Thomann 65.
 Thomas 768.
 Thomson 280.
 Thormann, K. 1, 593, 602, 718, 770.
 Thum 203.
 Tillmanns 267, 285.
 Tolle 516.
 Topf 678.
 Traube 319.
 Traun u. Söhne 512.
 Travers 255.
 Trinks, W. 104, 140, 726, 735.
 Trömmel 263.

 Ulrich 185, 202.
 Ulsamer, J. 111.

 Venuleth u. Ellenberger 716.

 Vereinigte Ekonomiserwerke 228, 229.
 Vereinigte Kesselwerke A.G. 145.
 Vereinigung der Elektrizitätswerke 220.
 Vereinigung der Großkesselbesitzer 162, 195, 286.
 Vogdt 15.
 Vogel 288.
 Voigt, H. 358.
 Voigt u. Haeffner 87.
 Voith 69, 70, 71, 72, 73, 75, 77.
 Vorkauf, H. 200, 279.

 Wärmestelle des Vereins deutscher Eisenhüttenleute 159.
 Wärmetechnische Beratungsstelle der deutschen Glasindustrie 764, 765.
 Waeser, B. 138.
 Wagner, Franz, A.G. 586.
 Wagner, O. 339.
 Walchenseewerk 79.
 Walter 515.
 Walther 165.
 Weck 163.
 Weise Söhne 546, 550, 554, 593.
 Weise u. Monski 512, 519, 520, 521, 528.

 Weiß 454, 516.
 Wellmann 58, 235.
 Wernert 552.
 Wesslinger Großwerk-Rheinguß G. m. b. H. 520, 582.
 Wesslau, M. 15.
 Westinghouse 167, 484.
 Westphal 508.
 Wiegand, Wi. 572, 573, 574.
 Wien 111.
 Williams 289.
 Willmer, H. 727.
 Winnacker, K. 326, 621.
 Witkowitz Bergbau und Eisenhüttengesellschaft 222.
 Wöhrle 79.
 Wösthoff, H. 315.
 Woltmann 502.
 Wyss 21.

 Zarnitz 247.
 Zehetmayer, F. 553.
 Zepf 288.
 Zerkowitz 65.
 Zeuner 173.
 Ziemsen 508.
 Zimmermann 183.
 Zimmermann & Co. 298.
 Zimmermann u. Jansen 138.
 Zittau 677.
 Zwickauer Metallschlauchfabrik Gebr. Jakob 584.

Sachverzeichnis.

- Abdampfturbinen 19.
 Abfallbrennstoffe 171.
 Abgase, Verwertung zum Trocknen 637.
 Abgasverlust in Drehöfen 754.
 Abgasverwertung 60.
 Abhitzeessel 219, 728.
 AbbläBventile 237.
 Abschlammventil 237.
 Absetzkammern 183.
 Absorber 385.
 Adsorptionskältemaschinen, Verbrauchszahlen 387.
 Absperrorgane 96.
 Absperrschieber 591.
 Absperrventil 588.
 Absperrvorrichtungen 587.
 Abwasserreinigung 322, 326.
 Adiabate 408, 412.
 Adiabatische Verdichtung 412, 413.
 A.D.M.-Verfahren 321.
 Adsorption 378.
 Adsorptions-Kältemaschinen 330, 375, 378 f., 384.
 Aerex-Entlüfter 299.
 Ätznatron-Enthärtung 268.
 Affinitätsgesetz (Ventilator) 480.
 Aggressive Kohlensäure 285.
 Akkumulatoren 52.
 A.K.M. = Adsorptions-Kältemaschinen 375.
 Aktivkohlefilter für Entchlorung 322.
 Aluminiumrohre 582.
 Aluminiumverbindungen im Kesselwasser 256.
 Ammoniak als Kältemittel 332.
 Ammoniakkompressor 351.
 Ammoniaklösungen, Dampfdruck 376.
 Ammoniaksynthese 138, 430.
 Ammoniakverdampfer 371.
 Amsterdamer Spritzdüsen 317.
 Anlagen, Aufbau 1.
 — Gliederung 7.
 Ansaugedruck 467.
 Ansaugleistung 467.
 Ansaugvolumen 452.
 Anschlußwert eines Lichtbogenofens 773.
 Anschweißflansche 97.
 Antriebsleistung für Kompressoren 419.
 Anzapf-Kondensator 364.
 Armaturen 546, 575 f.
 — Dampfkessel- 235.
 — Pumpen 527.
 Atmos-Kessel 221.
 Aufhängung von Kessel-trommeln 201.
 Aufwalzflansch 97.
 Aufzüge 599.
 Ausblaseventil 470.
 Ausbrennzeit 148.
 Ausdampfzahl 200.
 Ausflockung 261.
 Aussetzregulierung 431, 472.
 Austragvorrichtungen an Öfen 760.
 Austreiber 378.
 Austrittsdreieck 457.
 Automatische Regelung von Kompressoren 433.
 Axialpumpen 546.
 Bailey-Wand 180.
 Bandtrockner 652, 677, 681.
 Barytverfahren 311.
 Bates-Füllmaschinen 602.
 Baustoffe für Öfen 733.
 Becherwerke 595, 602.
 Behälter 608.
 — druckfeste 609.
 Beka-Rotationspumpe 565.
 Belastungsspitzen 243.
 Belastungsziffer 457.
 Belebter Schlamm 325.
 Beleuchtungsanlagen 83.
 Benson-Kessel 221, 223, 580.
 Berieselungskondensator 364.
 Berieselungsverflüssiger 366, 367.
 Berl-Sattelfüllkörper 374.
 Bernoullische Gleichung 730.
 Berührungsüberhitzer 216.
 Beschaulung 22.
 Besselsche Funktionen 103.
 Bessemer-Birne 768.
 Beth-Filter 184.
 Betriebspunkt 541.
 Betriebswasser, Reinigung 315.
 Bikarbonatzersetzung 253.
 Biologische Reinigung des Wassers 324, 325.
 Birkengang-Ofen 743.
 Bleirohre 582.
 Bleischachtofen 759.
 Blindleistung von Induktionsöfen 777.
 Bodenspeicher 607.
 Bodler-Kessel 206.
 Bördelflansche 96.
 Booth-Ofen 773.
 Borsig-Glimmerwasserstand 239.
 Borsig-Kessel 214.
 Borsig-Sicherheitsventil 238.
 Borsig-Steilrohrkessel 213.
 Braunkohlenfeuerungen 168 f.
 Braunkohlenschwelung 59.
 Breitenleistung von Feuerungen 162.
 Brennermotoren 42, 45.
 Brennkurven eines Ringofen 752.
 Brennpunkt 442.
 Brennstoffbewegung in Feuerungen 159.

- Brennstoffe 146.
 — Heizwert und Abgasmenge 638.
 Brennzonen 749.
 Brown-Boveri-Dampf-
 erzeuger 223.
 Brüdenkompressor 297.
 Budenheim-Verfahren
 270, 310, 311.
 Bühring-Entlüfter 299.
 Bündelkühler 440.
 Bunker 605.
- Calciniertrömmeln 700.
 Caporit 320.
 Cardo-Wasserstand 239.
 Cellasa-Rohre 584.
 Chlorbindungsvermögen
 von Wasser 319.
 Chlordiagramm 321.
 Chlorkalk 320.
 Chlormethyl als Kälte-
 mittel 332.
 Chlorung von Abwasser
 325.
 Chlorungsverfahren 318.
 Chlorverflüssigung 405.
 Chlorverflüssigungsanlagen
 339.
 Copes-Speiseregler 240.
- Daltonsches Gesetz 406,
 616.
 Dampf, als Heizmittel beim
 Trocknen 662.
 Dampfkessel 193.
 Dampfkessel-Armaturen
 235.
 Dampfkessel, automatische
 222.
 — Berechnung 188.
 — Bilanz 191.
 — Leistung 243.
 Dampfkesselwirtschaft
 143, 184.
 Dampfkraftanlage, Wirt-
 schaftlichkeit 60f.
 Dampfkraftwerke 47.
 — Anlagekosten 54.
 — Ausgleich von Schwan-
 kungen 52f.
 — Energiekosten 55.
 — Größe der Einheiten
 48.
 Dampfleistung 193.
 Dampfleitungen 575.
 — Druckverluste 94.
 — Wärmeausdehnung 95.
- Dampfluftgemisch, Dia-
 gramm nach Mollier
 617.
 Dampfprüfer 315.
 Dampfpumpen 570.
 Dampfraumbelastung 200.
 Dampfrohrlösungen 90.
 Dampfsammler 95.
 Dampfspannung, mittlere
 Tab. 505.
 Dampfstrahlpumpen 572.
 Dampfstrahlverdichter
 483.
 Dampfstrahl-Wärme-
 pumpen 486.
 Dampfturbinen 16.
 Dampfventile 95, 237.
 Dampfverteilung 89f.
 Decken für Öfen 735.
 Delphin-Pumpwerk 516.
 Delta-Förderer 596.
 Detrik-Feuerraumwand
 179.
 Deutsche Härtegrade 249.
 Diaphragmapumpe 524,
 526.
 Dichtemesser für Wasser
 315.
 Dichtungen 529, 576, 578.
 — für Steinzeugleitungen
 583.
 Dieselmotoren 42, 45.
 — Wirtschaftlichkeit 62.
 Dietz-Ofen 761.
 Differentialpumpe 502.
 Diffusor 455, 487.
 Diffusorregelung 463, 468.
 DIN-Normen 493.
 Doppelrohrkühler 440.
 Doppelrohr-Kondensator
 363.
 Doppelsammelschienen-
 system für Dampfver-
 teilung 94.
 Doppelwalzentrockner 703.
 Drehkolbenpumpe 565.
 Drehkolbenverdichter 443.
 Drehkrahnen 600.
 Drehmoment 457.
 Drehofen 700, 752.
 — Kühltrommel 753.
 Drehrost 762.
 Drehschieber 451.
 Drehstromkraftüber-
 tragung 82.
 Drehtrockner 690.
 Drehzahl, spezifische 545.
 Drehzahlregulierung 17,
 447.
 Dreischenkelöfen 751.
- Dreistufenkompressor 352.
 Dreiweghahn 587.
 Drillingspumpen 507, 518.
 Drosselklappe 473.
 Drosselkurve, von Kreis-
 pumpen 540.
 Drosselregelung 28.
 Drosselung 435.
 — von Kompressoren 469.
 Drosselventil 368.
 Druckausgleichschieber
 451.
 Druckfässer 566.
 Druckhöhe 478.
 Druckhöhenziffer 458.
 Druckluftförderer 596.
 Druckluftkolben 433.
 Druckluftwerkzeuge 490.
 Druckminderventil 591.
 Druckömlaufschmierung
 548.
 Druckölverstäuber 177.
 Druckspeicher 613.
 Druckumlaufschmierung
 475.
 Druckverlust 483, 490.
 Druckwindkessel 508.
 Druckwirkungsgrad 478.
 Düsenregelung 28.
 Düsenstöcke 757.
 Düsenventil 510, 512.
 Duplex-Pumpe 515, 520.
 D w i g h t - L l o y d - Ofen
 768, 769.
 Dynamische Druckhöhe
 478.
- Eckventil 588.
 Edeleanu-Verfahren 327,
 400.
 Einfach-Walzentrockner
 701.
 Einkammerluftkühler 373.
 Einkörperverdampfer 296.
 Einstock-Kondensations-
 turbine 26.
 Einstrangleitung 91.
 Einstufenverdichter 343.
 Eisengummi 511, 512.
 Eisenbahnschluß 1.
 Eisenbeton 11.
 Eisenverbindungen im
 Kesselwasser 256.
 Eiserzeugung 327f., 395,
 396.
 Eisgenerator 391.
 Ejektor 572.
 Ekonomiser 197, 213, 226f.

- Elektrische Energie, Ver-
teilungsform 87.
— Energieverteilung 81f.
— Heizung 670.
Elektrizität, Verteilungs-
formen 83.
Elektro-Aussetzregulie-
rung 472.
Elektrotechnisches Poten-
tial 283.
Elektrodampfkessel 225.
Elektroden 774.
Elektrodrossel 472.
Elektrofilter 184.
Elektrohängebahn 598.
Elektrokarren 600.
Elektrolytmesser 315.
Elektroofen 770.
— für Schmelzzement 775.
Elektroturbine 27.
Elementenverflüssiger
nach Linde 364.
Emscherbrunnen 325.
Emulseur 569.
Energieerzeugung, Stati-
stik 146.
Energierückgewinnung aus
verdichtetem Gas 489.
Energieverluste bei der
Verteilung 82.
Energieverteilung 80f.
— Anlagekosten 87.
Energie-Verteilungsformen
83.
Energiewirkungsgrad 478.
Energiewirtschaft 15f.
Entaschungseinrichtungen
182.
Entchlörung 321.
Enteisung von Wasser
316.
Entgaser 386.
Entgasung, Vakuum 300.
— von Brennstoffen, Öfen
744.
— von Speisewasser 287.
— von Wasser 298f.
Enthärtung 246f.
— Ätznatronverfahren
268.
— Ausfällungsverfahren
302.
— Bariumverfahren 270.
— Barytverfahren 311.
— Berechnung der Zu-
sätze 267.
— chemische 262, 302f.
— Impffverfahren 272.
— Kalk-Sodaverfahren
267, 305.
Enthärtung, Kieselsäure
265.
— kolloidchemische 277.
— Korrektivverfahren
275, 312.
— mechanische Verfahren
277.
— Neckar-Verfahren
274, 309.
— Permutitverfahren 271,
311.
— Phosphatnächenthär-
tung 307.
— Phosphatverfahren 270,
310.
— Sodarückführungsver-
fahren 310.
— thermische 262, 301f.
Entkeimung 322.
Entlüftung 13.
— von Kälteanlagen 367,
368.
— von Wasser 298.
Entnahmeturbinen 17f., 39.
Entöler 295.
Entölung von Kondens-
wasser 295.
Entphenolierung von
Wasser 326.
Entropietafel 29, 34.
Entstaubung von Rauch-
gasen 183.
Ergichlor 320.
Ermeto-Rohrverbinder
581.
Etagenofen 766.
Explosionsgefährliche Be-
triebe 10.
Explosionsgefährlichkeit
von Ammoniak-Luft-
gemischen 331.
Fabrikanlagen, Aufbau 1.
Fabrikationskosten 3.
Faltenrohr 586.
Faltenrohrkompensator 95.
Faßrüttelmaschinen 602.
Faulverfahren 324.
Ferraris-Säurepumpe
524, 525.
Festbrennen von Schlamm
im Kessel 259.
Feuchtigkeit, relative 616.
Feuchtigkeitsgrad 616, 633.
— Bestimmung 620.
Feuerfeste Steine 242.
Feuerfestigkeit 242.
Feuergas-Rieselrockner
651.
Feuergase, als Wärmeüber-
träger 665.
— Verwertung zum Trock-
nen 637.
— Wärmehalt 637.
Feuerraum 179.
Feuerraumbelastung 161.
Feuerraumwand 179.
Feuerungen 143, 146, 159.
— Bfeitenleistung 162.
— ohne Rost 172.
— Zubehör 180.
Filter, Oxydations- 301.
Filtrieren 293.
Fittings 578.
Flachrost 170.
Flammenstrahlung 129.
Flammofen mit Handbe-
trieb 739.
Flammpunkt 442.
Flammrohrkessel 194.
Flansche 96, 577, 579.
— geschweißte 97.
Flanschendichtungen 576.
Fliehkraftabscheider 183.
Flügelumpfen 558.
Flüssigkeitskühler 367.
Flußstahlrohre 578.
Föge-Ekonomiser 229.
Förderbänder 593.
Fördereinrichtungen 10.
Förderhöhe 457.
— von Kolbenpumpen
495.
Fördermenge 501.
— Nomogramm 497.
Fördern fester Stoffe 593.
— von Flüssigkeiten 494.
Förderrinne 595.
Förderverluste 501.
Fördervolumen von Kom-
pressoren 415.
Formstücke, gußeiserne
578.
Forssblad-Kessel 214.
Foster-Überhitzer 217.
Fouriersches Gesetz 99,
130.
Francis-Turbine 22, 67,
68, 70f.
Freiflußventil 589.
Freistrahlturbinen 65, 68,
69.
Füllkörper 374, 384.
Füllmaschinen 602.
Fundamente 13, 443.
— für Öfen 735.
Fußventil 590.

- Gärfaulverfahren 324.
 G a m a - Pumpe 559.
 Garbe - Kessel 208.
 Gasbewegung in Öfen 730f.
 Gase, Aufbereitung durch
 Tiefkühlung 389.
 — Speicherung 610.
 — Transport und Verdich-
 tung 406.
 Gasfeuerung 176, 177.
 Gasflaschen 613.
 Gasführung 728.
 Gasgesetze 406.
 Gaskammerofen 750.
 Gasmaschinen 44.
 Gasreinigung 389.
 Gasschutzverfahren 300.
 Gasstopfen 579.
 Gasstrahlung 128.
 Gastabelle 152.
 Gasturbinen 46, 62f.
 — Verpuffungsturbine 47.
 Gebläse 449, 477.
 Gebrauchswasserspeicher
 52.
 Gefällespeicher 48, 234.
 Gefäßofen 741.
 Gefrierfleisch 393.
 Gegendruckturbinen 17,
 39f.
 Gegenstromkondensator
 363.
 Gegenstromkühler 438.
 Gegenstromtrocknung 648,
 674.
 Gehäuseregulierung 182.
 Genietete Rohre 579.
 Gesamthärte 249.
 Geschweißte Rohre 579.
 Geschwindigkeitsdiagramm
 455.
 Geschwindigkeitsdreieck
 481.
 Geschwindigkeitsvertei-
 lung in einem Rohr 105.
 Gestell des Hochofens 756.
 Gewerbeordnung 14.
 Gewinderohre 578.
 Gewölbe für Öfen 736.
 Gezeitenkräfte 15.
 Gibbssches Gesetz 280.
 Gicht des Hochofens 757.
 Gips, Trocknung 690.
 Gipsausscheidung im Kes-
 sel 255.
 Gipshärte 250.
 Girod - Ofen 773.
 Glasofen 742.
 Glaubersalzherstellung 360,
 401.
 Gleichdruckspeicher 49, 52,
 233.
 Gleichdruckturbine 16, 19f.
 — mit Druckstufung 19.
 — mit Geschwindigkeits-
 stufen 19.
 Gleichdruckverbrennungs-
 maschine 46.
 Gleichdruckverfahren
 s. Gasturbine 63.
 Gleichstromkompressor
 346.
 Gleichstromtrocknung 648,
 674, 691.
 Gleisförderer 598.
 Glockenbehälter 611.
 Glühlampen 83.
 Glühtrommeln 700.
 Graustrahlung 124.
 Greifer 433, 600.
 Greifersteuerung 431.
 Großfeuerraumkessel 212.
 Großwasserraumkessel
 193, 194f.
 Gütezahle 31.
 Gummiklappenventil 513.
 Gummilager 548.
 Gurtförderer 593.
 Gußeiserne Rohre 576.
 Guttapercha 529.
 Hähne 96, 587.
 Hängebahnen 597.
 Härte von Wasser 249.
 Härtegleichwert des Was-
 sers, Tab. 251.
 Härtegrade 249.
 Härteprüfer 314.
 Härteprüfung 312.
 Hafenofen 742.
 Hagen - Poiseuillesches
 Gesetz 107.
 Handfortschauflungsöfen
 766.
 Handpumpen 517.
 Hannemann - Speise-
 regler 240.
 Harko - Verfahren 306,
 307.
 Hartgummi 593.
 Haufenspeicher 604.
 Hauptsatz, erster, der
 Wärmelehre 407.
 Havlicek - Verfahren
 472.
 Heißdampfschieber 593.
 Heißwasserspeicher 48.
 Heizflächenbelastung 131,
 189.
 Heizflächenberechnung
 191.
 Heizvorrichtungen zum
 Trocknen 662.
 Heizwert 147.
 — Veränderung durch
 Wassergehalt 667.
 Herd 737.
 Herdofen 737.
 — Gasgeschwindigkeit
 731.
 — Wirkungsgrad 739.
 Heringsgrätenverdampfer
 370, 371.
 Heroult - Ofen 774.
 Hilfsschieber 431.
 Hochchlorung 321.
 Hochdruckdampf 186.
 Hochdruckdampfvertei-
 lung 90.
 Hochdruckflansche 580.
 Hochdruckkompressoren
 427.
 Hochdruckkühler 439.
 Hochdruckreaktionen,
 Kompressoren für 428.
 Hochdruck-Sektionalkessel
 207.
 Hochdruck - Steilrohrkessel
 214.
 Hochdruckturbinen, Rege-
 lung, Wärmeverbrauch
 38.
 Hochdruckverdampfer 298.
 Hochdruckvorschalt-
 turbinen 37.
 Hochfrequenzöfen 81, 777.
 Hochleistungsverdampfer
 370, 371.
 Hochofen 756.
 — Beschickung 758.
 — Reaktionen 758.
 — Wärmeausnutzung 759.
 — Wärmeflußbild 759.
 Hochofengas 740.
 Hochofengebläse 477.
 Hochspannung 86.
 Hochspannungsmotoren 87.
 Hochvakuum 455.
 Höchstvakuum 451.
 Hoffmann - Ventil 510.
 Hordentrockner 673.
 Hordenwagen 601.
 Horizontalretortenofen 744.
 Hub, wirksamer 414.
 Hubvolumen 415.
 Hubwagen 601.

- Humboldt-Kessel 208, 209.
 Humphrey-Pumpe 570, 571.
 Hydraulische Kompressoren 482.
 — Widder 571.
 Hydrolyse 253.
 Hydroraffin 295.
 Hyporit 320.
- Impfverfahren 272.
 Indicatorgramm 414, 451.
 Indirekte Dampferzeuger 220.
 Indizierte Leistung 409.
 Indiziertes Volumen 416.
 Induktionsofen 776.
 Injektoren 574.
 Innenfeuerung 160.
 Ino-Pumpe 553.
 Inze-Behälter 610.
 Ionentheorie 250.
IS-Diagramm 185, 186f., 483.
 Isobare 407.
 Isolierstoff 142.
 Isolierung von Rohrleitungen 587.
 Isopere 407.
 Isotherme 407, 410.
It-Diagramm 642, 720.
 — der Verbrennung 155, 157.
- Jäger-Gebläse 448.
- Kabel, Anlagekosten 84.
 Kabelkühlanlage 403, 404.
 Kabelnetz 85.
 Kälte, künstliche 392.
 Kälteanlage 352.
 Kältekompressoren 343.
 Kälteleistung 334, 377.
 Kältemaschinen 335f.
 — Armaturen 355.
 Kältemischungen 327.
 Kältemittel 328, 331, 376.
 — F 12 333.
 Kältetechnik 326, 406.
 Kältetransport 398.
 Kaliindustrie 360.
 Kalk, Brennen 721, 762.
 Kalkhärte 249.
 Kalksättiger 305.
- Kalk-Sodaverfahren 266, 305.
 Kaltluftmaschinen 328, 330.
 Kammerkessel 198.
 Kammeröfen 744, 747.
 — Einzel- 747.
 Kammerspeicher 605.
 Kammertrockner 670.
 Kanalofen 762.
 Kanaltrockner 673f., 674.
 Kaplan-Turbine 67, 73f.
 Kapselgebläse 448.
 Kapselpumpen 559.
 Karbonathärte 250.
 Kasseler-Ofen 747.
 Kastenwagen 601.
 Kavitation 68, 544, 546.
 Kennfläche von Kreiselpumpen 540.
 Kennlinie, der Kreiselpumpe 541, 551, 555.
 — des Kompressor 464.
 Kennzahl von Absorptionskältemaschinen 377.
 Keramische Baustoffe 733.
 Kesselbaumaterial 292.
 Kesselbaustoffe 241.
 Kesselbleche, Festigkeit 241.
 Kesselblechtemperatur 247.
 Kesseldrücke 193.
 Kesselhaus 225.
 Kesselrohre, Wandstärken, Tab. 202.
 Kesselsparschoner 301.
 Kesselspeisevorrichtungen 236.
 Kesselspeisewasser 243, 246f.
 Kesselstein, Entfernung 259.
 — Verhütung 260.
 Kesselsteinbildung, Dynamik 257.
 Kesselsteinentfernung 312.
 Kesselsteinverhütung, elektrische 278.
 — Schutzanstriche 278.
 Kesselwasser, Ablassen 273.
 — Destillation 261.
 — s. Enthärtung.
 Kesselwassermeßverfahren 315.
 Kettenpumpen 565.
 Kettenrost 164.
 Kiesfilter 293.
- Kipper 599, 601.
 Kirchoffsches Gesetz 123.
 Kjellin-Ofen 776.
 Klärbehälter 303.
 Klärfilter 323.
 Klappenflußventil 590.
 Klappenventil 511, 513.
 Klareis 397.
 Kleinstoker 168.
 Kleinturbinen 76.
 Klinkerabwärme, Ausnutzung 753.
 Kocher 383.
 Kocherablage, Reinigung 324.
 Koenemann-Kessel 224.
 Kohlebreiverfahren nach Degener 324.
 Kohlendioxydkompressor 357.
 Kohlensäure, feste 398, 399.
 Kohlenstaubbrenner 174.
 Kohlenstaubeckenfeuerung 211.
 Kohlenstaubfeuerung 173, 176.
 Kohlenstaubflachbrenner 175.
 Kohlenstaubmühlen 174.
 Kohlenstaubzusatzfeuerung 221.
 Kohleveredlung 58.
 Koksofengas 740.
 — Reinigung und Kompression 430.
 Kolben 527.
 Kolbendampfmaschine 16.
 Kolbenkräfte 412.
 Kolbenkompressor 411.
 — Antrieb 421.
 — 3stufiger 424, 425.
 Kolbenpumpen 494.
 — Diagramm 531.
 Kolbenstange 528.
 Kolbenvakuumpumpe 450.
 — Leistungsbedarf 453.
 Kolbenverdrängung 416.
 Kollag 277.
 Kolonne 384.
 Kommutatormotor 432.
 Kompression s. Verdichtung 412.
 Kompressionskältemaschinen 330.
 Kompressions-Kaltdampfmaschine 331.

- Kompressionsmaschine 335f.
 Kompressor, Drehzahl 432.
 — Drehzahländerung 469.
 — 3-Kammer-Bauart 423.
 — Druckstufen 37.
 — Einfachwirkender Zylinder 422.
 — einstufig 422.
 — Fördervolumen 416.
 — für die Ammoniaksynthese 430.
 — Fundament 443.
 — hydraulischer 482f., 488.
 — Kolben- 411.
 — Kühlwasserbedarf 441.
 — Leerlaufverbrauch 433.
 — Leistungsbedarf 417.
 — mehrstufig 425f.
 — Regulierung 431.
 — Schmierung 441.
 — Sechsstufiger 427.
 — Umwälz- 430.
 — Ventile 420.
 — Verbund- 423.
 — volumetrischer Wirkungsgrad 413.
 — Wirkungsgrad 409, 418.
 — zweistufig 423.
 Kompressoren, Drehzahländerung 469.
 Kompressorleistung, Einfluß der Höhenlage 410.
 Kondensationsbetrieb, Speicherung 48.
 Kondensationsturbinen 16.
 — Wärmeverbrauch 36f.
 Kondensations-Vakuum-pumpe 488.
 Kondensatoren 363, 383, 659.
 Kontaktöfen 138.
 Kontakttrocknung 615, 655, 673, 712.
 Konvektion 100, 104, 723.
 Konverter 768.
 Korrektivverfahren 260, 275.
 Korrosion 246.
 — durch Kohlensäure 284f.
 — durch Laugen und Salze 288f.
 — durch Sauerstoff 286f.
 — von Kesselblechen 282.
 Korrosionsschutz durch Zusatz von Chromat 240.
 — — Phosphat 240.
 — — Sulfat 240.
 Korrosions-Schutzmittel 290.
 Korrosionsverhütung, elektrische 292.
 Kraftmaschinen 15.
 Krane 600.
 Kratzer 595, 596.
 Krause-Trockner 684, 686.
 Kreiselkipper 601.
 Kreiselpumpen 532.
 — Armaturen 546.
 — Ausführungen 551.
 — Förderleistung 542.
 — Hauptgleichungen 532.
 — Kennlinie 541.
 — Kraftbedarf 533.
 — Leitvorrichtungen 538.
 — Material 547.
 — Radabmessungen 536.
 — Regelung 543.
 — Schaufelwinkel 534.
 — Spaltdruck, Achsschub 539.
 — spezifische Drehzahl 545.
 — Vergleich mit Kolben-pumpe 558.
 — Wirkungsgrad 532.
 Kreiskolbengebläse 448.
 Kreisprozeß 409.
 Kreuzstromkühler 440.
 Kritische Geschwindigkeit in Rohren 106.
 Kritischer Druck 221.
 Krümmer 500.
 Krupp-Stähle 520.
 Krystalleis 397.
 Krystallkeimbildung 257.
 Krystallisationsgefäß 401, 402.
 Krystallisationsgeschwindigkeit 257.
 Krystallisierapparat 400.
 Kühler 116.
 — Berechnung 135.
 — Gleichung 438.
 Kühlfläche 438.
 Kühltische 376.
 Kühlstoker 168.
 Kühltransporte 398.
 Kühlung der Viscose 402.
 — fester Stoffe 393.
 — von Flüssigkeiten 395.
 Kühlung von Gasen und Dämpfen 404.
 — von Kabeln 402.
 — von Kompressoren 473, 474.
 Kühlwände in Kesseln 209.
 Kühlwandsammler 209.
 Kühlwasserverbrauch von Kondensatoren 366.
 Kugelstücke 578.
 Kugelventil 511.
 Kupferrohre 581.
 Kurbeltriebwerk 43.
 Kurbel-Verbund-Bauart, Zwei- 423.
 Kurvenkipper 601.
 Labyrinthdichtung 27, 475, 549.
 Lagerplatz 603.
 Laminare Strömung 105.
 La-Mont-Kessel 220.
 Langgewinde 579.
 Laufkran 600.
 Laufrad 459.
 — Kompressor- 455.
 — von Turbinen 68.
 Laufwasserkraft 78.
 Laugenpumpe 494, 572.
 Laugensprödigkeit 282, 289.
 Lawaczek-Schaukel 546, 550.
 Leblanc-Verfahren 739, 754.
 Lederdichtung 529.
 Leerlaufregulierung 471.
 Leerlaufverluste des Dampfkessels 193.
 Leichtmetall-Pumpen 556.
 Leistung von Kompressoren 348.
 Leistungsziffern der Kältetechnik 328.
 Leitrad 16, 457.
 Leitschaukeln 539.
 — drehbare 464.
 Leitschaukelregulierung 470.
 Leistungswiderstand 496.
 Leitvorrichtung 463.
 Leuchtgas, Tiefkühlung 390.
 Lichtbogenöfen 81, 772.
 Liefergrad 415.
 Lieferungsgrad von Kältemaschinen 340.
 L i e s c o - Nadelluftthitzer 670.

- Linde-Verfahren 430.
 Linsendichtung 97.
 Ljungström-Turbine 27.
 Ljungström-Vorwärmer 232.
 Löffler-Kessel 222, 223.
 Löslichkeit von Magnesiumhydroxyd 253.
 — von Salzen in Wasser 253f.
 Löslichkeitsprodukt 252.
 Lösungsrückführung 381.
 Lösungswärme, Ammoniak, Tab. 377.
 Lötlose Verschraubungen 581.
 Lokomotivkessel 197.
 Lopulco-Kessel 210.
 Luftbedarf bei Verbrennungen 154f.
 Luftbewegung in Feuerungen 159.
 Luftdruck, mittlerer, Tab. 505.
 Luftdruckpumpen 566, 567.
 Lufterhitzer 667.
 Luftfaktor 158.
 Luftkühler in Kälteanlagen 372.
 — mit Füllkörpern 374.
 Luftüberschußzahl 154.
 Luftvorwärmer 229.

 Maas-Kessel 206.
 Magnesiahärtung 249.
 Mahltrocknung 689.
 — von Kohlenstaub 175.
 Mammutpumpe 488, 568, 569.
 Manganverbindungen, Entfernung aus Wasser 317.
 Manometer 443.
 Manschettenkolben 528.
 Mantelröhrenkondensator 365.
 Mantelröhrenverdampfer 371.
 Martin-Rost 172.
 Mauerungen von Feuerungen 180.
 Mawald-Pumpe 563, 564.
 Mehrkammertrockner 672.
 Mehrstufenverdichter 348.
 Membranpumpen 523, 525.
 Mengemesser 502.
 Metallschläuche 584.
 Metallschlauchkompensatoren 95.

 Millival 251.
 Mischgas 740.
 Mischkühler 219.
 Mischvorwärmer für Wasser 298.
 Mönkemöller-Ofen 773.
 Mörtel, feuerfester 243.
 Moll-Dampfexpansionsverstärker 177.
 Molliersches Diagramm 617, 623.
 Montejus 566.
 — Arbeitsdiagramm 567.
 Mühlen, Kohlenstaub- 174.
 Muffelofen 746.
 Muffen 576.
 Muffensicherung 577.
 Muldenförderketten 594.
 Muldenkipper 599.
 Muldenrost 169f., 170.
 Muldentrockner 706.
 Myria-Pumpe 546, 550.

 Nadellufterhitzer 670.
 Nahtlose Rohre 579.
 Naßluftkühler 372, 373.
 Naßwähler 184.
 Natriumsulfidherstellung 740.
 Natronzahl 269, 291.
 — Nomogramm, Tab. 313.
 Nennweite 576.
 Neopermutit 271.
 Nichtkarbonathärte 250.
 Niederdruckdampfverteilung 89.
 Niederdruckspeicher 52.
 Niederdruckverdampfer 297.
 Niederfrequenzöfen 776.
 Niederschlagsbildung in Wasser 252.
 Niederspannungsmotoren 87.
 Nietflansche 96.
 Nomogramme 313.
 Normblenden 502.
 Normdüsen 502.
 Normung von Dampfkesseln 246.
 Nubilosa-Trockner 684.
 Neckarverfahren 274, 307, 308.

 Oberflächekühler 219.
 Oberflächenspannung 280.
 Obertrommel 199.
 Öfen 718.

 Ölabscheider 356.
 Öldurchflußregelung 29.
 Öler 442.
 Ölfeuerung 176.
 Ölluftpumpe 454.
 Ölringsteuerung 20.
 Ölschalter 87.
 Öfen, Austragvorrichtungen 760.
 — Baugrund 735.
 — Decken 735.
 — Dreh- 752.
 — Etagen- 766.
 — Fundament 735.
 — Kammer 747.
 — Kanal- 762.
 — mechanische 746.
 — mit bewegtem Gut 752.
 — mit Drehrost 762.
 — mit ruhendem Gut 737.
 — mit überschlagender Flamme 747.
 — mit wandernder Brennzone 749.
 — Porzellan- 748.
 — Schacht- 755.
 — Spirlet- 767.
 — Tunnel- 762.
 — Wärmefluß 718.
 — Wannen- 763.
 — zum Verblasen 768.
 Ofenbau 733.
 Ofenbauarten 737.
 Ottesen-Verfahren 393.

 Papierrohre 584.
 Parson-Turbine 22, 27.
 Passivierung des Eisens 283.
 Patent-Freiflußventile 589.
 Patent-Säureschieber 592.
 Paternoster 599.
 Paternosterwerke 565.
 Pécelet-Zahl 118.
 Pékrun-Globoidpumpe 564.
 Pelton-Rad 67, 70.
 Periodische Adsorptionsmaschinen 380.
 Permutit 264.
 — Manganoxyd 318.
 Permutitverfahren 271, 311.
 Pfeiffer-Pumpe 454.
 Phenolbeseitigung aus Wasser 324.
 Phenolhaltige Abwasser 326.
 Phosphathärtung 263.

- Phosphatschutz 290.
 Phosphatverfahren 270.
 Plancksches Gesetz 124.
 Planrost 159, 162, 195.
 Planstoker 196.
 Plattenförderer 594.
 Plattenkocher 302.
 Plattenventile 354.
 Plattenwagen 601.
 Plunger 527.
 Plungerpumpe 517, 519.
 Pneumatische Förderanlagen 597.
 Polytrope 408, 409.
 Porosität von Steinen 247.
 Porzellanofen 748.
 Pott-Hilgenstocksches Waschverfahren 326.
 Prandtl'sche Grenzschicht 135.
 Preßstrahltriebwerke 65, 70.
 Probeentnahmeeinrichtung für Wasser 315.
 Profilkühler 116.
 Propellerpumpe 551.
 Propellerturbine 67, 73f.
 Psychrometer 620, 621.
 Psychrometerformel 620.
 Psychrometertafel 621.
 Pufferspeicher 49.
 Pulsometer 570.
 Pumpen 467, 494.
 — Antrieb 503, 515.
 — Drehzahl 514.
 — doppeltwirkende 507.
 — einfachwirkende 507.
 — Flanschdichtung 527.
 — für dicke Flüssigkeiten 521.
 — für Spinnlösungen 526.
 — indizierter Wirkungsgrad 503.
 — Leerlaufwiderstand 504.
 — Nutzleistung 503.
 — Regelung 515.
 — Saugteile 504.
 — schwungradlose 519.
 — volumetrischer Wirkungsgrad 501.
 Pumpendiagramm 531.
 Pumpenventile 508.
 Pumpenzylinder 526.
 Pumpengrenze 472, 473.
 Pumpspeicherwerk 245.
 Pusher 167.
 Quecksilberdampfkessel 224.
 Querstromtrocknung 674.
 Radialturbine 26, 27.
 Radojet-Strahlverdichter 485.
 Räderpumpe 562.
 Raschig-Ringe 374.
 Rast des Hochofens 756.
 Râteau-Speicher 234.
 Rauber-Luquet-Kessel 206.
 Rauchgas-Lufterhitzer 667.
 Rauchgasvolumen 154.
 Rauchrohrkessel 196.
 Rauhigkeit von Rohrleitungen, Tab. 496.
 3-Raum-Bauart 423.
 Raumbeständigkeit von Steinen 242.
 Raumkühlung 372.
 Reaktionswärme, Ableitung 98f.
 Reduktionsöfen 774.
 Regelung von Kreiselpumpen 543.
 — von Turbinen 28, 76.
 Regelventile 353, 368.
 Regenerativlufterhitzer 668.
 Regenerativofen 724, 726, 731, 737.
 Regenerativvorwärmer 232.
 Regulierdiagramm 437.
 Regulierung, stetige 436.
 — von Kompressoren 431.
 — von Turbokompressoren 467.
 Reibungsverlust, Nogramm 492.
 Reibungsverluste in Rohrleitungen 498.
 Reibungswiderstand in Armaturen 500, 501.
 Reichsgewerbeordnung 14.
 Rektifikation 377.
 Rektifikator 383, 384.
 Rekuperativ-Lufterhitzer 668, 669.
 Rekuperativofen 725, 726, 736.
 Rekuperativvorwärmer 230.
 Rennerfelt-Ofen 773.
 Resolutor-Kohlenstaubmühlen 172.
 Resorber 381, 386.
 Resorptionsmaschine 382.
 Restarting-Injektor 574.
 Resthärte 269.
 Retorten, Wärmeübergang 139.
 Retortenöfen 744.
 Reversible Adsorptionsmaschine 380f.
 Reynoldssche Zahl 107, 496.
 Rhei-Rückschlagventil 590.
 — Ventil 237, 588.
 Rheinmetallöfen 773.
 Rieselkühler 116.
 Rieseltrockner 678, 679.
 Rieselzelleneinbau 696.
 Rieselzellentrockner 643, 644, 645.
 Riley-Stoker 167.
 Ringkabelschalter 85.
 Ringleitungen, Dampf- 92.
 Ringofen 750.
 Ringplattenventil 420.
 Ringventil 511.
 Rinnenöfen 755.
 Rippenrohr-Ekonomiser 229.
 Rippenrohrkessel 207.
 Röchling-Rodenhauser-Ofen 776.
 Röhrentrockner 708.
 Rösten von Erz 766.
 Röstofen 741.
 — mechanischer 767.
 Rohre aus Kupfer, Bronze und Messing 581.
 — Berechnung 575.
 — genietete 579.
 — geschweißte 579.
 — nahtlose 579.
 Rohrbruchventil 591.
 Rohrbrunnen-Kolbenpumpen 518, 520.
 Rohrbrunnenpumpen 552.
 Rohrgewinde 579.
 Rohrleitungen 575f.
 — Absperrvorrichtungen 587.
 — Befestigung 586.
 — Dampf- 90f.
 — Isolierung 587.
 — Kennfarben 585.
 — Reibungsverluste 498.
 — Verlegung 585.
 Rohrschelle 577.
 Rohrverbindungen 96.
 Rohrverschraubungen 580.
 Rollenförderer 596.
 Rolle-Ofen 326.
 Root-Gebläse 448.
 Rost, Tenbrinck- 164.
 Rostbelastung, Tab. 161.

- Rostdurchfall 191.
 Roste 162.
 — in Öfen 761.
 Rostfläche 161.
 Roststäbe, Material 242.
 Rosttheorie 282.
 Rotationskompressore 443, 444.
 — Leistungsbedarf 446.
 Rotationspumpen 559, 560, 562.
 Rotationsvakuumpumpe, Leistungsbedarf 453.
 Rotator-Lufterhitzer 230.
 Rückexpansionskoeffizient 414.
 Rückführung von Kesselwasser 268.
 Rückkühlung 437.
 Rückkühlwerk 366.
 Rückschlagventil 436, 443, 590.
 Rückschubrost 172.
 Rundstrahlde 68.
 Ruß-Ofen 773.
 Ruths-Speicher 234, 235.
- Sackwaage 602.
 Sättigungsdruck 411.
 Sättigungsgrad der Luft 616.
 Säurebindungsvermögen des Wassers 322.
 Säurekitt-Höchst 243.
 Säurepumpen 494, 521, 553.
 — aus Leichtmetall 556.
 Salzsäurepumpe 523.
 Sandfilter 293.
 Sandsäulenfilter 293, 294.
 Sankey-Diagramm 230.
 Sattelfüllkörper 374.
 Sauerstoffkompressor 442.
 Sauerstoffprüfer 315.
 Saugdrosselpumpengrenze 470.
 Saughöhe 479.
 — von Kreiselpumpen 544.
 Saugluftförderer 596.
 Saugwindkessel 508, 527.
 Saugzug 182, 729.
 Saugzug-Ekonomiser 228.
 Schachtkühler 753.
 Schachtöfen 755.
 Schachtschmelzöfen 755.
 Schädlicher Raum 413.
 Schäumen 246.
 — von Kesselwasser 278.
- Schamotte 242.
 Schaufelformen 457, 465.
 Schaufelkrümmung 461.
 Schaufeltrockner 707.
 Schaufelwinkel 534.
 Schaukelförderer 595.
 Scheibengasbehälter 613.
 Scheibenkolben 527.
 Schieber 96, 591.
 Schilde-Gasfeuerung 666.
 Schirmgenerator 74f.
 Schirmofen 770.
 Schläuche 584f.
 Schlangenkühler 440.
 Schlepper 600.
 Schmelzleistung eines Wannenofens 765.
 Schmelzöfen 741.
 Schmelzzement, Ofen für 775.
 Schmidt-Kessel 220.
 Schmieröl 442.
 Schmieröle, Raffination 401.
 Schmierung 441.
 — von Kompressoren 346.
 Schnecken 594.
 Schnellfilter nach Reiser 293.
 Schnellumluftrockner 687, 688, 689.
 Schoene-Ventil 510.
 Schornstein 181.
 Schornsteinzug 729.
 Schrägröhrkessel 198.
 Schrägretortenofen 744.
 Schrägrost 162.
 Schranktrockner 671.
 Schraubenpumpe 556.
 — Myria- 550.
 Schraubenventilator 481.
 Schubrinne 596.
 Schüttelrutsche 595.
 Schwärzegrad 125.
 Schwabekolben 424.
 Schwefeldioxyd als Kältemittel 332.
 Schwefligsäure-Kompressor 357.
 Schweißung von Dampfleitungen 96.
 Schweißkraftwerk 59.
 Schwingrinne 595.
 Schwungmoment 530.
 Schwungräder 530.
 Sedimentieren 292.
 Seilbahnen 597.
 Seitenkipper 601.
 Sektionalkammern 202.
- Sektionalkessel 199, 204, 206.
 — Wasserumlauf 214.
 Selbstansaugende Pumpe 553.
 Selbstbrennende Elektroden 775.
 Selbstentladewagen 602.
 Sicherheitsventil 235, 237, 442.
 Siebtopf 357.
 Siederöhre 202.
 Siegertsche Formel 192.
 Siemens-Halske-Ofen 776.
 Siemens-Martin-Ofen 740.
 — Gasgeschwindigkeit 730.
 — Leistung 741.
 Sihi-Pumpe 553.
 Silicaausscheidung im Kessel 256.
 Siliciumcarbidofen 772.
 Siliciumguß 520.
 — Rohre 582.
 Silo 604, 605, 606.
 Simplex-Pumpe 515.
 Sinteröfen 768.
 Sodaherstellung 739.
 Söderberg-Elektroden 775.
 Sonderwagen 601.
 Spaltdruck 457, 539.
 Spaltverluste 28.
 Speicher, Wasserkraft- 79.
 Speichern 602f.
 — von Dampf 51.
 — von elektrischer Energie 52.
 — von Energie 79.
 — von Flüssigkeiten 607.
 — von Gasen 610.
 — von Wärme 48f.
 Speicherwasserkraft 79.
 Speicherwärme 727.
 Speisepumpen 236.
 Speiseregler 239.
 Speisewasserreinigung 261.
 Speisewasserspeicher 49.
 Speisewasservorwärmung 35.
 Spezifische Wärme 407.
 — — von Verbrennungsgasen 152, 638.
 Spezifisches Gewicht der Verbrennungsgase 639.
 Spinnpumpe 526, 561.
 Spinnstoff-Räderpumpe 562.

- Spiralgehäusepumpe 549.
 Spirlet-Ofen 767.
 Spitzendeckung mit Dampfkesseln 243.
 Sprengplatte 347.
 Sprungsche Gleichung 620.
 V-Stähle 520, 553.
 V-A-Stähle 590, 592.
 Stahlbau 10.
 Stahlgußrohre 578.
 Stassano-Ofen 773.
 Staubsäcke 184.
 Staubwäsche 183.
 Stauscheiben 502.
 Steilrohrkessel 207 f., 213.
 Steilrohrkessel-Wasserumlauf 214.
 Steilrohrkondensator 366.
 Steilrohrverdampfer 369.
 Steinkohlenfeuerungen 162.
 Steinmüller-Kessel 212.
 Steinzeug, Druckluftpumpe 569.
 — säurefeste 522.
 Steinzeughahn 583, 587.
 Steinzeug-Kreiselpumpen 555.
 Steinzeugpumpe 524.
 Steinzeugrohre 582.
 Stephan-Bolzmannsches Gesetz 125.
 Steuerkolbenregelung 29.
 Steuerung von Kompressoren 420.
 Stiefelofen 763.
 Stirling-Kessel 209.
 Stofffilter 184.
 Stofffluß 6.
 Stopfbüchsen 528.
 — Metallpackungen 528.
 — von Kältemaschinen 355.
 — von Kompressoren 428.
 Stopfbüchsendichtung 529.
 Stopfbüchsenkühlung 552.
 Stopfbüchsenlose Pumpen 554.
 Stoßheber 571.
 Strahlpumpen 572.
 Strahlung 722, 723.
 — eines schwarzen Körpers 123.
 Strahlungsbeiwert 139.
 Strahlungsfaktor 126.
 Strahlungsflächen 209.
 Strahlungsintensität 123.
 Strahlungskessel 210.
 Strahlungsüberhitzer 216, 217.
 Strahlungsverluste des Dampfkessels 192.
 Strahlungszahl 124, Tab. 125.
 Strahlverdichter 454, 482 f.
 Strömung in Rohrleitungen 490.
 Strömungsverluste 575.
 Strömungswiderstand von geschichteten Stoffen 730.
 Stromtrockner 687.
 Stufenluftgebläse 680.
 Stufenweise Regulierung von Kompressoren 434.
 — Verdichtung 412, 422.
 Stufenzylinder 425.
 Sulfathandofen 745.
 Sulfatofen, mechanischer 746.
 Sulfatschutz 290.
 Sulzer-Kessel 223.
 Tandem-Verbund-Anordnung 423.
 Tank 608.
 Tauchglocken 611.
 Tauchkolben 527.
 Tauchpumpen 552.
 Tauchverdampfer 362.
 Taupunkt 147.
 — von Rauchgasen 227.
 Taylor-Stoker 167, 206.
 Tellertrockner 712.
 Tellerventil 509, 513.
 Tellerventile 353.
 Temperaturleitfähigkeit 103.
 Temperaturregelung in Trocknern 652.
 Temperaturverlauf in Trommeltrocknern 642.
 Temperaturwechsler 386.
 Tenbrinck-Feuerung 164.
 Thermisilidhahn 587.
 Thermisilidpumpen 521, 522, 572.
 Thomas-Birne 768.
 Tiefkühlanlage für Leuchtgas 389.
 Tiefkühlung von Gasen 389, 392.
 Tiefsaugevorrichtungen 573.
 Tombakrohre 584.
 Topf-Großrost 171.
 Torsionsgasbrenner 178.
 Transformatoren, Anlagekosten 84.
 Transmissionswellen 14.
 Transport fester Stoffe 593.
 Treppen 12.
 Treppenrost 159, 169.
 Trichterkühler 753.
 Trinatriumphosphat-Enthärtung 260, 263.
 Trockeneis 398.
 Trockenentstaubung 183.
 Trockenkanäle 652.
 Trockenluftkühler 372.
 Trockenschrank 671.
 Trockentrommel mit Rieselszelleneinbau 696.
 Trocknen 614 f.
 — Antriebsenergie 630.
 — bei Über- und Unterdruck 656.
 — Heizvorrichtungen 662.
 — mit elektrischer Heizung 670.
 — mit überhitztem Wasserdampf 632.
 — Temperaturverlauf 622.
 — Undichtigkeitsverluste 661.
 — Wärmebilanz 631.
 — Wärmeverbrauch der Hilfseinrichtungen 659.
 — Gleichstrom- und Gegenstrom- 648.
 — thermischer Wirkungsgrad 647, 660.
 Trocknungsvorgang im Innern des Gutes 624.
 Trocknungswertigkeit 643.
 Trommeleinbau 643.
 Trommelkammerofen 699.
 Trommeln (Kessel-) 200.
 Trommeltrockner 642, 690.
 — Außenbetrieb 698.
 — Leistung 697.
 — — Wärmebedarf 648.
 — mit Hubschaufeleinbau 692.
 Tunnelofen 762.
 Turbine von de Laval 19.
 Turbinen 65 f.
 — Dampftrocknung 35.
 — Dampfverbrauch 56.
 — Drehzahl 37.
 — Frischdampftemperatur 32.
 — Gütezahl 31.

- Turbinen, Kupplungs-
 wirkungsgrad 31.
 — Regelung 28.
 — thermischer Wirkungs-
 grad 30.
 — Wärmeverbrauch 35.
 — Wahl des Dampf-
 druckes 31.
 — Wirtschaftlichkeit 40f.
 — Zwischenüberhitzung
 34.
 Turbinenschaufeln, Ent-
 wässerung 35.
 Turbinentheorie 66.
 Turbogebälse 455.
 Turbokompressoren 358,
 443, 455, 476.
 — Berechnung 457f.
 — für Ammoniak 360.
 — Gesamtwirkungsgrad
 459.
 — Leistung 360.
 Turbulente Strömung 105f.

 Überdruckturbine 22.
 Überflutungseinrichtung
 337.
 Überhitzer 216f.
 Überhitzerregelung 219.
 Überhitzerrohr 202.
 Überhitzerschaltungen
 218.
 Überschäumen von Kesseln
 200.
 Ultrafiltration 261.
 Ultramarinherstellung 746.
 Umformung von Energie
 15.
 Umkehrschaufeln 464.
 Umwälzkompressoren 430.
 Una-Pumpe 518.
 Una-Stopfbüchse 528.
 Ungleichförmigkeitsgrad
 43.
 Unkosten von Fabrik-
 lagen 3.
 Unterfeuerung 160.
 Unterschubrost 159.
 Unterstationszahl 86.
 Unterwasserpumpen 552.

 Vakuumerzeugung 448.
 Vakuumleitungen 576.
 Vakuumpumpen 416, 449,
 488.
 — Leistungsbedarf 452.
 — Liefergrad 452.

 Vakuum-Schaufeltrockner
 707.
 Vakuum-Schrantrockner
 674.
 Vakuum-Trockenschränke
 141.
 Vakuumtrockner 703.
 Vakuumverdampfer 296.
 Vakuumwalzentrockner
 702.
 Vakuumzerstörer 433.
 V e l o x - Dampfzeuger
 62f., 64, 65.
 Ventilatoren 478.
 — Kennlinien 480.
 Ventile 96, 420, 508, 588.
 — Dichtung 510.
 — gepanzerte 589.
 — selbsttätige 436.
 Ventildfedern 420.
 Ventilplatte 420.
 Ventilsäcke 602.
 Venturi-Düsen 473.
 Venturi-Messer 502.
 Verbindungsstück für
 Rohrleitungen 578.
 Verbrennung 146.
 Verbrennungsdreieck 157,
 158.
 Verbrennungsgase, mitt-
 lere spezifische Wär-
 me 638.
 — Zusammensetzung 638.
 Verbrennungsgleichung
 153.
 Verbrennungskraftma-
 schine, Anlagekosten
 59.
 — Wirtschaftlichkeit 60f.
 Verbrennungsluft 150.
 Verbrennungsmotoren 41.
 — Fundament 44.
 — Wärmeverbrauch 42.
 Verbrennungsrechnung
 151.
 Verbund-Kältemaschine
 338.
 Verbundofen 755.
 Verdampfen 615.
 Verdampfer in Kältean-
 lagen 369f., 383, 384.
 Verdampferleistung
 (Dampfkessel) 189.
 Verdampfung 185.
 — von Kesselwasser 297.
 Verdampfungsrocknung,
 Wärmebedarf 657.
 Verdampfungsziffer
 (Dampfkessel) 189.
 Verdichter 341.

 Verdichtung, mehrstufige
 411.
 — von Gasen 406.
 — Wahl der Stufen 437.
 Verdängungsspeicher 50,
 234.
 Verdunsten 615.
 Verdunstungsrocknung
 658.
 Verengungsfaktor 460.
 Vergasermotoren 45.
 Verladen 601.
 Verladeschnecken 602.
 Verpuffungsverfahren
 s. Gasturbine 64.
 Vertikalretortenofen 744.
 Vertikaltrockner 680.
 Vielstufen-Überdruck-
 turbinen 17.
 Viscose, Reifung 402.
 Viscosität 101.
 Volumetrischer Wirkungs-
 grad 413, 414, 501.
 Volta-Ofen 773.
 Vorderkipper 599.
 Vorfeuerung 160, 197.
 Vorschaltturbine 24.
 Vorschubrost 196.
 Vorsteuerung 473.
 Vorübergehende Härte 250.
 Vorwärmer 226.
 Vorwärmung der Feuergase
 724.

 Wälzkolbenpumpe 562,
 563.
 Wärmeabsorption 126.
 Wärmeaustausch 126.
 Wärmeaustauscher 727.
 — Berechnung 135.
 Wärmebedarf beim Trock-
 nen 625.
 Wärmedurchgangszahl
 130f., 227, 438.
 Wärmeflußschaubilder 728.
 Wärmeinhalt der Verbren-
 nungsgase 155.
 — feuchter Luft 615.
 — von Satttdampf 185.
 Wärmeisolation 243.
 Wärmekraftmaschine 16f.
 Wärmekraftwerke 47.
 Wärmelehre 407.
 Wärmeleitfähigkeit des
 Kesselsteins 246.
 — Tab. 100.
 — von Flüssigkeiten 102.
 — von Gasen 103.
 — von Steinen 242.

- Wärmeleitung 99.
 Wärmeleitzahl 101.
 Wärmeleitzahlen von Iso-
 lierstoffen 142.
 Wärmenutzung 723.
 Wärmepumpen 486.
 Wärmeschaubild 720.
 Wärmespeicher 233.
 Wärmestrahlung 99, 122.
 Wärmeströmung 112.
 Wärmeübergang 721, 723.
 — an siedende Flüssig-
 keiten 121.
 — durch kondensierenden
 Dampf 118f.
 — durch Konvektion 104.
 Wärmeübergangswider-
 stand 105, 120.
 Wärmeübergangszahl 103,
 104, 108f., 115f., 127,
 438, 474.
 — Berechnung 111.
 — Ermittlung 110.
 — Tab. 133f.
 Wärmeübertragung 97f.,
 131, 723.
 — in Kondensatoren 367.
 Wärmeübertragungszahl
 191.
 Wärmeverhältnis 377.
 Wärmeverluste beim
 Trocknen 629.
 — des Dampfkessels 192.
 — durch Abstrahlung und
 Konvektion 141.
 — in Dampfleitungen 93.
 Wagner-Rohrkompensa-
 tor 586.
 Walzentrockner 700.
 Walther-Rost 165.
 Wanderrost 159, 164f., 204,
 221.
 Wandstärke von Kesseln
 200.
 — von Rohrleitungen 575.
 Wandungen für Öfen 734.
 Wannenofen 763.
 — Gasgeschwindigkeit
 731.
 — Wärmeflußbild 765.
 Wasseraufbereitung 292.
 Wasserdampf, Druck, Wär-
 meinhalt, spezifisches
 Gewicht, Tab. 634.
 Wasserdampf, spezifisches
 Volumen 633.
 Wasserdampfstrahl-Kälte-
 maschine 330.
 Wassergehalt der Luft 615.
 Wasserkraftanlagen 77.
 Wasserkraftmaschinen 65f.
 Wasserkraftwerke, Anlage,
 Betriebskosten 80.
 Wassermantelofen 760.
 Wassermesser 502.
 Wasserräder 66.
 Wasserreinigung 261.
 — Auswahl der Verfahren
 272.
 — durch Filtration 293.
 — durch Verdampfen 295.
 — Faulverfahren 325.
 — s. Enthärtung 246.
 — von Phenolen 324, 326.
 Wasserringkompressor 447.
 Wasserringvakuumpum-
 pen, Leistungsbedarf
 453.
 Wasserrohrkessel 193, 198.
 Wasserstandsanzeiger 238.
 Wasserstandsregler 517.
 Wasserstoffionenkonzen-
 tration 283.
 Wasserstrahlpumpen 572.
 Wasserstrahlverdichter
 486f.
 Wasserturbinen, Bauarten
 68.
 — Drehzahl 67.
 — Fallhöhe 66.
 — Leistung 78.
 — Regelung 76.
 — Wirkungsgrad 67.
 Wasserumlauf in Kesseln
 214.
 Wasservorwärmer 226.
 Weck-Wurffeuerung 163.
 Weißmetall 428.
 Wellenleistung 503.
 Wellenrohre 586.
 Wellrohrkessel 194.
 Wenderutschen 607.
 Wernert-Pumpe 552.
 Wernert-Säurepumpe
 555.
 Westinghouse-Le-
 blanc-Apparat 484.
 Westinghouse-Stoker
 167.
 Wetterlutton 486.
 Widerstandshöhe 497.
 Widerstandsofen 771.
 Winderhitzer 757.
 Windkessel 77, 506, 527.
 Windkräfte 15.
 Windpressung 761.
 Wirkungsgrad von Öfen
 727, 728.
 Woltmann-Messer 502.
 Wuchtförderer 595.
 Wurfbinne 595.
 Zähigkeit 101, 102.
 Zahnradpumpe 561.
 Zahnradspinnpumpe 562.
 Zelleneisenerzeuger 396.
 Zellentrommeltrockner 692.
 — mit Kreuzeinbau 693.
 — mit Quadranteneinbau
 693.
 — mit Sterneinbau 694.
 — System Multiple x
 694.
 — System Symple x
 694.
 Zement, Brennen 720.
 Zerstäubungstrockner 683.
 Ziegel, Brennen von 752.
 Zinkblende-Ofen 766.
 Zinkdestillation 743.
 Zinkweißherstellung 743.
 Zonenrost 166.
 Zündermotoren 42, 44.
 Zugführung in Kesseln 203.
 Zugverlust im Schornstein
 181.
 Zuschaltraum 434.
 Zustandsgleichung 406.
 Zweidruckturbinen 19.
 Zweikammerluftkühler 373.
 Zweikörperverdampfer 297.
 Zweistoffverfahren, Dampf-
 kessel 224f.
 Zweiwelrohrkessel 195.
 Zwillingspumpen 518.
 Zwischenkühler 437.
 Zwischenüberhitzer 33, 207,
 216, 217.
 Zylinderkühlung 411.
 Zylinderöl 442.
 Zylinderschmierapparat
 442.

Kraft- und Wärmewirtschaft in der Industrie. In zwei Bänden.

Erster Band: **Allgemeine Grundlagen der Kraft- und Wärmewirtschaft in der Industrie.** Von Dr.-Ing. **Ernst Reutlinger**, Vorstand der Ingenieurgesellschaft für Wärmewirtschaft A.-G., Köln, unter Mitwirkung von Oberbaurat Ing. **M. Gerbel**, beh. aut. Zivilingenieur für Maschinenbau und Elektrotechnik, Wien. Gleichzeitig dritte, vollständig erneuerte und erweiterte Auflage von **Urbahn-Reutlinger**, Ermittlung der billigsten Betriebskraft für Fabriken. Mit 109 Textabbildungen und 53 Zahlentafeln. V, 264 Seiten. 1927.

Gebunden RM 16.50*

Zweiter Band: **Spezielle Kraft- und Wärmewirtschaft in den einzelnen Industrien.** Von Oberbaurat Ing. **M. Gerbel**, beh. aut. Zivilingenieur für Maschinenbau und Elektrotechnik, Wien, unter Mitwirkung von Dr.-Ing. **Ernst Reutlinger**, Vorstand der Ingenieurgesellschaft für Wärmewirtschaft A.-G., Köln. Gleichzeitig dritte, vollständig erneuerte und erweiterte Auflage von **Gerbel**, Kraft- und Wärmewirtschaft in der Industrie (Abfallenergieverwertung). Mit 102 Textabbildungen und 33 Zahlentafeln. VII, 338 Seiten. 1930.

Gebunden RM 20.—*

Prioform-Handbuch. Herausgegeben von den Deutschen Prioformwerken Bohlander & Co. G. m. b. H., Köln. Zweite, vollkommen neu bearbeitete und erheblich erweiterte Auflage. 283 Seiten mit 16 Figuren und 13 Seiten Schreibpapier. 1930.

Gebunden RM 15.—*

Die Grundgesetze der Wärmeübertragung. Von Professor Dr.-Ing. **H. Gröber**, Berlin, und Regierungsrat Dr.-Ing. **S. Erk**, Berlin. Zugleich zweite, völlig neu bearbeitete Auflage des Buches: **H. Gröber**, **Die Grundgesetze der Wärmeleitung und des Wärmeüberganges.** Mit 113 Textabbildungen. XI, 259 Seiten. 1933.

Gebunden RM 22.50

Die Trockentechnik. Grundlagen, Berechnung, Ausführung und Betrieb der Trockeneinrichtungen. Von Dipl.-Ing. **M. Hirsch**, Berat. Ingenieur VBI. Zweite, verbesserte und vermehrte Auflage. Mit 336 Textabbildungen, einer schwarzen und 2 zweifarbigen *i-x*-Tafeln für feuchte Luft. XVI, 484 Seiten. 1932.

Gebunden RM 36.—

Ix-Tafeln feuchter Luft und ihr Gebrauch bei der Erwärmung, Abkühlung, Befeuchtung, Entfeuchtung von Luft, bei Wasserrückkühlung und beim Trocknen. Von Dr.-Ing. **M. Grubenmann**, Zürich. Mit 45 Textabbildungen und 3 Diagrammen auf 2 Tafeln. IV, 46 Seiten. 1926.

RM 10.50*

Verdampfen, Kondensieren und Kühlen. Von **E. Hausbrand** †. Siebente Auflage, unter besonderer Berücksichtigung der Verdampfungsanlagen vollständig neu bearbeitet von Dipl.-Ing. **M. Hirsch**, Berat. Ing. VBI. Mit 218 Textabbildungen. XVI, 359 Seiten. 1931. Gebunden RM 29.—*

Theorie und Praxis der Destillation. Von Professor **Sydney Young**, Dublin, und mehreren Mitarbeitern. Gekürzte deutsche und mit Anmerkungen versehene Ausgabe von Dr. **Walter Prahl**. Mit 128 Textabbildungen. XIII, 363 Seiten. 1932.

Gebunden RM 26.—

Luftbehandlung in Industrie- und Gewerbebetrieben.

Be- und Entfeuchten, Heizen und Kühlen. Von Dipl.-Ing. **L. Silberberg**. Mit 96 Abbildungen im Text und einer Tafel. VI, 174 Seiten. 1932.

RM 16.50; gebunden RM 18.—

* Abzüglich 10% Notnachlaß.

Die Dampfkessel nebst ihren Zubehöerteilen und Hilfseinrichtungen.

Ein Hand- und Lehrbuch zum praktischen Gebrauch für Ingenieure, Kesselbesitzer und Studierende. Von Reg.-Baumeister Professor **R. Spalekhaver**, Altona a. E., und Ing. **Fr. Schneiders** †, M.-Gladbach, Rhld. Zweite, verbesserte Auflage. Unter Mitarbeit von Landesbaurat Dipl.-Ing. **A. Rüster**, Direktor des Bayerischen Revisions-Vereins. Mit 810 Abbildungen im Text. VIII, 481 Seiten. 1924. Gebunden RM 42.50*

Ergänzungsband. Von Reg.-Baumeister Professor **R. Spalekhaver** und Landesbaurat Dipl.-Ing. **A. Rüster**, München. Mit 338 Abbildungen im Text und 2 Tafeln. VI, 190 Seiten. 1934. Gebunden RM 32.—

Dampfkraft.

Berechnung und Bau von Wasserrohrkesseln und ihre Stellung in der Energieerzeugung. Ein Handbuch für den praktischen Gebrauch von Dr.-Ing. **Friedrich Münzinger**, VDI. Zugleich zweite, neu bearbeitete Auflage von „Berechnung und Verhalten von Wasserrohrkesseln“. Mit 566 Abbildungen, 44 Rechenbeispielen und 41 Zahlentafeln im Text sowie 20 Kurventafeln in der Deckeltasche. VIII, 348 Seiten. 1933. Gebunden RM 40.—

Dampfspeicheranlagen.

Elemente, Prinzip, Aufbau und Berechnung der Gefälle- und Gleichdruckspeicher sowie Anwendung und Wirtschaftlichkeit. Von Dipl.-Ing. **Walter Goldstern**. Mit 115 Textabbildungen. IV, 150 Seiten. 1933. Gebunden RM 18.—

Speisewasser und Speisewasserpflege

im neuzeitlichen Dampfkraftbetrieb. Von **R. Stumper**, Vorsteher der chemisch-metallographischen Versuchsanstalt der Vereinigten Hüttenwerke Burbach-Eich-Düdelingen. Mit 84 Textabbildungen. VIII, 171 Seiten. 1931. RM 9.60*

Die Chemie der Bau- und Betriebsstoffe des Dampfkesselwesens.

Von **R. Stumper**, Vorsteher der chemisch-metallographischen Versuchsanstalt der Vereinigten Hüttenwerke Burbach-Eich-Düdelingen. Mit 101 Textabbildungen. XI, 309 Seiten. 1928. Gebunden RM 24.—*

Regelung und Ausgleich in Dampfanlagen.

Einfluß von Belastungsschwankungen auf Dampfverbraucher und Kesselanlage sowie Wirkungsweise und theoretische Grundlagen der Regelvorrichtungen von Dampfnetzen, Feuerungen und Wärmespeichern. Von **Th. Stein**. Mit 240 Textabbildungen. VIII, 389 Seiten. 1926. Gebunden RM 30.—*

Brennstoff und Verbrennung.

Von Professor Dr. **D. Aufhäuser**, Inhaber der Thermochemischen Versuchsanstalt zu Hamburg.

I. Teil: Brennstoff. Mit 16 Abbildungen im Text und zahlreichen Tabellen. V, 116 Seiten. 1926. RM 4.20*

II. Teil: Verbrennung. Mit 13 Abbildungen im Text. IV, 107 Seiten. 1928. RM 4.20*

Beide Teile in einem Band gebunden RM 10.—*

* Abzüglich 10% Notnachlaß.

Die Kreiselpumpen. Von Professor Dr.-Ing. C. Pfeleiderer, Braunschweig.
Zweite, verbesserte Auflage. Mit 338 Textabbildungen. X, 454 Seiten. 1932.
Gebunden RM 29.50

Turbinen und Pumpen. Theorie und Praxis. Von Dr.-Ing. F. La-
waezcek. Mit 208 Abbildungen im Text. VI, 208 Seiten. 1932.
Gebunden RM 22.50

Kreiselläder als Pumpen und Turbinen. Von Professor
Wilhelm Spannhake, Karlsruhe.
Erster Band: Grundlagen und Grundzüge. Mit 182 Textabbildungen. VIII,
320 Seiten. 1931. Gebunden RM 29.—*

Turbo-Gebläse und Turbo-Kompressoren. Von Dr.-Ing.
Bruno Eck, ehem. Konstrukteur der Frankfurter Maschinenbau-Aktiengesell-
schaft vorm. Pokorny & Wittekind, und W. J. Kearton, Lecturer in Engineering,
The University of Liverpool. Herausgegeben von Dr.-Ing. Bruno Eck. Mit
266 Textabbildungen. IX, 294 Seiten. 1929. Gebunden RM 28.—*

Turbokompressoren und Turbogebälse. Eine Einführung
in Arbeitsweise, Bau und Berechnung. Von Dipl.-Ing. Erwin Schulz,
Berlin. Mit 96 Textabbildungen. V, 106 Seiten. 1931. RM 5.50

**Thermodynamische Grundlagen der Kolben- und
Turbokompressoren.** Graphische Darstellungen für die Berechnung
und Untersuchung. Von Oberingenieur Ad. Hinz, Frankfurt a. M. Zweite, ver-
besserte Auflage. Mit 73 Abbildungen und 20 graphischen Berechnungstafeln
sowie 19 Zahlentafeln. VI, 68 Seiten. 1927. Gebunden RM 25.—*

Kälteprozesse. Dargestellt mit Hilfe der Entropietafel. Von Dipl.-Ing.
Professor P. Ostertag, Winterthur. Zweite, verbesserte Auflage. Mit 72 Text-
abbildungen und 6 Tafeln. IV, 112 Seiten. 1933.
RM 7.50; gebunden RM 8.80

Die Kältemaschine. Grundlagen, Ausführung, Betrieb, Untersuchung
und Berechnung von Kälteanlagen. Von Dipl.-Ing. M. Hirsch, Beratender In-
genieur VBI. Zweite, verbesserte und vermehrte Auflage. Mit 390 Text-
abbildungen. XVI, 657 Seiten. 1932. Gebunden RM 36.—

**Haushalt-Kältemaschinen und kleingewerbliche Kühl-
anlagen.** Von Professor Dr.-Ing. R. Plank, Karlsruhe, und Dr.-Ing.
J. Kuprianoff, Karlsruhe. Zweite, vollkommen neu bearbeitete Auflage.
Mit 141 Textabbildungen. VI, 182 Seiten. 1934.
RM 12.—; gebunden RM 13.20

**Diagramme und Tabellen zur Berechnung der Ab-
sorptions-Kältemaschinen.** Von Professor Dr.-Ing. Fr. Merkel,
Dresden, und Dr.-Ing. Fr. Bošnjaković, Dresden. Mit 30 Textabbildungen und
4 Diagrammen auf Tafeln. V, 43 Seiten. 1929. RM 12.—*

* Abzüglich 10% Notnachlaß.

Handbuch der Rohrleitungen. Allgemeine Beschreibung, Berechnung, Herstellung, Normung, Tabellen und Bildtafeln. Von Obergeringieur **Franz Schwedler**, Düsseldorf. Mit 27 Abbildungen im Text, 273 Abbildungen auf 46 Tafeln und 10 Tafeln in einer Tasche. VIII, 225 Seiten. 1932.

Gebunden RM 32.—

Ⓜ **Rostschutz und Rostschutzanstrich.** Von Professor **Hermann Suida**, Wien, und Privatdozent **Heinrich Salvaterra**, Wien. (Technisch-Gewerbliche Bücher, Bd. 6.) Mit 193 Abbildungen im Text. VI, 344 Seiten. 1931.

Gebunden RM 24.—

Einführung in die technische Behandlung gasförmiger Stoffe. Von Dipl.-Ing. Dr. phil. **W. Bertelsmann** und Dr.-Ing. **F. Schuster**. Mit 288 Abbildungen im Text. X, 411 Seiten. 1930.

RM 38.—; gebunden RM 40.—*

Anwendung der Thermodynamik. (Handbuch der Physik, Bd. XI.) Redigiert von **F. Henning**. Mit 198 Abbildungen. VIII, 454 Seiten. 1926.

RM 34.50; gebunden RM 37.20*

Thermodynamik der Erzeugung des elektrischen Stromes. Von Professor Dr. **W. Jaeger**, Charlottenburg. — Wärmeleitung. Von Professor Dr. **M. Jakob**, Charlottenburg. — Thermodynamik der Atmosphäre. Von Professor Dr. **A. Wegener**, Graz. — Hygrometrie. Von Dr. **M. Robitzsch**, Lindenbergl. — Thermodynamik der Gestirne. Von Professor Dr. **E. Freundlich**, Neubabelsberg. — Thermodynamik des Lebensprozesses. Von Professor Dr. **O. Meyerhof**, Berlin-Dahlem. — Erzeugung tiefer Temperaturen und Gasverflüssigung. Von Dr. **W. Meißner**, Berlin. — Erzeugung hoher Temperaturen. Von Dr. **C. Müller**, Charlottenburg. — Wärmeumsatz bei Maschinen. Von Professor Dr. **K. Neumann**, Hannover. — Sachverzeichnis.

Elektrothermie. Die elektrische Erzeugung und technische Verwendung hoher Temperaturen. Vorträge, veranstaltet durch den Elektrotechnischen Verein E.V. zu Berlin, in Gemeinschaft mit dem Außeninstitut der Technischen Hochschule zu Berlin. Herausgegeben von Professor Dr. **M. Pirani**. Mit 268 Abbildungen im Text. VIII, 293 Seiten. 1930.

Gebunden RM 36.—*

Elektrische Industrieöfen für Weiterverarbeitung.

Von Dr. **Victor Paschkis**, Beratender Ingenieur VBI. Mit 251 Abbildungen im Text und 3 Tafeln. XII, 305 Seiten. 1932.

Gebunden RM 31.50

Ⓜ **Elektrische Schmelzöfen.** Von Dr. **Rudolf Taussig**, Beratender Ing.-Chemiker. Mit 214 Textabbildungen. VI, 241 Seiten. 1933.

RM 39.—; gebunden RM 40.50

Das Elektrostahlverfahren. Ofenbau, Elektrotechnik, Metallurgie und Wirtschaftliches. Nach **F. T. Sisco**, „The Manufacture of Electric Steel“ umgearbeitet und erweitert von Dr. Ing. **St. Kriz**, Stahlwerksleiter im Stahlwerk Düsseldorf, Gebr. Böhler & Co., A.-G. Mit 123 Textabbildungen. IX, 291 Seiten. 1929.

Gebunden RM 22.50*

Die künstlichen Kohlen für elektrische Öfen, Elektrolyse und Elektrotechnik. Von Professor Dr. phil. **Kurt Arndt**, Berlin. Zugleich als zweite, völlig umgestaltete Auflage von **J. Zellner**, Die künstlichen Kohlen für elektrotechnische und elektrochemische Zwecke. Mit 365 Abbildungen im Text. VI, 336 Seiten. 1932.

Gebunden RM 38.—

* Abzüglich 10% Notnachlaß. Ⓜ = Julius Springer-Wien.