

Verdampfen, Kondensieren und Kühlen.

Erklärungen, Formeln und Tabellen

für den
praktischen Gebrauch.

Von

E. Hausbrand,

Kgl. Baurat.

Sechste, vermehrte Auflage.

Mit 59 Figuren im Text und 113 Tabellen.

Manuldruck 1920



Berlin.

Verlag von Julius Springer.

1918.

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

ISBN-13: 978-3-642-98598-0 e-ISBN-13: 978-3-642-99413-5

DOI: 10.1007/978-3-642-99413-5

Copyright by Julius Springer in Berlin.

Reprint of the original edition 1918

Vorwort zur ersten Auflage.

Die Aufgaben, welche bei der Konstruktion von Apparaten für die Verdampfung, Kondensation und Kühlung zu lösen sind, hängen eng mit den Gesetzen der Wärme-Übertragung zusammen. Wenn gleich diese physikalischen Gesetze im allgemeinen wohl als bekannt angesehen werden können, so fehlt uns doch oft die zuverlässige Kenntnis der in jedem der so verschiedenen Fälle gültigen Erfahrungskoeffizienten, ohne welche die ausführenden Ingenieure nun einmal nicht zu schaffen vermögen. Unzählige Versuche sind von mehr oder weniger kompetenten Experimentatoren zur Beseitigung dieses Mangels angestellt worden, aber die gefundenen Resultate sind in der Literatur zerstreut, oft nur für ganz spezielle Fälle und bisweilen ohne Berücksichtigung aller obwaltenden Umstände gewonnen. Viele werden als wertvolle Schätze von ihren Gewinnern geheim gehalten.

Auch die sehr verdienstvolle, auf Veranlassung des Vereines deutscher Ingenieure von Herrn Professor Dr. Mollier in der „Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure“ 1897, Nr. 6 und 7 veröffentlichte Arbeit, in welcher der gegenwärtige Stand unseres Wissens über diese Verhältnisse sehr klar dargelegt wird, gibt wie es auch nicht ihre Absicht ist, direkt für die Praxis zu verwendende Zahlen nicht.

Hierzu sind neue Versuche in größerem Maßstabe erforderlich, welche alle im Betriebe eintretenden Umstände, besonders auch die absolute Größe der Heizflächen berücksichtigen müßten. Neuerdings hat der Verein deutscher Ingenieure diesem Gebiet sein Interesse zugewandt. Seine Kompetenz und seine reichen Mittel lassen die besten Erfolge erwarten.

Auch für die Beantwortung anderer bei der Konstruktion von Verdampfungs- und Kühlungs-Anlagen auftretenden Fragen fehlt zur Zeit die auf genaue und vielseitige Versuche gestützte Kenntnis der Vorgänge, z. B. diejenige des Druckes, den verdünnte oder komprimierte Gase und Dämpfe auf schwebende Tropfen ausüben — diejenige der Reibungswiderstände verdünnter Dampfströme in weiten Rohren und andere.

Es wäre sehr zu wünschen, daß in absehbarer Zeit auch diese Lücken durch geordnete und zuverlässige Versuche zum Nutzen der gesamten Technik ausgefüllt würden.

Aber noch ehe diese Wünsche erfüllt sein werden, müssen doch alle Arten von Apparaten dieser Gattung gebaut werden, und da unseres Wissens ein Buch fehlt, in dem, so weit es angeht, die meisten der die Verdampfung betreffenden Fragen und Umstände (insbesondere hinsichtlich der Hauptabmessungen und der zu erwartenden Leistung von Apparaten) für die Praxis zusammenhängend erörtert werden, so ist in den folgenden Blättern ein Versuch dazu unternommen worden.

Es sind hierbei sowohl allgemein zugängliche Materialien, als auch höchst wertvolle Nachrichten von wohlgesinnten Freunden und endlich die in einer längeren Praxis gesammelten Erfahrungen und Versuchs-Resultate verwendet worden.

Aber es liegt in der Natur der oben angedeuteten Umstände, daß manches in diesen Erörterungen hypothetischen Charakter haben muß, was der freundliche Leser berücksichtigen wolle.

Die knapp bemessene Zeit gestattet es dem auf diesem Gebiet nicht ganz heimischen Ingenieur oft nicht, die für die Verwendung in einem speziellen Fall schnell benötigten Angaben durch längeres Studium in der Fachliteratur zu suchen, oder längere Rechnungen anzustellen, daher sind, wo es tunlich erschien, Tabellen eingefügt worden, welche für viele vorkommenden Fälle die leicht zu findende Antwort auf bestimmte gestellte Fragen enthalten. Diese Tabellen gewähren außerdem den Vorteil des klaren Überblickes über die Wirkungen, die veränderte Annahmen erzeugen, welchen Vorteil die Konstrukteure wohl zu schätzen wissen.

Bei der ungemainen Vielgestaltigkeit der in der Industrie verwendeten Apparate und Maschinen, dem steten und schnellen Wechsel ihrer Bedürfnisse und ihrem raschen Fortschritt auch auf diesem Gebiet ist eine vollkommene Behandlung aller möglichen Fälle allerdings nicht wohl zu erreichen.

Leitend bei der Abfassung dieser Arbeit war der Wunsch, möglichst vollkommene und zuverlässige Hilfe für die bei der Konstruktion und im Betriebe von Apparaten zur Verdampfung, Kondensation und Kühlung zu lösenden Aufgaben zu schaffen. Wenn sie nicht ganz diesen Wunsch erfüllt, so wird sie vielleicht als ein brauchbares Fundament für fernere Bemühungen zu betrachten sein.

Nun bleibt die angenehme Pflicht, unsern Dank auszusprechen allen Freunden, die durch Mitteilung von Erfahrungsergebnissen den Inhalt dieser Blätter bereichern halfen und dem Herrn Verleger für die würdige Ausstattung des Buches.

Berlin, August 1899.

Vorwort zur zweiten Auflage.

Eine zweite Auflage dieses Buches ist in so kurzer Zeit nach dem Erscheinen der ersten nötig geworden, daß sich zu erheblichen Änderungen kein Anlaß bot.

Abgesehen von kleinen Berichtigungen, die zum Teil durch die freundliche Kritik hervorgerufen sind, ist die vorliegende Auflage ein unveränderter Abdruck der ersten.

Möchte die wohlwollende Aufnahme der früheren auch dieser zuteil werden.

Berlin im April 1900.

Vorwort zur sechsten Auflage.

Nachdem schon in der 5. Auflage die Resultate neuerer Untersuchungen mehrerer deutscher Forscher über Wärmedurchgang mitgeteilt werden konnten, hat auch die 6. Auflage wieder über inzwischen ausgeführte Arbeiten auf diesem Gebiete zu berichten, namentlich über solche von den Herren Dr. Poensgen, Dipl. ing. Margolis, Dr. ing. Soennecken, Dr. ing. W. Nusselt, Dr. Brabbée, Dipl. ing. K. Hencky, Dr. K. Hoefler und anderen.

Auch die ausländische Literatur hat einige Beiträge geliefert.

Da, wo die Forscher ihre gewonnenen Erkenntnisse nicht selbst schon in Tabellenform dem täglichen Bedürfnis angepaßt haben, ist es vom Verfasser geschehen.

Auch aus der Praxis könnten wieder einige eigene und einzelne in der Fachliteratur zerstreute Beobachtungen und Erfahrungen anderer beige-steuert werden.

Der Abschnitt über die Mehrkörper-Verdampf-Apparate ist um-gestaltet worden, um den Einfluß der meisten äußeren Umstände auf ihre Wirkung im einzelnen deutlicher zu zeigen.

Neue Abschnitte wurden hinzugefügt: Über die Aufenthaltszeit der Massen in Verdampfapparaten, über die Wirkung des Verfahrens von Prache und Bouillon, über die Beförderung von Gasen durch Rohrleitungen und einige andere.

Einige, wohl etwas zu ausführliche Tabellen und Erörterungen der früheren Auflagen, sind fortgelassen worden.

Wenn neben den genauen und nicht immer durch einfache Formeln bestimmbar-nen Werten für die Wärme-Übergangszahlen, die die Forscher uns geben, auch einfache Erfahrungszahlen der Praxis für Verdampfungs-, Erwärmungs- und Kühlungsleistungen mitgeteilt werden, so geschieht dies, geäußerten Wünschen entsprechend, weil die Laboratorium-Untersuchungen teils nur die Teil-Wärme-Übergangszahlen (α) von einem Medium an die Metallwand oder umgekehrt angeben, teils, weil sie nur die reine Gesetzmäßigkeit ohne die diese störenden Einflüsse der Bekrustung, des Luftgehaltes und anderer darstellen wollen. Den ausführenden Ingenieur leitet zwar die erkannte Gesetzmäßigkeit, aber er muß auch die in Wirklichkeit nie fehlenden Hindernisse für ihre volle Wirksamkeit berücksichtigen.

Solange bis die Wärmeübergangszahlen für alle Fälle wirklich zuverlässig erforscht und festgestellt sind, wird man der einfachen Handformeln nicht entraten können.

Es ist noch zu berichten, daß die englischen, französischen und russischen Ausgaben dieses Buches mehrfache Auflagen erlebt haben.

Berlin im Januar 1918.

Der Verfasser.

Inhaltsverzeichnis.

Abschnitt	Seite
Vorwort	V
Inhaltsverzeichnis	IX
Verzeichnis der Tabellen	XIV
Bedeutung der Buchstaben	XIX
Einleitung	1
I. Von der Wärmeübergangszahl k und dem mittleren Temperatur- Unterschied ϑ_m	2
Logarithmische Gleichung für ϑ_m , Abb. 1—4	3
Endliche Gleichung für ϑ_m , Tab. 1	6
II. Gleichstrom und Gegenstrom , Tab. 2, Abb. 5, 6	10
III. Die Anlagen zum Heizen mit offenem Feuer	15
Ausnutzung der Feuergase	16
Eigenschaften einiger Brennstoffe, Tab. 3	18
Wärmeübergangszahl k_r , Tab. 4, 5, Abb. 7, 8, 9, 10 Beobach- tungen	23
IV. Das Einblasen von gesättigtem Wasserdampf	31
Wirkung auf nicht lösliche Flüssigkeiten, Tab. 6, Abb. 11	32
V. Der überhitzte Wasserdampf	45
Wärmeverbrauch zum Überhitzen, Tab. 7	48
Volumen des überhitzten Dampfes, Tab. 8	48
Wärmeübergangszahl k	49
Heizfläche der Überhitzer, Beobachtungen	50
VI. Verdampfen vermittelst heißer Flüssigkeiten	56
VII. Von der Wärmeübertragung im allgemeinen und der des gesättigten Wasserdampfes im besonderen	57
Mindernde und fördernde Einflüsse auf die Wärmeübertragung	58
Eigenschaften des gesättigten Dampfes, Tab. 9, 10, 11	60
Einfluß der Wanddicke, Tab. 12 und 13, Abb. 12, 13	68
Erhöhung des Siedepunktes der Salzlösungen, Tab. 14	78
VIII. Wärmeübertragung des gesättigten Dampfes in Rohren (Schlangen) und Doppelböden	81
A. Heizrohre (Schlangen)	81
Wärmeübergangszahl k_v beim Verdampfen, Tab. 15	86
Verdampfungsleistung kupferner Rohre, Tab. 16, Abb. 14, 15	89
B. Abmessung der Verdampfungsrohre	89
Dampfgewicht, das stündlich durch Ventile eintritt, Tab. 17	95
Bis zu welchem Grade kann eine Flüssigkeit erwärmt oder gekühlt werden. Tab. 18	96

Abschnitt	Seite
Teil-Wärmeübergangszahl a von gesättigtem Dampf an Kältewand, Tab. 19, 20	98
— an wagerechten Rohren, Tab. 21, 22	100
— Strömender Dampf an lotrechten kalten Rohren, Tab. 23, 24, 25, Abb. 18	103
VIII. C. Doppelböden und weite Heizmäntel.	108
Ihre Wärme-Übertragung an siedende	111
und nicht siedende Flüssigkeit (Trommeln)	112
D. Erwärmung von Luft und Gasen	112
Wärmeabgabe heißer eiserner Rohre, Tab. 26, 27, 28, 29, Abb. 20, 21, 22	113
Wärmeaufnahme der Luft und des überhitzten Dampfes in von außen geheizten Rohren, Tab. 30, 31, 32, 33, 35, 36, 37, 38, Abb. 23–27	115
Teil-Wärmeübergang	122
Verdunstung heißer Laugen an offener Luft	138
IX. Verdampfung im Vakuum	139
Erniedrigung des Siedepunktes, Tab. 39	143
Wärmeübergang	145
X. Von den Mehrkörper-Verdampf-Apparaten.	146
A. Verdampfungs-Leistung jedes Körpers	147
Heizdampf-Verbrauch, Abb. 28, 29, 30, 31	152
Erhöhung des Siedepunktes der unteren Saftsichten, Tab. 40, Abb. 32	158
Dampfentwicklung jedes Körpers, Tab. 41, 42	164
Beispiele	185
B. Trockengehalt der Säfte in jedem Körper, Tab. 43	201
C. Wassergewicht, das aus 100 kg Lauge zu verdampfen ist, um deren ursprünglichen Trockengehalt von 1 bis 25% auf 20 bis 70% zu erhöhen. Tab. 47	217
D. Das gegenseitige Verhältnis der Heizflächen der einzelnen Körper bei Mehrkörper-Verdampf-Apparaten und ihre wahre Größe.	219
E. Aufenthaltszeit d. Nichtverdampfen im Apparat	225
XI. Vom Druck, den Dampf- und Gasströme auf schwebende Wassertropfen ausüben, Tab. 48	226
XII. Von den Wegen schwebender Wassertropfen, auf die Dampf- und Gasströme wirken	234
A. Senkrechter Dampfstrom und fallende Tropfen	234
B. Wagerechter oder geneigter Dampfstrom auf fallende Tropfen, Abb. 33, Tab. 49	237
C. Senkrechter Dampfstrom und schräg abgeschleuderte Tropfen, Abb. 34, Tab. 50	240
XIII. Das Emporschleudern der Masse aus siedender Flüssigkeit	243
A. Die Steighöhen der Massen, wenn sie vom Dampfstrom beeinflusst werden	243

Abschnitt	Seite
B. Die Springhöhe der Massen, wenn sie nicht vom Dampfstrom beeinflusst werden	245
1. Bei Dampfheizkörpern mit senkrechten Heizrohren, Tab. 51a, 51b	245
2. Bei Dampfheizkörpern in Form von Schlangen und Doppelböden und bei offenem Feuer	250
C. Der Einfluß des Dampfstromes auf emporgeschleuderte Tropfen.	251
D. Der Einfluß des Dampfstromes auf emporgeschleuderte Blasen, hohle Tropfen, und die Mittel, ihren Verlust zu verhüten, Tab. 52	254
E. Volumen-Vergrößerung aufsteigender Dampfblasen, Tab. 53	259
XIV. Die Weite der Rohrleitungen für Wasserdampf, Alkohol-Wasserdampf und Luft	260
A. Für Wasserdampf	260
Vergleich der Resultate der Formeln von Fischer und Guterath und Eberle, Tab. 54	262
Geschwindigkeit des Wasserdampfes in Rohren von 20 m Länge, bei 0,5% Druckverlust, Tab. 55	266
Dampfgewicht, das dabei stündlich durch die Rohre strömt, Tab. 56	268
B. Für Alkohol-Wasserdampf	270
Geschwindigkeit des Alkohol-Wasserdampfes in Rohren von 3 m Länge bei 0,5% Druckverlust, Tab. 57, und Dampfgewicht, das dabei stündlich durch die Rohre strömt, Tab. 58	272
C. Für schwere Dämpfe, Tab. 59 und 60	274
D. Für Luft, Tab. 60, 61, 62, 63	276
Luftgeschwindigkeit und Luftgewicht, das bei 0,5% Druckverlust stündlich durch die Rohre strömt.	278
E. Erdgas	280
F. Wasserstoff, Tab. 64, 65, 66	282
XV. Die Weite der Wasserrohrleitungen, Tab. 67	284
XVI. Wärmeverlust der Apparate und Rohrleitungen an die umgebende Luft	294
A. Wärmeverlust durch Strahlung und Leitung	294
1. Nach E. Pécléts Gleichungen, Tab. 68	294
Vergleich von Versuchs- und Rechnungs-Resultaten, Tab. 69	300
Wärmeverlust pro laufenden Meter Rohr und Quadratmeter Fläche, Tab. 70	302
2. Nach neueren Gleichungen, Tab. 71	307
Wärmeverlust der Mehrkörper-Verdampf-Apparate	310
B. Wärmeschutzmittel, Tab. 72	311
XVII. Von den Kondensatoren	315
A. Die Einspritz-Kondensatoren	317
1. Allgemeines, Abb. 35, 36	317

Abschnitt	Seite
2. Die erforderliche Kühlwassermenge, Tab. 73	321
3. Der Durchmesser der Wasser-Zufußrohre	322
4. Das Ablauf- oder Fallrohr der trockenen Kondensatoren, Tab. 74	324
5. Wasserverteilung im Kondensator	329
a) Durch Überlauf, Abb. 37, Tab. 75	329
b) Durch Siebplatten, Tab. 76	331
6. Der Durchmesser der Dampfzuleitungen	334
7. Der Durchmesser der Luftableitungen	335
8. Die Erwärmung des Einspritzwassers	335
Vergleich von Oberfläche und Inhalt der Wasserkörper, Tab. 77	337
Wie tief die Wärme in das Wasser eindringt, Tab. 78	339
9. Volumen von 1 kg Luft bei verschiedenem Druck, Tab. 79	344
10. Freie Fallhöhen in 0,05—1,7 Sekunden, Tab. 80	345
11. Abmessungen der nassen Einspritz-(Gleichstrom-)Konden- satoren, Tab. 84	347
12. Abmessungen der trockenen (Fallrohr-)Einspritz-(Gegen- strom-)Kondensatoren, Tab. 83	355
Erwärmung der Wasserstrahlen im Stufen-Kondensator, Tab. 82	356
B. Oberflächen-Kondensatoren (Kühler)	364
1. Oberflächen-Gefäß-Kondensatoren mit Wasserkühlung, Abb. 38, 39, 40	365
a) Der Temperatur-Unterschied, Tab. 84	368
b) Die Wärmeübergangszahl k_c und k_k , Tab. 85 u. 89	373
c) Die Kondensations- und Kühlflächen, Tab. 86	376
Dampf- und Luftgewicht, das stündlich durch Rohre von 10 bis 100 mm Drm. strömt, Tab. 90	384
Wassergewicht, das stündlich in Gefäßen von 300 bis 1250 mm Drm. aufsteigt, Tab. 91	384
Teilwärmeübergangszahl a von wagerechten Rohren an ruhendes Wasser, Tab. 87, 88, 89, Abb. 43	385
d) Abmessungen der Kondensations- und Kühlrohre, Tab. 92	403
Beispiele für die Abmessungen der Rohre, Tab. 93	408
2. Oberflächen-Gefäß-Verdichter mit Luftkühlung, Tab. 94 und 95	407
3. Oberflächen-Riesel-Verdichter, Tab. 96	414
XVIII. Die Erwärmung der Flüssigkeiten Tab. 97	419
A. Bei gleichbleibender Flüssigkeitsmenge	419
1. Durch Dampfrohre in der Flüssigkeit	419
Ohne Rührwerk	421
Mit	422
2. Durch Doppelböden	424

Abschnitt	Seite
B. Bei ununterbrochenem Zufluß und Abfluß der Flüssigkeit, Abb. 44—50	424
1. Dampfschlangen in der Flüssigkeit	425
2. Durch doppelwandige Gefäße	427
Ohne Rührwerk	428
Mit „	428
C. Durch ruhenden Dampf, während die Flüssigkeit durch Rohre strömt, Tab. 98	429
XIX. Das Kühlen der Flüssigkeiten	432
A. Durch eingeschüttetes Eis	433
B. Durch Zumischung von kalter Flüssigkeit	434
C. Durch teilweise Verdampfung	434
D. Durch eine kältere Flüssigkeit an Metallwand	435
1. Ununterbrochene Gegenstromkühlung, Tab. 99, 100, 101, Abb. 51, 52, 53	435
2. Unterbrochene Kühlung, Tab. 102, Abb. 54	447
3. Zur Eiszeugung	454
E. Rieselkühler, Tab. 104, Abb. 55, 56	456
F. Kühlung mit kalter Luft durch eine Metallwand	461
G. Direkte Kühlung des Wassers durch Luft, Tab. 105, 106, Abb. 57, 58	461
H. Die Kühlung der Luft durch Wasser, Tab. 107	475
XX. Das Luftvolumen, welches die Luftpumpen aus Kondensatoren absaugen müssen.	
A. Allgemeines	478
B. Luftvolumen, das aus nassen Einspritz-Kondensatoren abzusaugen ist, Tab. 108	481
C. Luftvolumen, das aus trockenen Einspritz-Kondensatoren abzusaugen ist, Tab. 109	492
D. Luftvolumen, das aus Oberflächen-Kondensatoren abzusaugen ist	509
XXI. Einiges von Luftpumpen und welche Luftverdünnung mit ihnen zu erreichen ist	511
A. Nasse Klappen-Luftpumpen	511
B. Schieber-Luftpumpen	512
XXII. Der volumetrische Nutzeffekt der Luftpumpen.	
A. Luftpumpen, ohne Druckausgleich	515
B. „ mit „ Tab. 111	518
XXIII. Volumen, das aus Gefäßen abgesaugt werden muß, um den ursprünglichen inneren Druck auf einen bestimmten kleineren zu verringern, Tab. 112	525
Anhang, Tab. 113	529
Wärmeübergangszahlen	531
Alphabetischer Sach- und Namen-Nachweis	534

Verzeichnis der Tabellen.

Nummer	Seite
1. Mittlere Temperatur-Unterschiede	8
2. Vergleich der Heizflächen beim Gegenstrom und beim Gleichstrom	12
3. Eigenschaften einiger Brennstoffe	18
4. Heizfläche um 100 kg Wasser im Kesselrauchkanal zu erwärmen	24
5. Wärmeübertragung im Rauchkanal	26
6. Spannungen und Kubikmetergewichte der Dämpfe einiger Flüssigkeiten	40
7. Spezifische Wärme des überhitzten Wasserdampfes	47
8. Volumen von 1 kg überhitzten Wasserdampfes	48
9. Eigenschaften des gesättigten Wasserdampfes nach Zeuner	60
10. " " " " " nach Wiebe	62
11. " " " " " nach Batelli und Calletet-Colardeau	63
12. Abnahme der Wärme-Übergangszahl k mit der zunehmenden Metallwanddicke	74
13. Vergleich der Wärme-Übergangszahl k bei Kupfer-, Eisen- und Bleirohren	75
14. Siedetemperaturen einiger Salzlösungen	80
15. Wärmeübergangszahl k_v zwischen Dampf und siedendem Wasser	86
16. Stündliche Wasserverdampfung durch kupferne Heizrohre	90
17. Dampfgewicht, welches stündlich bei 30 m Geschwindigkeit durch Dampfventile tritt	94
18. Natürliche Logarithmen als Hilfsmittel zur Lösung einer Gleichung	97
19. Eigenschaften des Wassers	99
20. Dicke der Niederschlags-Wasserschicht von Dampf an kalten Rohren	99
21. Teilwärmeübergangszahl α von gesättigtem ruhendem Dampf an kalte lotrechte Wand	101
22. Teilwärmeübergangszahl α von gesättigtem ruhendem Dampf an kalte wagerechte Wand	102
23. Zwischentabelle	105
24. Zwischentabelle	106
25. Teilwärmeübergangszahl α von gesättigtem strömendem Dampf an kalte lotrechte Wand	107
26. Wärmeübergangszahl k von gesättigtem Dampf oder warmem Wasser an durch Rohre fließende Luft	115

Nummer	Seite
27. Wärmeübergangszahl k von innen geheizten Rohren an anprallende Luft	116
28. Zwischentabelle	117
29. Wärmeabgabe durch Strahlung, Leitung und Strömung horizontaler geheizter Metallrohre an die umgebende Luft	119
30. Wärmeverlust rotierender Kupfertrommeln	121
31. Wärmeleitungszahl der Luft	123
32. Teilwärmeübergangszahl a von heißen Metallrohren an durchströmende Luft	124
33. Wärmeleitungszahl des überhitzten Wasserdampfes	128
34. Zusammenstellung der Werte zur Berechnung der Teilwärmeübergangszahl a von außen erhitzter Rohre an überhitzten Dampf	129
35. Teilwärmeübergangszahl a von außen erhitzter Rohre an überhitzten Wasserdampf	130
36. Teilwärmeübergangszahl a von überhitztem Dampf an die kalte Außenwand eines Rohres	133
37. Zwischentabelle	136
38. Teilwärmeübergangszahl a von horizontalem zylindrischem Körper an außen ruhende Luft	137
39. Siedetemperaturen einiger Flüssigkeiten im luftverdünnten Raum	143
40. Erhöhung der Dampfspannung und Siedetemperatur in den unteren Schichten verdampfender Flüssigkeiten	160
41. Dampfentwicklung der Einzelkörper von Mehrkörper-Verdampfapparaten. Heizdampfbedarf	186
42. Zusammenstellung von Beispielen über Dampfentwicklung und Wärmedurchgang der Einzelkörper	192
43. Verdampfungsleistung und prozentlicher Trockengehalt in den einzelnen Körpern von Mehrkörper-Apparaten (ohne Extradampf)	203
44. Dampfgewichte, die bei Entziehung von Extradampf in jedem Körper der Mehrkörper-Apparate entwickelt werden	209
45. Prozentlicher Trockengehalt in jedem Körper, wenn im ersten 5–25% Extradampf entzogen werden	211
46. Prozentlicher Trockengehalt in Säften, denen noch 1–38% Wasser entzogen ist	214
47. Wassergewicht, das aus 100 kg Lauge zu verdampfen ist, um den ursprünglichen Trockengehalt auf einen beabsichtigten höheren zu bringen	218
48. Geschwindigkeiten, bei denen Dampf, Luft- und Kohlensäure auf Wassertropfen einen Druck, gleich deren einfachem und doppeltem Gewicht ausüben	233
49. Geschwindigkeiten der Gas- und Dampfströme, die unter Winkeln von 30 bis 60° nach oben auf schwebende Wassertropfen treffend, diese horizontal fortführen	239
50. Wievielmals so groß als das Gewicht des Tropfens der Druck D sein muß, um die Tropfen mitzunehmen	243
51. Liter Dampf und Flüssigkeit, die oben und unten aus und in das Heizrohr treten	248

Nummer	Seite
52. Durchmesser der Zentralrohre und Gefäße der Schaumscheider, D.R.P. 70022	254
53. Volumenvergrößerung der Dampfblasen, die in siedenden Flüssigkeiten aufsteigen	259
54. Druckverlust der Wasserdämpfe in Rohrleitungen	264
55. Geschwindigkeit der Wasserdämpfe in Rohrleitungen	266
56. Gewicht an Wasserdampf, das in 1 Stunde durch Rohre von 25 bis 900 mm Drm. strömt	268
57. Geschwindigkeit der Alkohol-Wasserdämpfe in Rohren	270
58. Gewicht an Alkohol-Wasserdampf, das in 1 Stunde durch Rohre von 40 bis 250 mm Drm. strömt	272
59. Geschwindigkeit schwerer Flüssigkeitsdämpfe in Röhren bei 0,5% Druckverlust	275
60. Gewichte schwerer Dämpfe, die in 1 Stunde bei 0,5% Druckverlust durch Rohre strömen	275
61. Gewicht an Luft, das in 1 Stunde durch Rohre von 50 bis 300 mm Drm. bei Vakuen von 0 bis 740 mm strömt	278
62. Luftgewicht, das in 1 Stunde durch Rohre von 10—400 mm geht	280
63. Werte des Faktors φ für die Bestimmung des Luftgewichtes, das in 1 Stunde durch Rohre strömt	281
64. Gewicht von 1 cbm Wasserstoff	282
65. Volumen von 1 Kilo Wasserstoff	283
66. Volumen und Gewicht an Wasserstoff, das in 1 Stunde durch Rohre von 10 bis 100 m fließt	283
67. Wassermenge, die in 1 Stunde durch Rohre von 30 bis 225 mm Drm. fließt	286
68. Wärmeverlust durch Strahlung und Leitung nach E. Pécelet	296
69. Versuchsergebnisse über Wärmeverluste	300
70. Wärmeverluste der Rohre pro Meter und Stunde (Pécelet)	302
71. „ „ heißer Flächen pro 1 qm und 1 Stunde	308
72. Wärmeleitungsahl einer Anzahl von Isoliermitteln	313
73. Erforderliches Kühlwassergewicht zur Verdichtung von 1 kg Dampf	323
74. Höhe der Fallrohre bei trockenen Einspritz Verdichtern	327
75. Wassermenge, die in 1 Stunde über Überläufe fließt	330
76. Wassermenge, die in 1 Stunde durch Löcher von 2 bis 10 mm Drm. abfließt und Anzahl der Löcher, durch die stündlich 4 bis 300 cbm Wasser abfließen	332
77. Oberfläche und Inhalt und deren Verhältnis zueinander bei Wasserflächen, -Schleiern, -Strahlen, -Tropfen	337
78. Erwärmung der Wasserflächen, -Strahlen, -Tropfen bei unmittelbarer Berührung mit Dampf	343
79. Volumen von 1 kg verdünnter Luft	348
80. Fallhöhen bei freiem Fall in 0,05 bis 1,70 Sekunden	350
81. Abmessungen der stufenlosen nassen Einspritz-Verdichter	352
82. Welcher Teil des ursprünglichen Temperatur - Unterschiedes zwischen Dampf und Wasserstrahlen in trockenen Gegenstrom-Einspritz-Verdichtern mit Stufen ausgeglichen wird	358

Nummer	Seite
83. Abmessungen der trockenen Gegenstrom- (Fallrohr-) Einspritz-Verdichter	362
84. Temperaturunterschied zwischen Dampf und Kühlwasser und Kondensat und Kühlwasser in Oberflächen-Gefäß-Verdichtern	370
85. Wärmetübergangszahl k_c zwischen Dampf und nicht siedendem Wasser	375
86. Erforderliche Kühlflächen zum Verflüssigen und Kühlen von Wasser- und Alkohol-Dampf, I. und II. Teil	380
87. Dampf- und Luftgewicht, das stündlich durch Rohre von 10 bis 100 mm Drm. bei 1 m Geschwindigkeit strömt	384
88. Wassergewicht des stündlich in Gefäßen von 300 bis 1250 mm Drm. bei 0,001 m Geschwindigkeit aufsteigt	384
89. Wärmetübergangszahl k zwischen warmem in einem Kupferrohr fließenden und kaltem dieses umgebenden bewegten Wasser	391
90. Teilwärmetübergangszahl a von der Außenwand wägerechter Rohre von 10 bis 300 mm Drm. an ruhendes Wasser	392
91. Dasselbe für andere Abmessungen	392
92. Verhältnis $\frac{\text{der Länge}}{\text{zum Durchmesser}} \left(\frac{l}{d}\right)$ bei kupfernen Verdichtungsrohren	404
93. Beispiele für die Abmessungen der Kühlrohre	408
94. Volumen von 1 kg Luft bei 760 mm Barometerstand und -20° bis 400° Temperatur	410
95. Kühlfläche, um in 1 Stunde 1000 WE durch Luftkühlung zu übertragen	412
96. Kühlfläche der Riesel-Verdichter	416
97. Wärme- und Heizedampf-Erfordernis zur Erwärmung von 100 kg Wasser um bestimmte Grade	420
98. Wärmetübergangszahl k zwischen warmem Wasser im Kupferrohr fließend und kaltem mit Rührwerk bewegt	423
99. Heizfläche, um mit ruhendem Dampf stündlich 1000 Liter Wasser zu erwärmen	429
100. Wärmetübergangszahl k_k zwischen zwei nicht siedenden Flüssigkeiten	436
101. Länge der Kühlrohre von 10 bis 70 mm Drm., wenn sie innere Kühlflächen von 0,25 bis 7 qm haben sollen	438
102. a) Flüssigkeits-Volumen, das in 1 Stunde durch Rohre von 10 bis 30 mm Drm. bei Geschwindigkeiten von 0,02 bis 0,4 m strömt	440
b) Erforderliche Rohrlänge zur Flüssigkeits-Kühlung	440
103. Bei unterbrochener Kühlung: Temperatur-Unterschiede — Kühlwasserverbrauch — Kühlfläche	451
104. Kühlfläche der Rieselkühler	458
105. Wärmeinhalt in 1 kg Luft und Dampf	465
106. Erforderliches Luftgewicht um warmem Wasser 1000 WE zu entziehen	471
107. Kühlung der Luft durch Wasser: Temperatur-Unterschied — Wasserverbrauch — Kühlfläche	477

Nummer	Seite
108. Kühlwasserbedarf und abzusaugendes Luftvolumen für 100 kg Dampf bei nassen Einspritz-Verdichtern	483
109. Dampf-Kühlwasserbedarf und abzusaugendes Luftvolumen für 100 kg bei trockenen Einspritz-Verdichtern	494
110. Angabe des geringsten Druckes, der mit Luftpumpen ohne und mit Druckausgleich erreicht werden kann	514
111. Isothermischer und adiabatischer Wert von $\frac{p_s}{p_o}$ und volumetrischer Nutzeffekt der Luftpumpen	520
112. Volumen, welches aus Gefäßen abgesaugt werden muß, um deren inneren Druck von 1 Atm. auf einen bestimmten kleineren zu verringern	527
113. Teilwärmeübergang zwischen Luft und Rohrwand	530

Bedeutung der Buchstaben.

- Atm. = Atmosphären.
 α_1 = Volumen von 1 kg Luft in Litern.
 α = Teilwärmeübergang von einer Wand an Gas, Dampf oder Flüssigkeit oder umgekehrt.
 α = Ausdehnungszahl der Luft.
 B = Wasser-Barometersäule in m.
 b = Barometerhöhe in mm Quecksilbersäule.
 β = Verhältnis:

$$\frac{J}{V_g} = \frac{\text{Inhalt der Luftpumpe}}{\text{Geräßvolum}}$$
 C = Kalorien (WE).
 C_c = „ „ beim Kondensieren.
 C_e = „ „ Erwärmen.
 C_k = „ „ Kühlen.
 C_l = $C_e + C_v$ Kalorien durch Luft entzogen.
 C_v = Kalorien beim Verdampfen.
 C_I C_{II} C_{III} C_{IV} = Kalorien-Wärme-Verlust der einzelnen Körper (Vierkörper-Apparat)
 C_p = Spezifische Wärme eines cbm Gas oder Dampf.
 c = Gesamtwärme in 1 kg Wasserdampf.
 c_1 c_2 c_3 c_4 = Wärme von 1 kg Dampf im Vierkörper-Apparat.
 Drm. = Durchmesser.
 D = Dampfgewicht in kg.
 D_c = Gesamtextradampfgewicht im Mehrkörper-Apparat.
 D_f = Dampfgewicht einer Flüssigkeit (nicht Wasser).
 d = Durchmesser in m. oder mm.
- Δ = Durchmesser des Kondensators.
 δ = Dicke einer Metallwand, eines Wasserschleiers, -Strahles, Tropfens in mm.
 ε = Verhältnis:

$$\frac{V_s}{J} = \frac{\text{schädlicher Raum}}{\text{Nutzinhalt}} \text{ der Luftpumpe.}$$
 e = Extradampfgewicht in kg, dem Körper eines Vierkörper-Apparates entzogen.
 E = Eisgewicht in kg.
 E = Festwert der Siedepunkts-Erhöhung.
 η = Tiefe in mm, bis zu der die Wärme in einen Wasserkörper dringt.
 η = Zähigkeit von Gas-Flüssigkeit.
 F = Eine Funktion.
 F = Flüssigkeitsgewicht in kg.
 F_k = Gewicht der kalten Flüssigkeit.
 F_w = Gewicht der warmen Flüssigkeit.
 G = Gewicht eines Tropfens in kg.
 g = Beschleunigung der Schwere.
 γ_d = Gewicht von 1 cbm Dampf in kg.
 γ_l = Gewicht von 1 cbm Luft in kg.
 γ_w = Gewicht von 1 cbm Wasser.
 H = Heiz- oder Kühlfläche in qm.
 H = Höhe der Wasserbarometersäule.
 H_c = Kühlfläche zum Kondensieren,
 H_e = Heizfläche zum Erwärmen.
 H_k = Kühlfläche zum Kühlen.

H_v = Heizfläche zum Verdampfen.	p_{∞} = Spannung in der Luftpumpe nach unendlich vielen Hüb.
h = Fallhöhe in m.	Q = Querschnitt oder ebene Fläche in qm.
\bar{h} = Höhe der kalten Wand.	q = Querschnitt eines Rohres in qcm.
h = Wasserdruckhöhe (Stauhöhe).	qcm = Quadratcentimeter.
h_s = Springhöhe der verdampfenden Flüssigkeit.	qdm = Quadratdezimeter.
J = Inhalt des vom Luftpumpenkolben bestrichenen Raumes	qm = Quadratmeter.
i = Inhalt des Wasserkörpers in cbmm.	r = Trockengehalt einer Flüssigkeit in Prozenten.
k = Wärme-Übergangszahl, p. lqm 1 St., 1° C.	$r_1 r_2 r_3 r_4$ = Trockengehalt des Saftes in den Körpern eines Vierkörper-Apparates.
k_c = Wärme-Übergangszahl beim Kondensieren	r_u = Trockengehalt der eingedickten Flüssigkeit in %.
k_e = Wärme-Übergangszahl beim Erwärmen.	ρ = Verdampfungswärme des Wassers.
k_k = Wärme-Übergangszahl beim Kühlen.	S = Strahlungsfestwert.
k_v = Wärme-Übergangszahl beim Verdampfen.	s = Weg des fallenden Körpers in m.
k_z = Wärme-Übergangszahl zwischen Luft und Dampf oder Wasser.	s_d = Spezifisches Gewicht d. Dampfes bei gleichbleibend. Druck.
kg = Kilogramm.	s_f = Spezifisches Gewicht der Flüssigkeit.
L = Luftgewicht in Kilogramm.	s_w = Weg des Tropfens unter Einwirkung einer ihm erteilten Bewegung.
l = Länge in Metern.	s_p = Weg des Tropfens unter Einwirkung eines Druckes P .
l = Länge des Fallrohres in m.	σ_d = Spezifische Wärme des Dampfes.
λ = Wärmeleitfähigkeit.	σ_e = Spezifische Wärme des Eises.
λ = Reibungszahl in Rohren.	σ_{f_1} = Spezifische Wärme einer Flüssigkeit.
M = Materialfestwert.	σ_{f_2} = Spezifische Wärme einer anderen Flüssigkeit.
m = Meter.	σ_l = Spezifische Wärme der Luft bei gleichbleibendem Druck.
mm = Millimeter.	σ_k = Spezifische Wärme der kalten Flüssigkeit.
μ = Molargewicht.	σ_w = Spezifische Wärme der warmen Flüssigkeit.
n = Anzahl der Löcher im Verteilungssteller.	σ_v = Spezifische Wärme der Luft bei gleichbleibend. Volumen.
O = Oberfläche in qm.	T = Absolute Temperatur.
o = „ der Wasserkörper in qmm.	Tab. = Tabelle.
P = Druck in kg.	t = Temperatur in °C.
p = Druck in kg pro qcm.	
p_a = Druck der Atmosphäre.	
p_e = Endspannung im Gefäß.	
p_n = Druck in der Luftpumpe nach n halben Hüb.	
p_o = Geringster Druck, den d. Luftpumpe erzeugen kann.	
p_s = Spannung in der Luftpumpe nach geschehenem Druckausgleich.	

a	= Temperatur am Anfang.	$\vartheta_{m_1} \vartheta_{m_2} \vartheta_{m_3} \vartheta_{m_4}$	= Mittlerer Temp.- Unterschied im Vierkörper- Apparat.
t_e	= „ am Ende.	U	= Das übrig bleibende Gewicht einer verdampften Flüssig- keit.
t_d	= „ des Dampfes.	V_a	= Volumen des Ausgleichkanals der Luftpumpe.
t_f	= „ der Flüssigkeit.	V_d	= Volumen des Dampfes in Litern.
t_{fa}	= „ der Flüssigkeit am Anfang.	V_f	= Volumen der Flüssigkeit in Litern.
t_{fe}	= „ der Flüssigkeit am Ende.	V_{gf}	= Volumen von Dampf und Flüssigkeit in Litern.
t_{fk}	= „ der kalten Flüssig- keit.	V_g	= Volumen eines Gefäßes in Litern.
t_{fw}	= „ der warmen Flüssig- keit.	V_l	= Volumen der Luft.
t_{la}	= „ der Luft am An- fang.	V_s	= Volumen des schädlichen Rau- mes der Pumpe.
t_{le}	= „ der Luft am Ende.	V_w	= Volumen des Wassers in Litern.
t_m	= Mittlere Temperatur.	v	= Geschwindigkeit in Metern.
t_{ka}	= Temperatur der kalten Flüssig- keit am Anfang.	v_d	= „ des Dampfes.
t_{ke}	= Temperatur der kalten Flüssig- keit am Ende.	v_{f_1}	= „ einer Flüssig- keit.
t_u	= Temperatur unten im Ver- dampf-Apparat.	v_{f_2}	= „ einer anderen Flüssigkeit.
t_{wand}	= Temperatur einer Heizwand an der Berührungsstelle.	v_l	= „ der Luft.
$t_0 t_1 t_2 t_3 t_4$	= Temperatur des Dampf- es in den Körpern eines Vierkörpers.	v_t	= „ eines Tropfens.
t_{em}	= Mittlere Temperat.-Erhöhung.	v_w	= „ des Wassers.
t_{ec}	= Mittlere Temperat.-Erhöhung eines Wasserstrahles (Zylin- der).	W	= Wassergewicht in Litern.
t_{ek}	= Mittlere Temperat.-Erhöhung eines Wassertropfens (Kugel).	W	= eine Funktion.
t_{ep}	= Mittlere Temperat.-Erhöhung einer Wasserfläche (Platte).	WE	= Wärme-Einheiten.
ϑ	= Temperatur-Unterschied.	w	= Wassergewicht, das von 1 qm Heizfläche verdampft wird.
ϑ_a	= Temp. - Unterschied am An- fang.	z_d	= Spannungsverlust des Damp- fes in Rohren.
ϑ_e	= Temp.-Unterschied am Ende.	z_l	= Spannungs-Verlust der Luft in Rohren.
ϑ_m	= Mittlerer Temperatur-Unter- schied.	z_h	= Zeit in Stunden.
ϑ_{mc}	= Mittlerer Temp. - Unterschied beim Kondensieren.	z_s	= „ „ Sekunden.
ϑ_{mk}	= Mittlerer Temp.-Unterschied beim Kühlen.	Φ	= eine Funktion.
		χ_{va}	= Volumetrischer Nutz - Effekt der Luftpumpe (adiabatisch).
		χ_{vi}	= Volumetrischer Nutz - Effekt der Luftpumpe (isothermisch).

Einleitung.

Das Erwärmen, Verdunsten und Verdampfen von Flüssigkeiten wird in der Technik mit verschiedenen Mitteln bewirkt, nämlich durch direktes offenes Feuer, durch Heizflächen (Doppelböden, Heizschlangen, Rohrsysteme), die von gespanntem Dampf umspült werden, durch Heizflächen, um die vorher erhitzte, meist bei höheren Temperaturen siedende Flüssigkeiten strömen, durch Luft, die vorgewärmt wird, endlich durch gesättigten oder überhitzten, direkt eingeblasenen Wasserdampf.

Das Kühlen von Flüssigkeiten, das Kondensieren, Niederschlagen, Verflüssigen von Dämpfen, sind Operationen, die allemal ein Erwärmen der Kühl- oder Kondensationsmittel bedingen. Im Grunde ist es derselbe Vorgang, ob eine Flüssigkeit durch eine andere erwärmt oder gekühlt wird, ob eine Flüssigkeit erwärmt wird durch Dampf der sich kondensiert, oder ob Dampf dadurch verdichtet wird, daß man ihn mit einer kalten, sich erwärmenden Flüssigkeit direkt oder indirekt in Berührung bringt.

Die Verwendung der Luft zum Auftrocknen und Verdunsten ist von uns in einer Abhandlung, betitelt: „Das Trocknen mit Luft und Dampf“, Julius Springer, vierte Auflage 1911, erörtert worden.

Die Anwendung des Dampfes bei der Destillation ist in einem Buche, betitelt: „Die Wirkungsweise der Rektifizier- und Destillier-Apparate“, Berlin, Julius Springer, dritte Auflage 1916, behandelt. Diese beiden Gegenstände sollen also hier nicht weiter ausgeführt werden.

Dagegen sollen im nachstehenden die anderen Verdampfungs-, Erwärmungs- und Kühlmittel mehr oder weniger ausführlich besprochen werden. Ehe wir aber dazu gelangen, müssen wohl noch einige allen diesen einzelnen Fällen gemeinsame Umstände, Annahmen und Zustände klargestellt werden.

I. Die Wärme-Übergangs-Zahl k und der mittlere Temperatur-Unterschied ϑ_m .

Die Wärmeeinheit oder Kalorie ist diejenige Wärmemenge, welche nötig ist, um 1 kg Wasser, um 1° Celsius zu erwärmen. Wir bezeichnen die in jedem Fall nötigen Wärmeeinheiten oder Kalorien im folgenden mit den Buchstaben WE oder C .

Die Wärme-Übergangs-Zahl ist diejenige Zahl, welche angibt, wieviel Wärmeeinheiten oder Kalorien in einer Stunde bei 1° Temperatur-Unterschied zwischen dem wärmeren und kälteren Körper (meistens Flüssigkeiten und Gasen) durch 1 qm der Trennungswand (oder bei direkter Berührung der Oberfläche) vom wärmeren zum kälteren Körper übertreten. Wir bezeichnen ihn mit dem Buchstaben k . Ohne seine Kenntnis ist die Bestimmung der in jedem Fall nötigen Heiz- und Kühlfläche unmöglich. Seine Größe ist in den verschiedenen Fällen sehr verschieden, aber leider nicht für alle diese Fälle durch ganz genaue versuchsweise Forschung bekannt. Es wird ein Teil unserer Aufgabe sein, ihn nach bekannten oder zuverlässigen Angaben oder auf Grund eigener Beobachtungen für die verschiedenen Umstände festzusetzen, so gut es die augenblickliche Kenntnis gestattet.

Man nimmt allgemein an, daß die Wärmeübertragung zwischen Dampf, Gasen und Flüssigkeiten durch metallene Wände proportional sei den Temperatur-Unterschied zwischen diesen Stoffen auf beiden Seiten der Heizfläche. Indessen ist die Temperatur der Stoffe selbst nicht immer an der ganzen Heizfläche die gleiche; denn gespannter Dampf verliert gegen das Ende der Heizfläche hin einen Teil seiner Spannung und Temperatur; strömende, heizende und geheizte Gase und Flüssigkeiten treten kalt ein und warm aus. Die aufeinander wirkenden Wärmeunterschiede verändern fast immer die Temperatur einer oder beider in Betracht kommenden Flüssigkeiten.

In die Rechnung kann aber nur eine Temperatur eingeführt werden, und dies ist die mittlere; daher ist es notwendig, festzustellen, welches in jedem Fall der mittlere Temperatur-Unterschied zwischen Heizendem und Geheiztem sei. Der mittlere Temperatur-Unterschied ist nicht etwa immer das arithmetische Mittel aus dem kleinsten und dem größten Temperatur-Unterschied, dies ist vielmehr nur dann einigermaßen richtig, wenn der kleinste Temperatur-Unterschied

wenigstens halb so groß ist, wie der größte. Im allgemeinen kann man daher das arithmetische Mittel zwischen dem kleinsten und größten Temperatur-Unterschied nicht als richtig gelten lassen.

Es bezeichne t_{wa} die Anfangs-Temperatur, t_{we} die End-Temperatur der wärmeren Flüssigkeit und t_{ka} die Anfangs- und t_{ke} die End-Temperatur der kälteren Flüssigkeit. Dann können vier verschiedene Fälle eintreten:

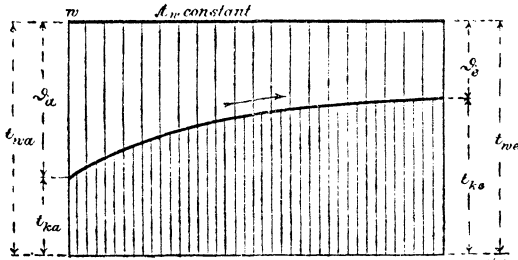


Abb. 1.

treten:

1. Die wärmere Flüssigkeit hat konstante Temperatur $t_{wa} = t_{we} = t_w$ und die kältere Flüssigkeit ändert die ihre von t_{ka} in t_{ke} (Abb. 1).

2. Die kältere Flüssigkeit hat konstante Temperatur $t_{ka} = t_{ke} = t_k$ und die wärmere Flüssigkeit ändert die ihre von t_{wa} in t_{we} (Abb. 2).

3. Beide Flüssigkeiten ändern ihre Temperatur, indem sie auf beiden Seiten der Heizfläche parallel zueinander fließen (Gleichstrom); es ändert sich t_{wa} in t_{we} und t_{ka} in t_{ke} (Abb. 3).

4. Beide Flüssigkeiten ändern ihre Temperatur, indem sie in umgekehrter Richtung an der Heizfläche vorbeifließen (Gegenstrom); es ändert sich wie bei 3 (Abb. 4).

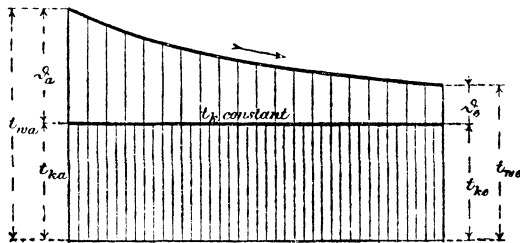


Abb. 2.

Die mittleren Temperatur-Unterschiede zwischen den Flüssigkeiten sind dann nach Grashof: Theoretische Maschinenlehre I.

$$1 \quad \vartheta_m = \frac{t_{ke} - t_{ka}}{\ln \frac{t_w - t_{ka}}{t_w - t_{ke}}} \dots \dots \dots (1)$$

I. Wärmübergangszahl k .

$$2. \quad \mathcal{J}_m = \frac{t_{wa} - t_{we}}{\ln \frac{t_{wa} - t_k}{t_{we} - t_k}} \dots \dots \dots (2)$$

$$3. \quad \mathcal{J}_m = \frac{(t_{wa} - t_{ko}) - (t_{we} - t_{ke})}{\ln \frac{t_{wa} - t_{ka}}{t_{we} - t_{ke}}} \dots \dots (3)$$

$$4. \quad \mathcal{J}_m = \frac{(t_{wa} - t_{ke}) - (t_{we} - t_{ka})}{\ln \frac{t_{wa} - t_{ke}}{t_{we} - t_{ka}}} \dots \dots (4)$$

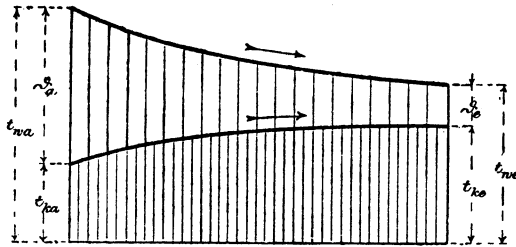


Abb. 3.

Bezeichnet man nun aber nach unserm Vorschlag mit:

\mathcal{J}_a = den Temperatur-Unterschied zwischen den beiden Flüssigkeiten am Anfang,

\mathcal{J}_e = den Temperatur-Unterschied zwischen den beiden Flüssigkeiten am Ende,

so kann man durch einen Blick auf die vier Diagramme (Abb. 1—4) sich davon überzeugen, daß die vier Gleichungen geschrieben werden können:

$$\mathcal{J}_m = \frac{\mathcal{J}_a - \mathcal{J}_e}{\ln \frac{\mathcal{J}_a}{\mathcal{J}_e}} \dots \dots \dots (5)$$

$$\mathcal{J}_m = \frac{\mathcal{J}_a - \mathcal{J}_e}{\ln \frac{\mathcal{J}_a}{\mathcal{J}_e}} \dots \dots \dots (6)$$

$$\mathcal{J}_m = \frac{\mathcal{J}_a - \mathcal{J}_e}{\ln \frac{\mathcal{J}_a}{\mathcal{J}_e}} \dots \dots \dots (7)$$

$$\mathcal{J}_m = \frac{\mathcal{J}_a - \mathcal{J}_e}{\ln \frac{\mathcal{J}_a}{\mathcal{J}_e}} \dots \dots \dots (8)$$

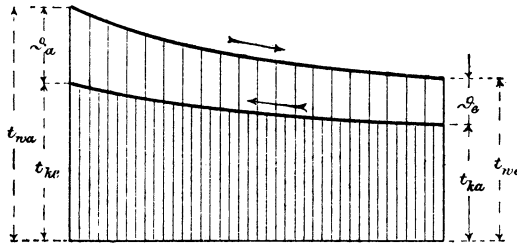


Abb. 4.

Die Gleichungen sind also alle einander gleich, wodurch die Bestimmung der mittleren Temperatur für alle Fälle ungemein vereinfacht wird.

Nun kann man offenbar den kleineren Temperatur-Unterschied als einen Bruchteil der größeren ausdrücken, oder man kann ihn in Prozenten (p) der größeren ausdrücken. Nehmen wir immer ϑ_a als den größeren Temperatur-Unterschied an, was offenbar zulässig ist, und ϑ_e als den kleineren, so ist:

$$\vartheta_e = \frac{p}{100} \vartheta_a \quad \dots \quad (9)$$

und die für alle Fälle gültige Gleichung lautet dann:

$$\vartheta_m = \frac{\vartheta_a \left(1 - \frac{p}{100}\right)}{\ln \frac{100}{p}} \quad \dots \quad (10)$$

Mit Hilfe dieser Gleichung (10) ergibt sich also der mittlere Temperatur-Unterschied ϑ_m , zwischen zwei im Temperatur-Ausgleich begriffenen Flüssigkeiten, wenn der größere Temperatur-Unterschied beim Beginn ihrer Berührung ϑ_a und der kleinere Temperatur-Unterschied am Ende ihrer Berührung ϑ_e bekannt ist, indem zuerst bestimmt wird, wieviel Prozent von ϑ_a der Unterschied ϑ_e ist.

Beispiel. In einem Gegenstrom-Kühler soll die kalte Flüssigkeit mit $t_{ka} = 10^\circ$ eintreten und ihn mit $t_{ke} = 80^\circ$ verlassen. Die warme Flüssigkeit soll mit $t_{wa} = 100^\circ$ eintreten und ihn mit $t_{we} = 50^\circ$ verlassen; wie groß ist der mittlere Temperatur-Unterschied ϑ_m ?

Der größere Temperatur-Unterschied ist: $\vartheta_a = 50^\circ - 10^\circ = 40^\circ$,
 der kleinere Temperatur-Unterschied ist: $\vartheta_e = 100^\circ - 80^\circ = 20^\circ$.

$$\vartheta_e \text{ ist} = \frac{100 \cdot 20}{40} = 50\% \text{ von } \vartheta_a, \text{ also ist } p = 50,$$

$$\text{folglich: } \vartheta_m = \frac{40 \cdot \left(1 - \frac{50}{100}\right)}{\ln \frac{100}{50}} = \frac{20}{0,6931} = 28,85^\circ.$$

In der Tabelle 1 stehen die Werte des mittleren Temperatur-Unterschiedes ϑ_m für den Fall, daß der größte Temperatur-Unterschied $\vartheta_a = 1$ und der kleinste $\vartheta_e = 0,01$ bis $1,00 \cdot \vartheta_a$ ist. Um den in jedem einzelnen Fall zutreffenden mittleren Temperatur-Unterschied zu finden, ist nur die entsprechende Zahl der Spalte 4 mit dem in diesem Fall zutreffenden größten Temperatur-Unterschied ϑ_a zu multiplizieren.

Zur Kenntnis des mittleren Temperatur-Unterschiedes zweier im Wärme-Austausch begriffener, bewegter Flüssigkeiten kann man auch auf folgende Weise gelangen:

Denkt man sich die ganze Heiz- oder Kühlfläche (Trennungsfläche) in n Teile von der Art geteilt, daß die bewegten Flüssigkeiten an jedem Teil eine gleiche Zeit lang weilen (und zwar den n -ten Teil ihrer Gesamt-Berührungszeit z), so findet die Zunahme der Temperatur der zu erwärmenden Flüssigkeit direkt proportional dem in jeder Schicht herrschenden Temperatur-Unterschiede statt.

Wird in der ersten Schicht während der Zeit $\frac{z}{n}$ bei dem Temperatur-Unterschied ϑ_a dieser Unterschied um den Teil $x \vartheta_a$ vermindert, so findet in der zweiten Schicht eine Temperatur-Unterschieds-Verminde- rung statt:

$$\vartheta_I = (\vartheta_a - x \vartheta_a) x = x \vartheta_a (1 - x) \quad (11)$$

in der dritten Schicht findet eine Temperatur-Unterschieds-Verminde- rung statt:

$$\vartheta_{II} = \vartheta_a - x [\vartheta_a - x \vartheta_a (1 - x)] = x \vartheta_a (1 - x)^2 \quad . . (12)$$

ebenso in der vierten

$$\vartheta_{III} = x \vartheta_a (1 - x)^3 \quad (13)$$

und in der untersten n -ten Schicht:

$$\vartheta_{n-1} = x \vartheta_a (1 - x)^{n-1} \quad (14)$$

Da die in jeder Schicht stattfindende Temperatur-Erhö- hung oder Erniedrigung immer nur ein Teil des Gesamt-Unterschiedes ist, so folgt, daß auch in der letzten Schicht nur ein Teil des noch vor- handenen Temperatur-Unterschiedes aufgehoben wird, daß also ein vollkommener Temperatur-Ausgleich zwischen den beiden Flüssig- keiten nach dieser endlichen Auffassung nicht eintreten kann.

Nehmen wir an, der schließliche Temperatur-Unterschied zwischen den Flüssigkeiten sei ϑ_a , so ist $\vartheta_a - \vartheta_e$ die Summe der in den n -Schichten erreichten Temperatur-Unterschieds-Verminderungen. Es ist dann :

$$\vartheta_a - \vartheta_e = x \cdot \vartheta_a (1 + (1-x) + (1-x)^2 + (1-x)^3 \dots + (1-x)^{n-1}) \quad (15)$$

oder nach der Gleichung der geometrischen Progression :

$$\frac{\vartheta_a - \vartheta_e}{\vartheta_a} = \frac{x [(1-x)^n - 1]}{(1-x) - 1} = \frac{x [(1-x)^n - 1]}{-x} = \frac{(1-x)^n - 1}{-1} \quad (16)$$

$$\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a} = (1-x)^n \dots \dots \dots (17)$$

$$(1-x) = \sqrt[n]{\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a}} \dots \dots \dots (18)$$

$$x = 1 - \sqrt[n]{\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a}} \dots \dots \dots (19)$$

Die Zahl x (immer ein echter Bruch) ist also diejenige Zahl, die angibt, um den wievielten Teil von ϑ_a der Temperatur-Unterschied sich am Ende der ersten Schicht vermindert hat.

Man hat, wie wir später sehen werden, ein gewisses Interesse daran, auch die Größe $(1-x)$ kennen zu lernen und zu wissen, wie groß der Temperatur-Unterschied selbst am Ende der ersten Schicht ist und daher sind diese Werte in der Tabelle 1 Spalte 2 vermerkt worden.

Man kann den Wert ϑ_e in Prozenten der Größe ϑ_a ausdrücken, und so sind in der Tabelle 1 die Angaben für den Wert von $\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a}$ gemacht unter der Annahme, daß $n = 100$ Schichten gedacht werden, was schon eine sehr gute Annäherung an die Wirklichkeit darstellt.

Nachdem nun auf diese Weise die auf der ersten Schicht stattfindende Verminderung des Temperatur-Unterschiedes $x \vartheta_a$ bekannt geworden ist, handelt es sich ferner darum, den während des ganzen Temperatur-Ausgleich-Vorgangs vorhandenen durchschnittlichen mittleren Temperatur-Unterschied ϑ_m zwischen den Flüssigkeiten festzustellen.

Am Beginn der obersten Schicht ist der Temperatur-Unterschied
 $= \vartheta_a \dots \dots \dots (20)$

„ „ „ nächst tieferen Schicht ist der Temperatur-Unterschied
 $\vartheta_1 = \vartheta_a - \vartheta_a x = \vartheta_a (1-x) \dots \dots \dots (21)$

Am Beginn der dritten Schicht ist der Temperatur-Unterschied

$$\vartheta_z = \vartheta_a (1 - x)^2 \dots \dots \dots (22)$$

„ „ „ Endschicht ist der Temperatur-Unterschied

$$\vartheta_n = \vartheta_{n-1} (1 - x)^{n-1} \dots \dots \dots (23)$$

Die Summe der Temperatur-Unterschiede ist also:

$$S = \vartheta_a (1 + (1 - x) + (1 - x)^2 + (1 - x)^3 \dots + (1 - x)^{n-1}) \quad (24)$$

und der mittlere Temperatur-Unterschied ist davon der n -te Teil:

$$\vartheta_m = \frac{\vartheta_a [(1 - x)^n - 1]}{n [(1 - x) - 1]} \dots \dots \dots (25)$$

Tabelle 1¹⁾.

Mittlerer Temperatur-Unterschied ϑ_m zwischen zwei Flüssigkeiten (oder zwischen Dampf oder Luft und Flüssigkeit), die während des Wärme-Austausches ihre Temperaturen ändern.

1	2	3	4	1	2	3	4
$\frac{\vartheta_z}{\vartheta_a}$	$I - x = \sqrt[n]{\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a}}$	$x = I - \sqrt[n]{\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a}}$	Mittlere Temp.-Diff. ϑ_m für $\vartheta_a = I$	$\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a}$	$I - x = \sqrt[n]{\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a}}$	$x = I - \sqrt[n]{\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a}}$	Mittlere Temp.-Diff. ϑ_m für $\vartheta_a = I$
0,0025	0,9400	0,0600	0,166	0,20	0,98404	0,01596	0,500
0,005	0,9482	0,0518	0,188	0,21	0,98452	0,01538	0,509
0,01	0,9550	0,0450	0,215	0,22	0,98497	0,01503	0,518
0,02	0,9615	0,03845	0,251	0,23	0,98541	0,01459	0,526
0,03	0,96554	0,03446	0,277	0,24	0,98583	0,01417	0,535
0,04	0,96833	0,03167	0,298	0,25	0,98623	0,01377	0,544
0,05	0,97048	0,02952	0,317	0,30	0,98802	0,01198	0,583
0,06	0,97226	0,02773	0,335	0,35	0,98957	0,01043	0,624
0,07	0,97376	0,02624	0,352	0,40	0,99088	0,00912	0,658
0,08	0,97506	0,02494	0,368	0,45	0,99205	0,00795	0,693
0,09	0,97621	0,02379	0,378	0,50	0,99309	0,00691	0,724
0,10	0,97724	0,02276	0,391	0,55	0,99404	0,00596	0,756
0,11	0,97817	0,02183	0,405	0,60	0,99491	0,00509	0,786
0,12	0,97902	0,02098	0,418	0,65	0,99570	0,00430	0,815
0,13	0,97980	0,02020	0,430	0,70	0,99644	0,00356	0,843
0,14	0,98053	0,01947	0,440	0,75	0,99713	0,00287	0,872
0,15	0,98132	0,01868	0,451	0,80	0,99777	0,00223	0,897
0,16	0,98184	0,01816	0,461	0,85	0,99837	0,00162	0,921
0,17	0,98244	0,01756	0,466	0,90	0,99895	0,00105	0,953
0,18	0,98300	0,01701	0,478	0,95	0,99949	0,00051	0,982
0,19	0,98353	0,01647	0,489	1,00	1,00000	0,00000	1,000

¹⁾ Eine Verwendung dieser Tabelle siehe Prof. P. Meyer (Delft), Zentralbl. f. d. Zuckerindustrie 1912, S. 843.

Für $(1-x)^n$ den Wert aus Gleichung (17) eingesetzt, ergibt:

$$\vartheta_a \left(\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a} - 1 \right) \\ \vartheta_m = \frac{\quad}{n \left(\sqrt[n]{\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a}} - 1 \right)} \quad 26$$

Da $\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a}$ immer ein echter Bruch ist, so kann man die rechte Seite mit -1 multiplizieren und erhält als Wert für den mittleren Temperatur-Unterschied:

$$\vartheta_m = \frac{\vartheta_a \left(1 - \frac{\vartheta_e}{\vartheta_a} \right)}{n \left(1 - \sqrt[n]{\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a}} \right)} = \frac{\vartheta_a - \vartheta_e}{n \left(1 - \sqrt[n]{\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a}} \right)} \quad (27)$$

Berechnet man den mittleren Temperatur-Unterschied nach dieser Gleichung (27), so erhält man Ergebnisse, die von den mit der Gleichung (10) erhaltenen sehr wenig abweichen, und die in der Tabelle 1, Spalte 4 zusammengestellt sind¹⁾.

Beispiel für die Benutzung der Tabelle 1. In ein Rohrbündel tritt unten Luft mit $t_{ka} = 15^\circ$ ein und oben mit $t_{ke} = 80^\circ$ aus. Das wärmende Wasser tritt oben mit $t_{wa} = 100^\circ$ ein, unten mit $t_{we} = 20^\circ$ aus.

ϑ_e ist = $20 - 15^\circ = 5$, $\vartheta_a = 100 - 80 = 20^\circ$, also $\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a} = \frac{5}{20} = 0,25$.

¹⁾ Fast niemals übertragen bei Wärmeaustauschapparaten gleich große Teile der Trennungsflächen (H) auch gleiche Wärmemengen (C), folglich verändert sich die Temperatur der beiden Flüssigkeiten an jener nicht gleichmäßig (nicht linear), sondern ungleichmäßig, selbst bei gleichbleibenden Koeffizienten (Festwerten) (k).

Da $C = H \cdot k \cdot \vartheta_m$

oder $H = \frac{C}{k \cdot \vartheta_m}$ ist, so ist es offenbar, daß die Größe jedes Teils der Trennungsfläche umgekehrt proportional dem dort herrschenden Temperatur-Unterschiede (ϑ_m) ist. Es kann nun der Wunsch bestehen, die Temperaturen der Flüssigkeiten an allen Stellen der Trennungswand zu bestimmen. Ferner gibt es Fälle, in denen der Koeffizient (Festwert) (k) sich während der Wärmeübertragung ändert (z. B. bei Absorption oder Kondensation von Gasen), wodurch der örtliche und der mittlere Temperatur-Unterschied stark beeinflußt wird. Diese beiden Fragen behandelt E. Altenkirch in der Zeitschrift f. d. gesamte Kälte-Industrie 1914 Heft 12, Seite 189 zum Teil auf zeichnerische Art.

Man suche in Spalte 1 die Zahl 0,25 und findet in Spalte 4 den Wert von $\vartheta_m = 0,544$, also ist $\vartheta_m = \vartheta_a \cdot 0,544 = 20 \cdot 0,544 = 10,88^\circ \text{C}$ (nicht etwa $\frac{5 + 20}{2} = 12,5^\circ$).

II. Gleichstrom und Gegenstrom.

Zwei Flüssigkeiten, Gase oder Dämpfe, die ihre Wärme austauschen sollen, können entweder in gleicher oder entgegengesetzter Richtung an der Trennungswand vorbeigeführt werden. Bewegen sich die beiden Flüssigkeiten parallel zueinander, in der gleichen Richtung, so nennt man diesen Zustand Parallel- oder Gleichstrom.

Bewegen sie sich aber in entgegengesetzter Richtung zueinander, so nennt man den Zustand Gegenstrom.

Beim Gleichstrom hat am Beginn die zu kühlende Flüssigkeit ihre höchste, die zu erwärmende Flüssigkeit ihre niedrigste Temperatur, und am Ende ist es umgekehrt.

Beim Gegenstrom hat am Beginn sowohl die zu kühlende Flüssigkeit als auch die zu erwärmende ihre höchste und am Ende haben beide ihre niedrigste Temperatur.

In allen Fällen aber ist die Wärmemenge, die die eine Flüssigkeit verliert, genau gleich derjenigen, die die andere gewinnt.

Ist F_w das Gewicht und σ_w die spezifische Wärme der ursprünglich warmen und F_k das Gewicht und σ_k die spezifische Wärme der ursprünglich kalten Flüssigkeit, sind ferner t_{wh} und t_{wn} die höchste und die niedrigste Temperatur der ursprünglich warmen und t_{kh} und t_{kn} die höchste und niedrigste Temperatur der ursprünglich kalten Flüssigkeit, so ist immer

$$F_w \sigma_w (t_{wh} - t_{wn}) = F_k \sigma_k (t_{kh} - t_{kn}) \quad . \quad . \quad . \quad (28)$$

Das Gewicht an Kühlflüssigkeit F_k , das nötig ist, um das Gewicht F_w der warmen Flüssigkeit von t_{wh} auf t_{wn} zu kühlen, ist also:

$$F_k = \frac{F_w \sigma_w (t_{wh} - t_{wn})}{\sigma_k (t_{kh} - t_{kn})} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (29)$$

In jedem bestimmten Fall sind F_w , σ_w , σ_k , t_{wh} , t_{wn} , t_{kn} bekannt, nur die Ablauf-Temperatur t_{kh} der Kühlflüssigkeit wird von ihrer Menge abhängig, und diese Menge ist um so größer, je kleiner t_{kh} ist.

Beim Gegenstrom kann das Kühlmittel mit einer Temperatur ablaufen, die nur wenig geringer als die höchste Temperatur der warmen Flüssigkeit ist. Beim Gleichstrom muß das Kühlmittel mit

einer Temperatur ablaufen, die stets geringer als die niedrigste Temperatur der warmen Flüssigkeit ist. Fast allemal ist also t_{kk} beim Gleichstrom kleiner als beim Gegenstrom und hieraus folgt, daß beim Gleichstrom in fast allen Fällen mehr Kühlflüssigkeit (meist Wasser) gebraucht wird als beim Gegenstrom.

Handelt es sich darum, eine kalte Flüssigkeit F_k durch eine warme Flüssigkeit F_w zu erwärmen, so ist auch hier der Verbrauch an warmer Flüssigkeit beim Gleichstrom meistens größer als beim Gegenstrom.

Beim Gleichstrom findet der größte Temperatur-Unterschied statt zwischen der höchsten Temperatur der warmen und der niedrigsten der kalten Flüssigkeit, der kleinste Temperatur-Unterschied zwischen der niedrigsten Temperatur der warmen und der höchsten der kalten Flüssigkeit. Der erstgenannte Temperatur-Unterschied ist der höchste, der überhaupt eintreten kann, der zweite ist immer sehr viel geringer, so nämlich, wie er auch beim Gegenstrom vorkommen kann. Da beim Gegenstrom der höchst mögliche Temperatur-Unterschied nie vorkommen kann, so folgt schon hieraus, daß im allgemeinen beim Gleichstrom der mittlere Temperatur-Unterschied größer als beim Gegenstrom ist, daß folglich im ersten Fall die erforderliche Heiz- oder Kühlfläche oft kleiner sein darf, als im letzten Fall. Gegenstrom-Apparate werden daher oft größer als Gleichstrom-Apparate, allein sie sind im Betriebe billiger, und vor allen Dingen gestatten sie stets mit den vorhandenen Mitteln die Erreichung der höchsten Erwärmungs- und tiefsten Abkühlungs-Temperaturen, was beim Gleichstrom ausgeschlossen ist.

Erwärmungs- und Abkühlungs-Apparate sollten immer als Gegenstrom-Apparate konstruiert werden.

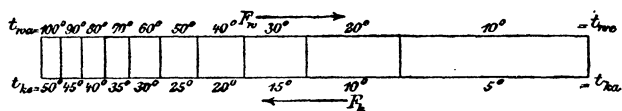


Abb. 5.

Die folgende Tabelle 2 gibt ein Bild der Größe der Heizflächen für den Fall, daß 100 kg wässrige Flüssigkeit von 100° durch Wasser von 10° auf 50°, 40°, 30°, 20°, 15° abgekühlt werden sollen. Die Wasser-Ablauftemperatur ist dabei beim Gleichstrom 5° unter der gekühlten Flüssigkeit, beim Gegenstrom 80° (d. h. 20° unter der der heißen Flüssigkeit) angenommen.

Tabelle 2.

Größe der Heizflächen beim Gleichstrom und beim Gegenstrom.

Ablauf- Temp. d. gekühlten Flüssig- keit °C	Gleichstrom				Gegenstrom			
	Ablauf- Temp. d. Kühl- wassers °C	Kühl- wasser- menge Liter	Temp.- Untersch. mittlerer ϑ_m	Kühl- fläche qm	Ablauf- Temp. d. Kühl- wassers °C	Kühl- wasser- menge Liter	Temp.- Untersch. mittlerer ϑ_m	Kühl- fläche qm
	50	45	140	29,7	0,7	80	72	29
40	35	240	"	0,8	"	86	24,6	0,95
30	25	465	"	0,9	"	100	20	1,35
20	15	1600	"	1,05	"	115	14,5	2,20
15	12	4250	"	1,15	"	192	10,88	3,10

Denken wir uns nun einen Gegenstrom-Apparat, auf dessen einer Seite eine Flüssigkeit von 100° auf 10° abgekühlt wird, während auf seiner anderen Seite eine andere Flüssigkeit von gleicher spezifischer Wärme aber in größerer Menge von 5° — 50° erwärmt wird, bei beiderseits ungleichen, aber unveränderten (konstanten) Strömungsgeschwindigkeiten, so gibt die Abb. 5 in ihren Flächen eine Vorstellung von dem Verhältnis der einzelnen Teile der Kühlfläche. Um die gleiche Wärmemenge in jedem einzelnen Teil zu übertragen, müssen die Teile der Kühlfläche, die zwischen geringen Temperatur-Unterschieden liegen, viel größere sein, als die, welche zwischen größeren Temperatur-Unterschieden liegen.

Wenn bei Flüssigkeits-Wärmeaustauschapparaten die Kühlfläche bei Anwendung des Gleichstroms die gleiche Größe wie beim Gegenstrom haben soll, so muß (immer gleiche Wärme-Übergangs-Zahl k vorausgesetzt) in beiden Fällen auch der gleiche Temperatur-Unterschied herrschen. Die Mengen und Austrittstemperaturen des Kühlwassers sind dann natürlich verschieden. Sollen aber in beiden Fällen die Kühlwassermengen gleich sein, so müssen die Flächen und Temperatur-Unterschiede verschieden sein. Dr. ing. Max Berlowitz (Gesundheitsingenieur 1910) zeigt, wie mit Hilfe des dort veröffentlichten Diagramms (Abb. 6) und einfacher Rechnung jedesmal die gesuchten Größen gefunden werden können.

$$\text{Es bedeute } \alpha \text{ das Verhältnis } \frac{\vartheta_a}{\vartheta_e} = \frac{t_{wa} - t_{ke}}{t_{we} - t_{ka}} \dots \dots \dots (30)$$

$$\text{und } \psi = \frac{\tau_1}{\vartheta_e} = \frac{t_{wa} - t_{we}}{t_{we} - t_{ka}} \dots \dots \dots (31)$$

worin die Temperaturen t_{wa} , t_{we} und t_{ka} immer bekannt sind. Wird nun

für den Gegenstrom eine bestimmte Kühlwasser-Abflauftemperatur t_{ke} angenommen und κ und ψ damit berechnet, so findet man in dem Diagramm auf der Horizontalen, die durch den Schnittpunkt der (auf dem gefundenen κ errichteten) Ordinate mit der Gegenstromlinie geführt wird, da, wo diese Horizontale die ψ Linie des Gleichstroms schneidet, die Ordinate, die auf der Basislinie das κ_1 des Gleichstroms angibt. Hieraus errechnet sich nach Gleichung 30 die Kühlwasser-Abflußtemperatur t_{ke} des Gleichstroms (bei gleichen Flächen).

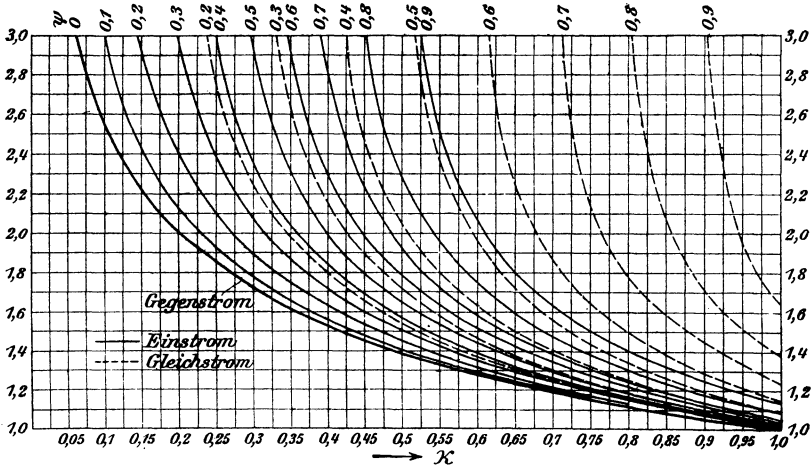


Abb. 6.

Soll aber der Kühlwasserverbrauch, also auch dessen Abflußtemperatur t_{ke} in beiden Fällen gleich sein, so geben die Schnittpunkte der Ordinate, die auf dem (mit dieser angenommenen Temperatur t_{ke} berechneten) κ Punkt errichtet sind, mit der Gegenstromlinie und der entsprechenden ψ Linie des Gleichstroms das Verhältnis der erforderlichen Flächen an. Einige Beispiele auf der nächsten Seite werden das Gesagte verdeutlichen:

Aber auch mit Hilfe der Tabelle 1 ohne Diagramm können diese Verhältnisse berechnet werden. Sind die Flächen in beiden Fällen gleich und für den Gegenstrom alle 4 Temperaturen bekannt, so ist es auch

$\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a}$. Die Tabelle 1 gibt in der Spalte 4 den Faktor, mit dem der größte

Temperatur-Unterschied ϑ_a zu multiplizieren ist, um ϑ_m zu erhalten. Für den Gleichstrom ist ϑ_{ag} ja auch bekannt $\left(= \frac{t_{wa}}{t_{ka}} \right)$. ϑ_a mit dem noch unbekanntem Faktor α multipliziert, muß also gleich dem bekannten ϑ_m sein $\left(\alpha = \frac{\vartheta_m}{\vartheta_{ag}} \right)$. Sucht man in Tabelle 1 Spalte 4 den Wert von α , so geben die

Spalten 1 das zugehörige β , das ja $= \frac{\vartheta_{eg}}{\vartheta_{ag}}$ ist und hieraus $\vartheta_{eg} = \beta \vartheta_{ag}$ und $t_{ke} = t_{we} - \vartheta_{eg}$. Sollen die Kühlwassermengen, also die 4 Temperaturen gleich sein, so findet man leicht die beiden ungleichen mittleren Temperatur-Unterschiede. Die Kühlflächen verhalten sich dann umgekehrt wie diese.

Flächen gleich — Kühlwassermengen u. Ablauftemp. ungleich.

Die Flüssigkeit ist zu kühlen von ÷ bis	100 ÷ 80°	100 ÷ 60°	80 ÷ 60°	80 ÷ 50°	60 ÷ 45°	60 ÷ 40°
	60 ÷ 10°	50 ÷ 10°	50 ÷ 10°	40 ÷ 10°	40 ÷ 10°	30 ÷ 10°
Das Kühlwasser erwärmt sich bis ÷ vom	0,57	1,0	0,6	1,0	0,57	1,0
	0,286	0,8	0,4	0,75	0,5	0,66
	0,69	1,29	0,845	1,2	0,89	1,15
Das Kühlwasser erwärmt sich von ÷ bis	10 ÷ 51,7°	10 ÷ 35,5°	10 ÷ 41°	10° ÷ 32°	10 ÷ 31,3°	10 ÷ 25,3°
	53,9	50	39	40	27,1	30°
In beiden Fällen mittlere Temperatur-Unt.						

Flächen ungleich — Kühlwassermengen u. Ablauftemp. gleich.

In beiden Fällen erwärmt sich das Kühlwasser von ÷ bis	10 ÷ 60°	10 ÷ 50°	10 ÷ 50°	10 ÷ 40°	10 ÷ 40°	10 ÷ 30°
	46,62°	36,45°	30,87°	30,87°	19,53°	25°
Mittlere Temp.-Unt. bei Gleichstrom φ_m	53,9°	50°	39°	40°	27,1°	30°
Verhältnis der Flächen: Gleichstrom Gegenstrom	$\frac{1,16}{1}$	$\frac{1,37}{1}$	$\frac{1,26}{1}$	$\frac{1,30}{1}$	$\frac{1,38}{1}$	$\frac{1,20}{1}$

III. Die Anlagen zum Heizen mit offenem Feuer.

Die Anlagen zum Heizen mit direktem Feuer sind in vielen ausgezeichneten Büchern ausführlich beschrieben, daher hier nur in Kürze einige wichtige Angaben darüber wiederholt werden.

Das Gewicht an Brennstoff, das auf einem bestimmten Rost in einer bestimmten Zeit verbrannt wird, die Wärmemenge, welche man aus ihm nutzbar macht, und diejenige, welche durch einen Quadratmeter der zu erheizenden Heizfläche geht, die Temperaturen der erzeugten Gase, kurz alle Umstände, Wirkungen und Erfolge einer Feuerungsanlage sind sehr veränderlich, je nach dem Grade der Beanspruchung, der Geschicklichkeit der Bedienung und des Wertes der Brennstoffe; dies trifft um so mehr zu, je kleiner die Anlage ist (s. Seiten 18 bis 21).

Zu dem oft in dem sogenannten Restverlust einbegriffenen Wärmeverlust gehört auch der von Kesseln oder deren Mauerwerk an die umgebende Luft hervorgerufene. Mitteilungen hierüber bringen Cario und Haier¹⁾, Blacher, Fuchs²⁾, de Grahl³⁾. Der zuletzt Genannte fand bei mit Wärmeschutzmantel aus Blech bekleideten Kesseln a etwa = 13 WE. (Siehe Seite 17.)

Bei Anwendung von Wasserwärmern durch Rauchgase verteilt sich die Herdwärme⁴⁾ gewöhnlich so:

Im Kessel nutzbar	60% ÷ 72 %
In verbrannten Teilen der Asche und Schlacke	2% ÷ 1,5%
In unverbrannten Gasen und Ruß	3% ÷ 3 %
Leitungs- und Strahlungsverluste	7% ÷ 7 %
Schornsteinverlust	28% ÷ 16,5%
	100% 100 %

Der Schornsteinverlust wird oft aus der Formel $V = 0,66 \cdot \frac{t_r - t_k}{C}$

bestimmt, in der bedeutet V den Wärmeverlust in Prozenten, t_r die Temperatur der Rauchgase im Fuchs, t_k Temperatur der Kesselhausluft, C der Kohlensäuregehalt der Gase in Prozenten.

Anmerkung. Prof. O. Köchy (Aachen) leitet aus Versuchen an Lokomotiven in Erfurt⁵⁾, ferner aus Versuchen des Ingenieurs Geoffroy

¹⁾ Zeitschrift für Dampfkessel- und Maschinenbetrieb 1905. S. 171, 213, 244.

²⁾ Ebenda 1907. S. 75, 145, 157, 237, 317.

³⁾ Ebenda 1907. S. 239. 1909 Nr. 51. 1910 Nr. 4 u. 13.

⁴⁾ H. Hermanns, Verhandl. d. V. z. Bef. d. Gewerbe. 1916. S. 233.

⁵⁾ Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens. 1911. Heft 1–3.

(M. Ch. Couche, a. a. Ort) an Lokomotiven der französischen Nordbahn (Z. 1912. S. 520), endlich aus Versuchen von L. Weiß (1905) an stationären Kesseln (Z. 1913. S. 2070) und in Vergleich mit Angaben der Hütte 1910. S. 850 ein Verdampfungsgesetz ab, das durch die empirische Formel

$$D = \frac{a}{b + \frac{H}{R}}$$

ausgedrückt wird. Darin bedeutet D = das in 1 St. mit 1 qm

durch die Heizfläche H erzeugte Dampfgewicht in kg. H = die Heizfläche gemessen vom Rost bis zu einer bestimmten Stelle ihrer Ausdehnung in qm. R = Rostfläche in qm, a und b = Festwerte, die vom Zuge, gemessen in mm Überdruck, abhängen.

Es ergab sich

$$\begin{array}{ll} \text{für Lokomotiven} & H = 15,5 \div 39,9 \\ \text{„ „} & R = 0,33 \div 0,75 \end{array}$$

$$D = \frac{1600}{20 + \frac{H}{R}}$$

$$\begin{array}{ll} \text{„ „} & H = 50 \div 83 \\ \text{„ „} & R = 0,8 \div 1,3 \end{array}$$

$$D = \frac{2600}{20 + \frac{H}{R}}$$

$$\begin{array}{ll} \text{„ „} & H = 91,8 \div 143,8 \\ \text{„ „} & R = 1,53 \div 2,3 \end{array}$$

$$D = \frac{3500}{20 + (H : R)}$$

In guter Übereinstimmung mit den Angaben der Hütte:

$$D = \frac{932}{17,5 + (H : R)}$$

Endlich aus den Versuchen von L. Weiß:

$$D = \frac{788}{6,15 + (H : R)}$$

Die Wärmetübertragungszahl k ist nach O. Köchy proportional dem Quadrat der Differenz zwischen den Temperaturen der Heizgase t_h und des Kesselwassers t_w . λ ist die Gesamtwärme von 1 Kilo Dampf. a und b die oben genannten Konstanten: $k = \frac{a \cdot \lambda}{b(t_h - t_w)^2}$.

Da es hier nicht unsere Aufgabe ist, die Feuerung im einzelnen zu beschreiben, so sollen die in der Tabelle 3 (S. 18 bis 21) zusammengetragenen Angaben nur als nützliche Fingerzeige dienen.

Die in einer Stunde durch einen Quadratmeter Kesselfläche gehende Wärmemenge wächst direkt proportional mit dem Temperatur-Unterschied zwischen Flüssigkeit und Heizgas und ferner wahrscheinlich mit der zweiten oder dritten Wurzel der Geschwindigkeit, mit der Flüssigkeit und Heizgas an der Wand vorbeiströmen. Sie vermindert sich aber mit dem Anwachsen der Bedeckung der Heizflächen durch Ruß und Staub von außen, durch Kesselstein von innen.

Der mittlere Temperatur-Unterschied ist natürlich um so kleiner, der Wärmedurchgang für Stunde und Quadratmeter um so geringer, je kälter die Heizgase den Heizkessel verlassen, aber die Ausnützung des Brennmaterials ist dann auch um so größer.

Über den Verbleib der Wärme (in Prozenten der in der Kohle enthaltenen) bei Dampfkesselheizungen geben beispielsweise nachstehende Versuchsergebnisse eine Vorstellung:

1. Vom Kessel aufgenommen	74,5	73,5	70,6	74,9	56,2	62,8	62,8	71,8	66,3	73,7	67,7
Schornsteinverlust	13	13,9	21	13,4	28,8	18,5	15,5	14,7	18,1	18,9	17,8
Verbrenliches in der Asche	0,6	3,4	—	—	1,2	2,8	2,8	15,7	1,4	—	2
Restverlust	11,9	9,2	7,4	11,7	13,8	15,9	15,9	7,8	14,2	7,4	12,5
2. Vom Kessel aufgenommen	73,4	72,3	73,3	73,3	68,7	—	—	—	—	—	—
Schornsteinverlust	19,2	21,8	21	14,1	17,9	—	—	—	—	—	—
Verbrenliches in der Asche	1,8	1,6	2,4	1,8	2,1	—	—	—	—	—	—
Restverlust	5,6	4,3	5,3	10,8	11,3	—	—	—	—	—	—
WE in der Kohle	7217	7034	7558	6121	6819	—	—	—	—	—	—
Temperatur der Rauchgase °C	251°	274°	250°	260°	288°	—	—	—	—	—	—
Sauerstoff im Fuchs	12	12,3	11,9	8,7	9,9	—	—	—	—	—	—
Kohlensäure im Fuchs	7,8	7,5	7,9	11	9,5	—	—	—	—	—	—
Dampf erzeugt pro 1 qm kg	14	15	8,85	8,55	8,8	—	—	—	—	—	—

3. Vom Kessel aufgenommen	71	75,1	73,7	67,4	65,3	62,5
Schornsteinverlust	21,6	18,1	16,2	15,9	15,8	15,7
Restverlust	7,4	6,8	10,1	16,7	18,9	21,8
Bezeichnung der Kohle	Gaskohls	Ruhrkohls Maria	Presskohls Oberrhein	Fetikohle Maybach	Saarfett Friedrichstal	Saarkohls
WE der Kohle	6774	7667	7220	7446	6628	6525
Temperatur der Rauchgase °C	302°	303°	276°	297°	280°	306°
Luft (n × theoretische) n =	2,09	1,74	1,72	1,52	1,66	1,44

¹⁾ Z. f. Dampfkessel und Maschinenbetrieb 29. 1. 1909. ²⁾ Ebenda. ³⁾ Z. d. V. d. I. 6. 11. 1909
⁴⁾ Ebenda 1. 4. 1911 S. 505.

Tabelle 3.

Eigenschaften einiger

	Holz, lufttrocken	Torf	Braunkohle, erdige
Gewicht von 1 cbm	370—465	250—380 ¹⁾	610—700
Temperatur der Flamme	1969	2149	2357
Temperatur bei doppelter Luftmenge . . .	800—1000	900—1200	
1 Kilo Brennstoff entwickelt theoretisch Kalorien	2820	3550	(Briketts = 5000) 2300— 4450
Nutzbare Wärme von 1 Kilo			60—80 %
{ Theoretische Luftmenge { cbm	3,46	4,04	4,88
	{ für 1 Kilo Brennstoff { Kilo	4,65	5,30
{ Praktisch nötige Luft- { cbm	6,92	8,08	9,76
	{ menge für 1 Kilo { Kilo	9,3	10,60
{ Gasmenge aus 1 Kilo { bei 0°	4,20	4,759	5,44
	{ theoretisch { bei 300°	8,82	9,928
Kohlensäure-Gehalt der Abgase	10—14 %		
{ Auf 1 qm Rost { pro Stunde	70—120	80—120	100—200
	{ verbrennt { im Mittel	100	100
Verhältnis der freien zur totalen Rostfläche	$\frac{1}{3}$ — $\frac{1}{6}$	$\frac{1}{4}$ — $\frac{1}{8}$	$\frac{1}{4}$ — $\frac{1}{5}$
Dicke der Brennmaterialschicht	250	200	150
Widerstand des Zuges, verursacht durch das Brennmaterial	1—4 mm		
Asche	1—1,5	1—5	5—10
1 qm Heizfläche erfordert Rost	$\frac{1}{10}$ — $\frac{1}{20}$	$\frac{1}{15}$ — $\frac{1}{20}$ — $\frac{1}{35}$	
1 qm Heizfläche verdampft pro 1 Stunde Wasser	15—25 Kilo.		
1 Kilo Brennmaterial verdampft Wasser . .	2,5—3,5	1,5—3	2—4,5
Geschwindigkeit der Gase im Kanal . . .	3—4 m pro Sek.		
Kanal-Querschnitt	vom Anfang bis Ende		
Schornstein-Querschnitt	$\frac{1}{8}$ vom Rost		
Schornstein-Höhe	wenigstens		
Temperatur der Rauchgase	250—450°		

1) Über Verfeuerung von Koks und Kohle (am besten zu gleichen Teilen

2) Z. d. V. d. Ing. 1904. S. 887.

Brennstoffe.

Tabelle 3.

Steinkohle, sinter	Steinkohle, back	Steinkohle, sand	Anthrazit	Koaks ¹⁾	Holzkohle	
740	—	960	—	520—570	194	Kilo
2595	2664	2688	2734	2774	2104	°C
	1000—1300			1433	—	°C
6600	7500	7760	8110	7430	7750	WE
der theoretischen						WE
6,97	7,78	8,04	8,49	7,441	8,01	cbm
9,5	10,8	11,5	12,5	9,7	10,30	Kilo
13,95	15,56	16,09	16,98	14,88	16,08	cbm
19	21,6	23	25	19,4	20,6	Kilo
7,42	8,20	8,43	8,74	8,04	8,42	cbm
15,69	17,24	17,71	18,38	16,89	17,70	Kilo
10—14%						%
50—120	50—120	50—120	25—60	35—80	—	Kilo
75	75	75	35—40	60	—	Kilo
(bei Lokomotiven 350—450 Kilo)						
1/2—1/4	1/2—1/4	1/2—1/4	1/2—1/3	1/4—1/6	—	—
100	100	100	100	250	—	mm
	5—12 mm		—	—	—	mm
3—4	3—4	3—4	2	5—6	2—5	%,
	1/30—1/50			1/30—1/50		qm

im Mittel 18 Kilo (bei Lokomotiven 40—60 Kilo)

5,5—10 Kilo

— | 4,5—8

Stroh 1,5—2, | Lehe 1—1,1

bis 6 m zulässig — aus dem Schornstein 3—4 m

abnehmend von 0,375—0,43 anfangs —0,25 am Ende des totalen Rost

1/4 vom Rost

16 m sonst 25 × oberen Durchmesser

250—450°

und 100 Kilo für 1 qm Rost (st) siehe Glückauf 1916. Heft 2.

	1 Kilo entwickelt WE	
Termit	700	
Torf lufttrocken	1800	
Torf (bayrischer, besonders guter)	ca. 4000	
Torfkohle ¹⁾	7500—7800	48,4% vom Torf, der 32% Wasser har, 4,5% Teer, 57% Gas un- rein resp. 37% Gas rein.
Torfkoks ²⁾	7000	
Trockner Straßenkehricht ³⁾	627	
Trockner Pferdemit	4000	
Wassergas	2600	0,71 Kilo pro cbm. — Temp. der Flamme 2860°. — Aus 62 Kilo Koks 1000 cbm Gas.

¹⁾ Sammlung von Heizwerten der Brennstoffe (Magdeb. V. f. Dampf-
kesselbetrieb). Von diesem zu beziehen, Mk. 2.—

²⁾ Winkelmann, Z. f. Dampf- u. Maschinenbetr. 1914, Nr. 31 u.
1915, Nr. 10.

Dort werden 9 Versuche mitgeteilt, aus denen folgender Auszug:

Kesselart	I Zweiflamm- rohr	II 99,6	III Wasser- rohr	IV 23,5	V Rohrkessel mit feuertüchse	VI 23,5	VII Lokomotiv- feuertüchse	20,1 qm
Heizfläche	99,6	99,6	164	23,5	20,1	23,5	20,1	qm
Überhitzer	31	31	52	—	—	—	—	„
Rostart	Treppen		Plan					
Rost	5,8	4,8	6,4	6,84	6,68	0,67	0,56	„
Versuchsdauer	8	8	8	6	6	6	6	Std.
Wasser verdampft	17850	17200	35630	2860	2508	2784	2482	Liter
Temp. v. d. Vorw.	15	15	12	15	15	14	13	°C
„ hinter d. Vorw.	78	76	116	84	72	82	70	„
Brennstoff Art:	Sägemehl und Holzabfälle lose		ziemlich trocken Borke u. Spähne brikettiert		Preßtorf		Torfkoks	
„ Gew.								
Heizwert	2420	3950	3046	3080	3100	7128	7015	WE
Wassergehalt	35,4	10,8	19,4	16	17,6	5,1	5,3	%
Rückstand	1,4	1,1	1,1	—	—	—	—	„
Gastemp. v. d. Über- hitzen	342	374	384	—	—	—	—	°C
Hinter d. Kessel	294	328	347	305	312	330	344	„
Zug am Schieber	18	14	16	18	18	18	18	mm
Kohlensäure	6,9	10,6	10,8	7,6	7,4	11,2	11,4	%
Dampfspannung	9,9	9,9	11,9	9,95	9,92	9,98	9,96	Atm.
1 Kilo Brennstoff ver- dampft Wasser	2,17	4,24	3,47	3,18	3,26	8,19	8,0	Liter.

³⁾ Julius Brandt, Rauch und Staub 1915, S. 153.

Weil die Heizgase an der Kesselwand entlang streichend ihre Wärme abgeben, sinkt der Unterschied zwischen ihrer Temperatur und der des siedenden Wassers vom Rost bis zum Fuchs und deshalb ist die durch einen qm Heizfläche bewirkte Verdampfung in der Nähe der Feuerung viel größer als in der Nähe des Fuchses.

Als Beispiel¹⁾ kann ein Verdampfungsversuch der französischen Nordbahn mit einem Lokomotivkessel dienen, der auch zugleich zeigt, daß die Verkleinerung der Heizfläche unter Umständen die Gesamtleistung eines Kessels nicht wesentlich beeinträchtigt, wenn zugleich der Querschnitt der Feuerkanäle in gleichem Maße verkleinert wird, wahrscheinlich weil die dann größere Geschwindigkeit der Gase die Wärmeleitung in hohem Maße begünstigt.

	Zug mm W.S.	Verdampfung kg/st					Kohle auf 1 qm Rost kg/st
		im 1. Teil (Feuer- büchse)	im 2. Teil (Rohre)	im 3. Teil (Rohre)	im 4. Teil (Rohre)	im 5. Teil (Rohre)	
Alle Feuerrohre offen	40	1071	622	334	176	120	337
Die Hälfte der Rohre verstopft	60	1232	658	328	204	132	321

Die wirklichen größten Wärme-Übergangszahlen sind für Kesselheizungen bis jetzt noch nicht genau berechenbar; zu ihrer Ergründung wären noch viele und vielseitige Versuche notwendig, die mangeln. Aber auch die Kenntnis dieser Zahlen würde noch nicht ihre volle Verwendung zulassen, weil die den Wärmedurchgang hindernden Einflüsse sehr zahlreich, sehr veränderlich sind, und weder vor noch nach der Ausführung genau in Rechnung gestellt werden können.

Man muß sich also zunächst damit begnügen, der praktischen Beobachtung entnommene Zahlen anzuwenden.

Wenn wir mit K die Wärme-Übergangs-Zahl bezeichnen, die angibt, wieviel Wärme-Einheiten (WE) in einer Stunde durch einen Quadratmeter bei dem ganzen mittleren Temperatur-Unterschied gehen, so kann man darauf rechnen, daß bei Dampfkesseln sei: $K = 8000$ bis $12000 WE$. im Mittel $K = 9000 WE$.

¹⁾ M. Ch. Cauche. Voie. matériel roulant et exploitation des chemins de fer. Band 2. Heft 1. S. 34,35

(Es kommen aber auch schon Kessel vor, bei denen $K = 15000 \div 25000 WE$ ist.)

Für Heizflächen, an denen die Flüssigkeit nicht siedet, ist, wenn sie von Rauchgasen umspült werden, etwa: $K = 6000$ bis $10000 WE$, im Mittel etwa: $K = 7000 WE$.

Bei ganz kleinen Kesselflächen kommen Wärmedurchgänge von 18000 bis $20000 WE$ vor, jedoch erzeugt diese starke Beanspruchung einigermaßen nasse Dämpfe und nützt meist das Brennmaterial nicht gut aus¹⁾.

Über flammenlose Verbrennung²⁾, die hier nicht behandelt werden soll, wird auf einige Literaturstellen verwiesen. Sie ist gleichzeitig von Dr. Rudolf Schnabel und Prof. W. A. Bone (London) mitgeteilt worden.

Über den Wärmeübergang von Rauchgasen und von Luft an nicht siedendes Wasser liegen Versuche von Joule und Ser vor, die zeigen, daß dieser wahrscheinlich proportional mit der Wurzel aus der Gas- oder Luftgeschwindigkeit v_l wächst³⁾ und daß der Festwert k_l dabei für reine schmiedeiserne Rohre etwa gleich ist:

$$k_l = 16 \sqrt{v_l} \text{ bis } k_l = 19 \sqrt{v_l} \dots \dots \dots (32)$$

Unter Berücksichtigung der in Wirklichkeit nie fehlenden Bedeckung der Heizflächen mit den Wärmedurchgang hindernden Stoffen nehmen wir für diesen Fall die Wärme-Übergangs-Zahl

$$k_l = 2 + 10 \sqrt{v_l} \dots \dots \dots (33)$$

$v_l = 2$	4	6	8	10	12	14	16	18
$k = 16,1$	22	$26,5$	30	$33,6$	$36,6$	$39,4$	42	$44,4$

(siehe auch Abschnitt VIII, D.)

¹⁾ Bei Versuchen sind bisweilen von Gasen bei ihrer Verbrennungstemperatur $100000 WE$ für 1 qm Std. übertragen worden.

²⁾ Dr. W. Nusselt, Die Übertragung der Wärme bei Bone-Schnabels flammenloser Verbrennung. Z. d. Bayer. Rev.-Vereins 1913, S. 125, 175. — Feuerungstechnik 1912/1913, Heft 3, 4, 7. — Stahl und Eisen 1912, 4. Juli; 1913, 9. Jan. — Bureau of mines Bulletin, Heft 18, S. 165. — Carlton Ellis Report on surface Combustion. Dec. 1911, S. 2 (for private Circulation only). — Genie civile 1912. 10. Aug. S. 300. — Jus E. Leather. Glasgow. Gasingenieur 1911. — Protokoll der 44 Delegierten u. Ing. Vers. d. intern. Verb. d. Dampfkr. Üb. V. 1914, S. 78.

³⁾ Auch die von Paul Fuchs in seinem Buch: „Die Kontrolle des Dampfkesselbetriebes“ Berlin, 1903 mitgeteilten Versuchsergebnisse sprechen keineswegs dagegen. Es ergab sich $k_l = 13$ bis 22 . Bei Wasservorwärmung in einem Rauchkanal fand der Genannte $k_l = 17,41$.

an, sofern es sich um reine Luft von Atmosphärenspannung handelt. Findet die Erwärmung der Flüssigkeit durch Rauchgase statt, so wird man wohl der noch stärkeren Bedeckung wegen in ungünstigen Fällen setzen müssen:

$$k_i = 2 + 5 \sqrt{v_i} \dots \dots \dots (34)$$

(wenn die Geschwindigkeit überhaupt berücksichtigt wird) und darf höchstens $k_i = 13$ wählen.

Mit Hilfe dieser Zahl ist die folgende kleine Tabelle 4 berechnet worden, die angibt, wie groß die Heizfläche wenigstens sein muß, mit der im Kesselrauchkanal in 1 Stunde 100 Liter Wasser von 10° bzw. 15° bis 80° bzw. 130° erwärmt werden können, wenn die Rauchgase 250° ÷ 450° warm in den Vorwärmer kommen, und durch Wärmeabgabe an ihn auf 100° ÷ 300° abgekühlt werden.

Tabelle 4.

Erforderliche Heizflächen H um 100 Kilo Wasser in 1 Stunde im Kesselrauchkanal von 10° auf 80° bis 130° zu erwärmen.

Wasser- Erwärmung		Heizgas-Temperatur					
		beim Eintritt	250°	300°	350°	400°	450°
von	bis	„ Austritt	100°	150°	200°	250°	300°
10° ÷ 80°	Temp.-Unt. ϑ_m	129	176	226	268	329° C	
	Heizfläche H	4,17	3,08	2,39	2,0	1,7 qm	
10° ÷ 100°	Temp.-Unt. ϑ_m	118	170	2,17	267	315° C	
	Heizfläche H	6,00	4,07	3,2	2,65	2,0 qm	
10° ÷ 110°	Temp.-Unt. ϑ_m	116	164	213	261	312° C	
	Heizfläche H	6,64	4,7	3,6	2,89	2,43 qm	
10° ÷ 120°	Temp.-Unt. ϑ_m	109	160	207	2,57	411° C	
	Heizfläche H	7,77	5,29	4,12	3,3	2,70 qm	
10° ÷ 130°	Temp.-Unt. ϑ_m	104	1,53	206	254	307° C	
	Heizfläche H	8,88	6,03	4,48	3,7	3,0 qm	

Hat die als Heizmittel dienende Luft eine andere Spannung p als die der Atmosphäre, so ist zu empfehlen den Wert

$$K = 2 + 5 \sqrt{v_i \cdot p} \dots \dots \dots (34a)$$

zu wählen, weil die Wärmeübertragungsfähigkeit der Luft mit ihrer Spannung abnimmt.

Beispiel. Um 100 Liter Wasser von 10° auf 100° zu erwärmen, braucht man $100(100-10) = 9000$ WE. Die Rauchgase mögen beim Eintritt in den Vorwärmer 300° , beim Austritt 150° warm sein, so ist der Temperatur-Unterschied am Anfang $300 - 100 = 200^\circ$, am Ende $150 - 10 = 140^\circ$, daher im Mittel, weil $\frac{140}{200} = 0,7$ ist, nach Tab. 1: $\vartheta_m = 168,6^\circ$, die notwendige Heizfläche also $H = \frac{9000}{\vartheta_m \cdot k_i} = \frac{9000}{168,6 \cdot 13} = 4,07$ qm.

Es wird angegeben, daß gußeiserne Ekonomiser, da ihre Rohre nicht viel enger als 100 mm gewählt werden können und das Speisewasser durch mehrere Rohre zugleich fließt, die Wassergeschwindigkeit in diesen meistens sehr gering ist, bei Gleichstrom zwischen Gas und Wasser etwa ebensoviel Heizfläche wie die Kessel selbst bedürfen, während sie bei Kreuzstrom 90% , bei Gegenstrom nur 80% davon erfordern. Schmiedeeiserne Ekonomiser, deren Rohre viel enger, in denen der Wasserstrom sich schneller bis $0,75-1,5$ m in 1 Sek. bewegt, können viel kleinere Flächen haben (z. B. Kesselfläche zu Vorwärmer = $1:0,5$). Gewiß hängt die Leistung (K) von der Geschwindigkeit des Gases des Wassers und der des Wassers ab. Ist die Fläche des Ekonomisers sehr viel zu groß, so daß sie in Wirklichkeit nicht mehr zur Wirkung kommt, so kann die Wärmeübergangszahl sehr sinken, wofür M. R. Schulz¹⁾ den Fall einer Zuckerfabrik aufführt, in der am Anfang der Kampagne ein Kessel und allmählich die andern in Betrieb kamen, während stets der ganze Ekonomiser tätig war. Derselbe Bericht macht darauf aufmerksam, daß die Temperatur des Gasstroms im Rauchkanal an verschiedenen

¹⁾ Z. f. Dampfk. u. Masch.-Betr. 1913, Nr. 27. Auch 1915, S. 353.

Kessel qm	Ekonomiser qm	Speisewasser Stunde kg	Wasser- erwärmung im ° C	Wärmedurch- gangszahl $\frac{k}{WE}$
80	225	ca. 1600	von $50 \div 70$	0,33
160	225	„ 3200	„ $50 \div 90$	3,3
240	225	„ 4800	„ $60 \div 100$	5,0
320	225	„ 6400	„ $80 \div 120$	7,5
400	225	„ 9200	„ $80 \div 140$	12,9

Stellen des Querschnitts verschieden ist und daß Temperatur-Messungen, die dies nicht berücksichtigen, unrichtige Resultate geben.

Beobachtung (Z. d. V. d. Ing. 1888, S. 438). 5197 Liter Wasser wurden stündlich mit 0,118 m Geschwindigkeit durch 6 parallele Eisenrohre von 51 mm l. W., die zusammen 315 qm Heizfläche ergaben, gedrückt, und dabei von 48,5° auf 180° erwärmt durch Abgase eines Schiffskessels, die sich dabei von 338° auf 149° abkühlten.

Es wurden übertragen: $C = 5179 (180 - 48,5) = 683405$ WE.

Der Temperatur-Unterschied am Anfang betrug:

$$\vartheta_a = 338^\circ - 180^\circ = 158^\circ.$$

Der Temperatur-Unterschied am Ende betrug:

$$\vartheta_e = 149^\circ - 48,5^\circ = 100,5^\circ.$$

Daher der mittlere Temperatur-Unterschied: $\vartheta_m = 126^\circ$.

Es war also die Wärme-Übergangs-Zahl:

$$k_l = \frac{C}{H \cdot \vartheta_m} = \frac{683405}{315 \cdot 126} = 17,2.$$

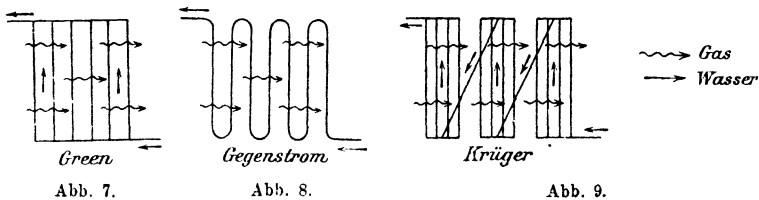
Die Geschwindigkeit der Rauchgase um die Rohre betrug etwa 1,2 m, die berechnete Wärme-Übergangs-Zahl würde demnach sein:

$$k_l = 2 + 10 \sqrt{1,2} = 13,0.$$

Beobachtung. R. Kablitz¹⁾. Ekonomiser 100 qm aus gußeisernen Rippenrohren (100 W. 2000 l) erwärmt in 1 Stunde 2421 l Wasser, das mit 0,855 m Geschwindigkeit durch alle Rohre nacheinander fließt von 74° ÷ 104° durch Rauchgas, das sich dabei von 255 ÷ 178° abkühlt. $\vartheta_m = 128^\circ$, $k = 5,7$ WE.

Tabelle 5.

Wärmeübertragung im Rauchkanal²⁾.



¹⁾ Zentralblatt f. d. Zuckerindustrie. 2. V. 08. Nr. 31.

²⁾ Zeitschr. d. Bayer. Revisionsvereins. 15. X. 09. Nr. 19, 20, 21. — Siehe auch Kämmerer, Zeitschr. f. Dampfkr. u. Maschinenbetr. 1913. Nr. 11, 12, 13. — A. Dosch, 1910. Nr. 8. — Eberle, 1910. Nr. 31, 36, 44, 45.

Green.

Erwärmte Wassermenge pro Stunde	679	730	1015	1000	1500	1500	1475	Liter
Wasser-Eintritt	37,8	42,4	33,2	35,3	32,2	29,3	34,2	° C
„ Austritt	96	136	79,4	120,8	71	89,3	110	„
Gas-Eintritt	172,6	252,4	177,1	256,6	181,6	253,3	310,2	„
„ Austritt	130,1	186,1	131,2	183,8	137,4	176,3	209,8	„
Temp.-Unt. ϑ_m =	84,8	131	96,9	143,8	108,7	155	187,1	„
Stündl. übertrag.	36400	6700	47800	79900	57290	88570	116700	WE
k =	8,95	10,65	10,30	11,58	10,98	11,90	13,0	—

Gegenstrom.

Erwärmte Wassermenge pro Stunde	700	742	1041	1038	1430	1550	1538	Liter
Wasser-Eintritt	46,4	38,4	32,2	31,7	33,2	37,3	33,70	° C
„ Austritt	105,9	149,4	87,4	113,9	77	100,4	108,0	° C
Gas-Eintritt	191,3	255,6	188,8	258,8	191,9	252,7	300,2	° C
„ Austritt	138,8	176,1	130,0	185,2	136,1	172,2	194,2	° C
Temp.-Unt. ϑ_m =	87,7	123,5	97,7	143,4	108,6	145,4	176,0	° C
Stündl. übertrag.	41700	80800	57000	91900	64000	86800	109000	WE
k =	9,9	13,62	12,15	13,34	12,29	12,43	12,90	—

Krüger.

Erwärmte Wassermenge pro Stunde	707	746	1032	1000	1562	1525	1478	Liter
Wasser-Eintritt	42	41,6	37,3	39,4	33,7	33,2	34,7	° C
„ Austritt	99,8	141,7	90,3	129,7	77,9	101,8	113,0	° C
Gas-Eintritt	183,8	255,8	193,2	272,0	184,6	277,9	319,7	° C
„ Austritt	139,1	176,5	143,2	192,2	132,7	190,3	211,9	° C
Temp.-Unt. ϑ_m =	89,0	126,0	104,5	146,6	107,7	166,0	191,6	° C
Stündl. übertrag.	4190	66400	54600	88700	56659	101600	123200	WE
k =	9,78	10,97	10,89	12,69	10,95	12,75	13,40	—

Beobachtung¹⁾. 10 Versuche an Vorwärmern im Rauchkanal. Vertikale, parallele im Viereck gestellte, eiserne Rohre. (Alle gleich 103 aus.2700 lang) in Schichten von 9—8—6—10—6—6—6—6—6—6 oben und unten in je 1 Rohr geführt und diese wieder oben und unten in je 1 Rohr gesammelt.

Rohrzahl	9×18—8×10—6×10—10×12—10×12—6×8—6×8—6×8—6×6—6×6	120	120	48	48	48	36	36	qm
Heizfläche	162	80	60	120	120	48	48	48	36
Ganzer Kanal-Querschnitt	5,72	5,15	3,95	6,24	6,24	3,85	3,85	3,85	3,85
Freier Kanal-Querschnitt	2,41	2,14	1,61	2,68	2,68	1,61	1,61	1,61	1,61
Mittlere Gastemperatur	173	278	299	268	265	194	204	201	209
Gasvolumen in 1 Std.	8726.	9521	9830	936	10716	3654	3548	4041	3983
dabei	228	362	378	386	359	264	270	264	276
Gas-Temper.-Eintritt	118	183	221	150	171	125	138	139	143
„ Austritt	0,423	0,514	0,691	0,415	0,477	0,277	0,269	0,307	0,304
Gasgeschwindigkeit	resp. 0,732	0,879	1,219	0,727	0,844	0,446	0,440	0,501	0,493
Wasser erwärmt pro 1 Std.	2637	2612	2344	2544	3099	1292	1261	1215	1157
Wasser-Temp.-Eintritt	37,5	28,2	28,9	36,7	32,6	20,6	50,4	50,3	48,2
„ „ Austritt	103,5	122,5	105,1	142	103,8	78,8	104,2	102,9	103,9
„ - Geschwindigkeit	0,646	0,829	1,80	0,84	1,02	1,06	1,0	1,00	1,27
Temp.-Untersch. φ_m ²⁾	115	254	274	164	199	151	127	129	138
Beobachtet $k =$	9,9	12,1	10,9	13,6	11,9	10,4	11,1	10,4	12,9

1) Z. d. V. d. Ing. 1907 Seite 1106. Paul Fuchs. — 2) Nicht ganz zuverlässig.

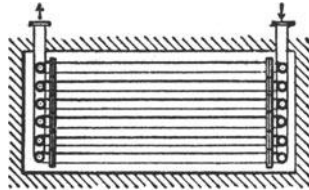


Abb. 10.

Beobachtung¹⁾. Vorwärmer im Rauchkanal (Economiser) 120 lotrechte Gußrohre 99×114 jedes 2750 m lang, zusammen 120 qm außen. Das Wasser geht nacheinander durch 5 Systeme von je $4 \times 6 = 24$ Rohren, jedesmal von unten nach oben den Rauchgasen entgegen. Die Rohre sind sehr rein und dauernd gereinigt.

Versuchsdauer	4	2 Stunden
Wassergewicht in 1 Stunde	3742	3757 Kilo
Erwärmung des Wassers	von 45 bis 120°	von 41 bis 124° C
Wassergeschwindigkeit	0,007	0,007 m
Rauchgastemperaturen	„ 320 bis 175°	„ 339 bis 193° C
Übertragene WE pro 1 St.	281 350	311 831 WE
Mittl. Temp.-Unt. $\vartheta_m =$	163°	182,2°
$k =$	14,17	14,2 WE.

Beobachtung²⁾. Vorwärmer im Rauchkanal. Mittel aus 22 Beobachtungen. Gußrohre zusammen 920 qm (95 l W). Jedes System hat 8 Rohre.

Wassergewicht in 1 Stunde	24500 Kilo
Erwärmung des Wassers	von 20° auf 93° C
Wassergeschwindigkeit	0,137 m
Rauchgastemperatur	„ 267 bis 120° C
Übertragene WE i. 1 St.	1 783 500 WE
Mittlere Temp.-Unt. $\vartheta_m =$	137° C
$k =$	14,13 WE:

Verbrannt 4000 kg Kohle von 6500 bis 6800 WE. — Bei 18 Kilo Gas aus 1 Kilo Kohle: 72 000 kg Gas das ist bei 267° = 105 480 cbm, bei 120° = 76 752 cbm. Freier Kanalquerschnitt 5,4 qm, das gibt bei 267° C = 5,426 m, bei 120° = 3,947 m Geschwindigkeit. Die Rauchgase haben 72 000 · 0,2375 · 147 = 2 512 800 WE. Also ca. 70% Ausnutzung.

Vorwärmer im Rauchkanal. Drei Versuche³⁾ mit einem gußeisernen Vorwärmer mit $8 \times 24 = 288$ lotrechten Röhren 100 i. D. 3000 lang = 288 qm. Versuch I geordnet nach Green, Abb. 7. Versuch II und III nach Umbau durch H. Siegel, Stuttgart, Gegenstrom. Das Wasser geht in 3×8 Röhren hinauf, dann in 8 Röhren herab, dann wieder in 24 Röhren hinauf usf.

	I				II			III		
Dauer d. Vers.	4,73	3,9	4,4	3,95	4	4,3	3,5	5	St.	
Gas i. 1 St.	—	—	—	—	—	—	48000	46000	cbm	
Gastemperatur										
Eintritt oben	250	244	279	301	293	287	291,9	284,2	° C	
unten	240	241	257	295	293	286,5	276,9	270,3	„	
Austritt	162	157	148	141	133	146	179,9	182	„	

¹⁾ Z. d. V. d. Ing. 1908. S. 1534 u. 1934.

²⁾ Deutsche Economiserwerke, Düsseldorf 15. III. 10.

³⁾ Friedrich Barth, Z. f. Dampf. u. Masch.-Betr. 1911, Nr. 44, S. 453.

	I			II			III			
Wasser i. 1. St. verd.	7230	7154	7364	6380	6970	7480	8407	8518	8518	° C
Eintritt-Temp.	49,5	55	51	53,5	46	50,5	63	54,1		"
Austritt-Temp.	107,5	110	101	117,5	104	108	125,7	116,4		"
Temp.-Unt. $\vartheta =$	125	117	132	134	138	138	137,7	144,4		"
Gas-Geschw.	5,37	4,67	3,67	2,63	2,84	3,18	5,3	5,3		m
Wasser-Geschw.	1,4	1,4	1,4	1,2	1,3	1,44	58,4	58,4		mm
Wärmeübergang k	11,65	11,7	9,7	10,6	10,2	11	13	12,75		WE

Vorwärmer im Rauchkanal, Schmiedeisener Vorwärmer¹⁾:

Dampfgewicht von 1 qm

Kessel entwickelt	16	20	24	28	32	36	40	kg
Gastemp. vor Vorw.	310	325	340	354	363	385	395	° C
" hinter Vorw.	155	175	190	199	205	210	215	"
Wassertemp. vor Vorw.	47	45,5	45	44,5	44	43	42	"
" hinter Vorw.	120	121	122	123	124	125	126	"
Wärmeübergang für 1 qm in 1 St.	12,3	13	13,8	14,50	15,5	16,2	16,7	WE
Wärmeübergang für 1 qm in 1 St. 1° C	k = 8,1	9,3	10,4	11,7	12,9	14,1	15,3	"

Vorwärmer im Rauchkanal (Schmiedeisen. Schulz, Braunschweig, Privatmitteilung).

	Im Juni 1915			Januar 1912	
Kesselfläche	400	400	400	85,15	85,15 qm
Vorwärm.	280	280	280	40	40 "
Wasser i. 1 St.	7443	10825	11237	2042,6	1570,88 Liter
Temp. v. d. V.	64	59,7	59	55	47,5° C
" hint. d. V.	154	124,4	121	130,68	138,37 "
Gastemp. v. d. V.	318	316,5	315	436	384 "
" hint. d. V.	123,5	132	123	202,8	206,7 "
Kohlensäure	—	11,9	7,8	10,28	8,55 ‰
Temp.-Untersch.	112	134	134	245	202° C
Wärme-Überg. k =	21,4	19,1	18,7	17,05	16,94 WE

Heizung mit Leuchtgas.

Beobachtung. Heizung mit Leuchtgas: Schmiedeeiserne Kochkessel 1200 Dm 650 hoch mit gewölbtem Unterboden. 600 Liter Inhalt (Wasser) wurden in 1¼ Stunde von 9 ÷ 100° mit 20 cbm Gas erwärmt. Abgangstemperatur etwa 175° (d. i. 33 ÷ 35 Liter Gas für 1 Liter Wasser).

Beobachtungen²⁾. In mehreren Gefäßen wurde Wasser mit Gas erwärmt und dabei folgendes beobachtet: Aus 1 qcm der freien Öffnungen der Brenner strömt in 1 Stunde bei 28 mm Druck 8,81 cbm, bei 47,5 mm 17—18 cbm. Die Gasabgangstemperatur sei nicht unter 130° — das

¹⁾ Dr.-Ing. Fr. Münzinger, Z. d. V. d. Ing. 1916. S. 1017.

²⁾ M. Grollert, Nutzeffekt u. Verbrauchswerte für Gaskochapparate. Gesundheits-Ingenieur 1911. S. 382.

Abgangsrohr 2—5 mal soweit wie der freie Brennerquerschnitt — 1 cbm Gas gibt etwa 10 cbm Abgas:

Der Inhalt des Gefäßes	16,21	25	170	265 Liter
wurde erwärmt von:	13—72	10—100	10—100	14—52° C
In Minuten	60	55	55	60 Min.
Mit Heizfläche	0,09	0,3	1,6	1,0 qm
Dazu Gas verbraucht	0,289	0,96	4,2	2,35 cbm
Freier Brennerquerschnitt	0,0328	0,0615	0,384	0,252 qdm
Wärme durch 1 qm in 1 St.				
Nutzeffekt (wenn theoret.				
das Gas 5200 WE f. 1 cbm				
enthält)	67,5	45	70	82,4 %

Heizung vermitteltst Elektrizität.

Elektrische Heizung. Theoretisch kaum 1 KW = 861 WE hervorbringen. Bei der Benutzung des elektrischen Stromes zum Heizen wird aber nur 90 ÷ 95% davon gewonnen, d. h. im Mittel etwa 800 WE. W. Schulz¹⁾ gibt die Ergebnisse einiger Beobachtungen bekannt:

1 Kilo Wasser von 10° auf 100° erwärmt mit 116 ÷ 130 WE.

25 " " destilliert in 1 Stunde mit 20 KW

60 " Dampf von 3 Atm. erzeugt in 1 St. mit 48 KW

100 cbm Luft von 10 ÷ 150° erwärmt mit 11,9 KW

500 " " um 60° " " 15 KW

50 Kilo Paraffin auf 300° erwärmt in 2 Stunden mit 8 KW

18 " Stempelmasse erwärmt in 20 Min. mit 4 KW

20 " Kaffee geröstet in 20 Min. mit 20 KW

In einer Großküche war der Verbrauch für 1 Person u. 1 Tag 0,32 ÷ 0,64 Kw, im Mittel 0,4 Kw.

Dieselmotoren erfordern, bei einem Verbrauch von 0,18 bis 0,34 (im Mittel 0,2) kg Öl für 1 PS/st, 12 bis 30 (im Mittel 15) Liter Kühlwasser, das 40 bis 50° über seine ursprüngliche Temperatur erwärmt wird, und geben 4 bis 6 kg Gas von 350 bis 500° C (worin im Mittel 500 WE). Wenn das Gas Wasser erwärmen soll, so genügen für 1 PS. etwa 0,2 qm Heizfläche (M. Hottinger, Z. d. V. d. Ing. 1911, S. 673).

IV. Das Einblasen von Wasserdampf.

Gesättigten Wasserdampf direkt eingeblasen verwendet man zum Erwärmen von Wasser, zum Destillieren leicht siedender Stoffe (Alkohol, Methyl etc.) und zum Verdampfen schwer siedender Flüssigkeiten (Toluol, Glycerin, Ölsäure etc.).

¹⁾ Z. d. V. d. Ing. 1913. S. 1092. — Helios: Fach- und Exportzeitschrift für Elektrotechnik 1913. S. 369. — Siehe auch: Karl Wernicke: Elektrisches Kochen und Heizen, Gesundheits-Ing. 1913. S. 175. — Siehe auch: Elektrische Küche: Zeitsch. f. Dampf u. Masch.-Betr. 1913. Nr. 37.

Läßt man gesättigten Wasserdampf in kaltes Wasser strömen, so verflüssigt er sich und gibt seine Wärme an das Wasser ab. Es ist dabei ganz gleichgültig, welche Spannung er vorher hatte, denn allemal verliert er diese bei seiner Kondensation (Verdichtung). Im ganzen Dampf-Zuführungsrohr würde durch das plötzliche Verschwinden des Dampfes am Ende, bei seinem Eintritt ins Wasser, ein fast vollkommenes Vakuum entstehen können, wenn der Dampf nicht immer etwas Luft enthielte; da dies aber der Fall ist, so findet in dem Rohr nur ein Spannungsabfall statt. Das Wasser erwärmt sich durch den Dampf nach und nach und kann, wenn es unter atmosphärischem Druck steht, 100° erreichen. Steht das Wasser unter höherem Druck, z. B. unter dem einer Wassersäule, so kann es die Temperatur annehmen, die Dampf von diesem Druck haben würde.

Beispiel. Das Wasser in einem geschlossenen, im Keller eines Hauses von 20 m Höhe aufgestellten Gefäß, von dem ein gefülltes Wasserrohr 20 m (2 Atmosphären) emporsteigt, kann unten die Temperatur des Dampfes von 2 Atmosphären = $120,6^{\circ}$ annehmen. In dem gefüllten Rohr nimmt nach oben hin die Temperatur des Wassers ab. Es findet darin ein Kreislauf statt, indem warmes Wasser nach oben und kaltes nach unten strömt. Das emporsteigende warme Wasser gibt, allmählich unter geringeren Druck kommend, seine überschüssige Wärme ab, indem es Dampf bildet.

Dem nicht siedenden Wasser also gibt der Dampf seine Wärme, er verflüssigt sich darin und vermehrt das Wassergewicht um das eigene. Siedet das Wasser aber, so entwickelt sich aus ihm ebensoviel Dampf als zugeleitet wird, und sein Gewicht bleibt unverändert.

1 kg Dampf von atmosphärischer Spannung hat 637 *WE*. Ist die Temperatur des Wassers = t , so führt ihm jedes kg Dampf: $(637 - t)$ *WE* zu.

Um 100 kg Wasser zu erwärmen

um	10°	20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°	100°
muß	1,7	3,33	5	6,9	9	10,75	12,75	15	16,8	18,6 kg

Dampf eingeblasen werden.

Wasserdampf wird vielfach dazu benutzt, Flüssigkeiten, die sich mit Wasser nicht mischen und oft erst bei höherer Temperatur sieden, zu verdampfen. Die bei solchen Einrichtungen zu berücksichtigenden Umstände gehen aus der folgenden Betrachtung hervor:

Zwei oder mehrere nicht mischbare Flüssigkeiten, die in einem vollkommen geschlossenen, luftleeren Gefäß erwärmt

werden, entwickeln gesättigte Dämpfe, deren Einzelspannung nur von der Art der Flüssigkeiten und ihrer Temperatur abhängt. Jeder der Dämpfe erreicht die Spannung, die er auch haben würde, wenn er sich allein unter sonst gleichen Umständen in dem Gefäß befände. 1 cbm enthält also zu gleicher Zeit von jedem der entwickelten Dämpfe dasselbe Gewicht, das er auch enthalten würde, wenn nur einer aller dieser Dämpfe vorhanden wäre. Der Gesamtdruck im Gefäß ist gleich der Summe der Einzeldrucke. Bringt man z. B. Wasser, Terpentinöl und Benzol in ein vorher luftleer gemachtes, ganz geschlossenes Gefäß und erwärmt das Ganze auf 60° , so würde der Dampf des Wassers eine Spannung von 148,8 mm, der Dampf des Terpentins eine solche von 26,46 mm und der Benzoldampf 390,1 mm erreichen können, die Gesamtspannung im Gefäß also $148,8 + 26,49 + 390,1 = 566,36$ mm betragen. Stiege die Erwärmung auf 100° , so entstände eine Spannung von $760 + 131,1 + 1340 = 2231,1$ mm. Gemenge von nicht mischbaren Flüssigkeiten und deren Dämpfe stehen also in geschlossenen Räumen unter einem Druck, der gleich der Summe der Einzeldrucke ist.

Wird ein solches Gemenge in einem offenen Gefäß erwärmt, so daß alle Teile immer die gleiche Temperatur behalten, so entwickelt jede Flüssigkeit auch ihren Dampf, allein der Gesamtdruck aller Dämpfe zusammen kann dann nicht höher als der der Atmosphäre, d. h. gleich 760 mm sein. Die Dämpfe müssen also den nicht zu überschreitenden Gesamtdruck unter sich verteilen, und dies geschieht, wenn es sich um gesättigte Dämpfe handelt, so, daß das Gemenge sich von einer niedrigeren Temperatur nur bis zu derjenigen höheren erwärmen läßt, bei der jede Flüssigkeit ihren dieser Temperatur entsprechenden gesättigten Dampf aussenden kann, und zugleich die Summe der einzelnen Spannungen gleich dem Atmosphärendruck ist. Z. B.: Ein Gemenge von Wasser und Terpentin würde sich nur bis 95° erwärmen lassen, weil bei dieser Temperatur die Spannung des Terpentinöls 110 mm, des Wassers 650 mm, der Gesamtdruck also 760 mm beträgt. (Siehe Diagramm Abb. 11.) Führt man dem Gemenge noch ferner Wärme zu, so verdampfen die Flüssigkeiten, aber die Temperatur ändert sich nur nach Maßgabe der durch ungleiche Verdampfung verursachten Änderung der Zusammensetzung des Flüssigkeitsgemisches:

Wenn das Flüssigkeitsgemenge im offenen Gefäß auf niedrigerer Temperatur als der eben erwähnten, bei der ihr Gesamtdruck also nur einen Teil von 760 mm betragen kann, erhalten wird, so ent-

wickeln die einzelnen Flüssigkeiten natürlich auch Dämpfe, die auch gesättigt sein können und deren Einzelspannung der erzeugten Temperatur entspricht; da aber nun der Gesamtdruck aller Dämpfe geringer als der der Atmosphäre ist, so wird das an diesem Fehlende durch die Luft ersetzt, die mit den Dämpfen diffundiert.

Es kann ja das gedachte Flüssigkeitsgemenge auch in einem ganz geschlossenen Gefäß erwärmt werden, in dem ein niedrigerer Druck als der der Atmosphäre aufrecht erhalten wird, was durch teilweise Kondensation (Verdichtung) der gebildeten Dämpfe leicht zu erreichen ist. In diesen Fällen kann die Verdampfung aller Teile bei einer so niedrigen Temperatur ausgeführt werden, wie sie dem Gesamtdruck aller Einzeldämpfe bei dem aufrecht erhaltenen Minderdruck entspricht. Würde z. B. in einem solchen geschlossenen Gefäß mit Wasser und Terpentinöl ein absoluter Druck von 109 mm dauernd erhalten, so könnte die Erwärmung aller Teile nur bis 50° geschehen, weil bei dieser Temperatur das Terpentinöl 17 mm, das Wasser 92 mm und beide zusammen 109 mm Spannung haben.

Nun kann es offenbar in allen Fällen eintreten, daß einzelne vorhandene Dämpfe sich nicht im Zustande der Sättigung befinden. Ob das das Flüssigkeitsgemisch enthaltende Gefäß offen oder geschlossen ist, ob darin ein höherer oder geringerer Druck als der der Atmosphäre aufrecht erhalten wird, immer ist es möglich, daß sich noch nicht soviel Dämpfe entwickelt haben, als bei der allen Teilen gemeinsamen Temperatur zur Sättigung erforderlich ist. Die nicht gesättigten Dämpfe sind dann als überhitzte anzusehen, weil sie ja ein größeres Volumen und nicht die ihrer augenblicklichen Temperatur entsprechende höchste Spannung haben. Z. B.: Es könnte in dem offenen Gefäß bei 95° C zwar der Wasserdampf gesättigt sein und 650 mm Spannung haben, der Terpentindampf aber nicht gesättigt sein und statt 110 mm nur 80 mm Spannung haben. Dann würde atmosphärische Luft zu dem vorhandenen Gemisch treten und die fehlenden 60 mm Spannung ersetzen. (Genau genommen nicht ganz 60 mm, weil die Überhitzungsspannung des Terpentinöls davon abzuziehen ist.)

Wäre das Gefäß geschlossen, Luftzutritt verhindert und durch Erwärmung ein Minderdruck von 109 mm darin enthalten, dabei der Wasserdampf gesättigt, der Terpentindampf aber nicht, so daß er nur 10 mm Spannung hätte, so würde sich eine Temperatur von 51,7° einstellen, bei der der gesättigte Wasserdampf 99 mm Spannung hat. (Siehe Diagramm Abb. 11.) Erhielte man nicht

die Spannung, sondern vielmehr die Temperatur künstlich auf 50° , so würde, wenn der Wasserdampf (gesättigt) 92 mm und der Terpentinampf (überhitzt) 10 mm Spannung behielte, die Gesamtspannung sich auf $92 + 10 = 102$ mm stellen. Natürlich kann bei all diesen Vornahmen umgekehrt der Dampf der zu destillierenden Flüssigkeit gesättigt, der Wasserdampf aber ungesättigt, auch können beide Dämpfe gesättigt sein.

In der Industrie bläst man sowohl gesättigten als auch vorher überhitzten Wasserdampf in Flüssigkeiten, die unter atmosphärischem oder einem geringeren Druck stehen, um diese mit jenem in Dampf-Form (d. i. rein destilliert) zu gewinnen. Es ist dann erwünscht, die günstigste Temperatur und Gesamtspannung und das dabei für die Destillation eines bestimmten Gewichtes der behandelten Flüssigkeit erforderliche Dampfgewicht zu erfahren.

Einer Flüssigkeit, die mit Hilfe eingeblasenen Wasserdampfes destilliert, d. h. verdampft werden soll, muß sowohl die Wärme, die sie zu ihrer Erwärmung auf die Siedetemperatur braucht, als auch die zu ihrer Verdampfung nötige zugeführt werden. Die Erwärmungs- und Verdampfungswärme kann zugeführt werden von außen (indirekt): durch Feuer, Dampf, heiße Flüssigkeit, Metall oder Ölbad oder durch den eingeblasenen Dampf selbst, der sich dann darin, sofern er gesättigt eintritt, zum Teil verflüssigt, insofern er überhitzt war, soviel abkühlt, als er für die genannten Zwecke an Wärme abgeben muß. Außer dieser der Flüssigkeit durch äußere Mittel oder durch direkt eingeblasenen Dampf zugeführten Wärme muß ihr dann noch der mit ihrem Dampf zusammen fortgehende Wasserdampf zugeführt werden, da ja bei der wunschgemäß niedrigen Temperatur die Spannung des Flüssigkeitsdampfes allein nicht ausreichen würde, die aufrecht erhaltbare (wenn auch niedrige) Gesamtspannung zu erreichen. Der Verbrauch an Wärme oder Heißdampf ist also bei dieser Art der Destillation oder Verdampfung von Flüssigkeiten um das mit dem Flüssigkeitsdampf mitgehende Wasserdampfgewicht grösser, als bei bloßer Wärmezuführung von außen ohne eingeblasenen Wasserdampf, allein sie gewährt doch oft Vorteile, die sich durch andere Verfahren nicht ersetzen lassen. Es scheint, als ob die Geschwindigkeit der Flüssigkeits-Verdampfung durch den eingeblasenen Wasserdampf wachse; vielleicht geschieht dies weil die lebhaft bewegten Wasserdampfmoleküle vielen Flüssigkeitsmolekülen den Anstoß liefern, sich in die Dampf Räume zu erheben.

Der eine Teil des Wärmeaufwandes bei dieser Arbeitsweise, nämlich der für die Erwärmung und Verdampfung der Flüssigkeiten erforderliche ist leicht festzustellen, wenn deren spezifische und Verdampfungs-Wärme bekannt sind; z. B. für Terpentin ist die erste $\sigma = 0,459$ und die Verdampfungswärme $c = 74$ bis $77 WE$ (auch 68,7). Um 100 kg Terpentinöl von 10° auf 95° zu erwärmen und zu verdampfen, sind also erforderlich

$$100 (95 - 10) \cdot 0,459 + 100 \cdot 74 = 11301,5 WE.$$

Die Berechnung des anderen Teils des Wärmeaufwandes, den die Begleitung des Flüssigkeitsdampfes durch den des Wassers bedingt, erfordert eine andere Überlegung, bei der zunächst beide in gesättigtem Zustande gedacht werden mögen. Die Aufgabe ist, das Gewichtsverhältnis zu bestimmen, in dem die Dämpfe miteinander stehen und hierzu muß die Temperatur und Spannung jedes von ihnen bekannt sein. Beide Dämpfe (oder wohl selten mehrere) haben die gleiche Temperatur, aber verschiedene, von dieser und von ihrem Stoff abhängige Einzelspannungen, deren Summe die gesamte Spannung ausmacht. Ist die Spannung des gesättigten Dampfes von Wasser und von der betrachteten Flüssigkeit bei vielen Temperaturen bekannt (und für recht viele sind die Spannungen ihrer Dämpfe bei den interessanten Temperaturen versuchsweise gefunden), so kann durch einiges Probieren die gemeinsame Temperatur gefunden werden, bei der die Summe dieser Einzelspannungen gleich jeder beabsichtigten Gesamtspannung ist (atmosphärische oder höhere oder geringere).

Z. B.: Wenn eine Mischung von Terpentin und Benzol durch Wasserdampf abgeblasen werden soll, so könnte eine kleine Tabelle hergestellt werden, etwa wie diese:

Gemeinsame Temperatur:	0	10	20	30	40	50° C
Dabei Spannung des Dampfes						
von Wasser:	4,6	9,17	17,39	31,55	54,91	91,98 mm
" " " Terpentin:	2,07	2,94	4,45	6,87	10,08	16,98 "
" " " Benzol:	25,31	45,25	75,65	120,24	183,62	217,37 "
Gesamtspannung:	31,98	57,36	97,49	158,66	249,33	380,33 mm

und durch Interpolation kann aus ihr dann ja die gemeinsame Temperatur für eine vorher bestimmte Gesamtspannung gefunden werden.

Vielleicht noch bequemer führt eine zeichnende Weise zum Ziel (Abb. 11), nach der auf einer Abszisse die Temperaturen und

auf den Ordinaten die zu diesen gehörigen Spannungen der betrachteten Flüssigkeitsdämpfe in mm Quecksilber aufgetragen sind. Da es sich in den meisten Fällen in der Industrie nur um eine Flüssigkeit handelt, die mit Wasser angetrieben werden soll, so ist in Abb. 11 die Kurve für die Spannungen des gesättigten Wasserdampfes von derjenigen Horizontalen, die 760 mm Spannung (gleich 1 Atm.) bedeutet, nach unten aufgetragen, so daß nun jeder Schnittpunkt dieser Kurve mit der Kurve jedes anderen Flüssigkeitsdampfes die Temperatur angibt, bei der die Summe ihrer Spannungen 760 mm beträgt. Wird zu der Wasserdampfkurve eine Äquidistante von einer andern Wagerechten, die etwa eine andere erwünschte Gesamtspannung bedeutet, gezeichnet, wie es z. B. mit den punktierten Linien für 500 und 60 mm Druck (260 und 700 mm Vakuum) geschehen ist, so geben die Schnittpunkte dieser neuen Linien mit den Kurven der Flüssigkeitsdämpfe die Temperaturen an, die der neuen Gesamtspannung entsprechen.

Sind Temperatur und Spannung der Einzeldämpfe auf diese Weise bekannt geworden, so findet sich ihr Gewicht in 1 cbm dabei am zuverlässigsten aus den Versuchsergebnissen der Forscher. Für eine kleine Anzahl von Stoffen sind diese Ergebnisse in der Tabelle 6 (die auch zur Herstellung des Diagramms, Abb. 11, gedient hat) mitgeteilt, und zwar zumeist nach der schönen Zusammenstellung von L. Graetz in Winkelmanns Handbuch der Physik. Einiges nach dem vortrefflichen Buch von v. Rechenberg¹⁾. Da für eine Anzahl von Flüssigkeiten durch Versuch gewonnene Werte für die Gewichte ihrer gesättigten Dämpfe bei verschiedenen Temperaturen nicht bekannt waren, so sind diese Reihen von Dampfgewichten für 1 cbm nach der in der Anmerkung angegebenen Weise vom Verfasser berechnet und mit (*H*) bezeichnet. Das *i* bedeutet, daß aus den von den Forschern gefundenen Zahlen die hier vermerkten interpoliert sind.

Z. B.: Wenn Benzol bei atmosphärischem Druck mit gesättigtem Wasserdampf abgeblasen werden soll, so geschieht dies nach dem Diagramm bei 69°, weil sich bei dieser Temperatur die Kurven von Wasser- und Benzoldampf schneiden. Dabei ist die Spannung des Wasserdampfes = 223,5 mm, die des Benzoldampfes = 546,5 mm, und es wiegt nach der Tabelle 6 ein cbm Wasserdampf = 0,1915 kg,

¹⁾ C. v. Rechenberg: Die Theorie der Gewinnung und Trennung von ätherischen Ölen.

1 cbm Benzoldampf = 1,950 kg, folglich gehen mit 100 kg Benzol = 9,82 kg Wasserdampf mit. Wenn, was ja oft eintritt, der Flüssigkeitsdampf nicht ganz gesättigt mit dem Wasserdampf abströmt, so ist sein Gewicht natürlich im Verhältnis zum letzteren geringer, der wirtschaftliche Erfolg also schlechter. Um möglichst günstige Ergebnisse zu erhalten, muß der Wasserdampf nicht zu heftig in die heiße Flüssigkeit geblasen werden.

Man kann die zu destillierende Flüssigkeit, wenn sie es verträgt, von außen auf eine höhere Temperatur als 100° erwärmen und gesättigten Wasserdampf einblasen. In diesem Falle wird der Dampf durch die Flüssigkeit überhitzt werden, während er sie entsprechend abkühlt. Aber da die Gesamttemperatur dabei dennoch jede erträgliche Höhe behalten kann, wird der Flüssigkeitsdampf die dieser Temperatur entsprechende höhere Spannung, also auch höheres Volumengewicht (als bei 100°) haben, d. h. es wird mit einem gewissen Wasserdampfgewicht ein größeres Flüssigkeitsdampfgewicht destilliert werden als mit nicht überhitztem Wasserdampf

Anmerkung: Aus Temperatur und Spannung kann das Volumengewicht von Flüssigkeitsdämpfen rechnerisch bestimmt werden unter der Voraussetzung, daß die Dämpfe sich wie sogenannte permanente Gase verhalten, was für die hier behandelten Fälle allerdings nicht genau zutrifft, weil sich hier die Dämpfe fast immer nahe an ihrem Verflüssigungspunkt befinden. Allein der Fehler wird vielleicht für die vorliegenden Zwecke nicht zu groß sein. Nach der Avogradroschen Regel befinden sich in gleichen Räumen unter gleicher Temperatur und Spannung von allen Gasen gleich viele Moleküle. Folglich verhalten sich die Dampfgewichte wie die Molargewichte. Das Molargewicht der Luft ist 28,95, das des Wassers 18,01, das des Sauerstoffs 32. 1 cbm Luft wiegt bei 0° und 760 mm Quecksilbersäule = 1,293 kg, folglich bei jeder anderen absoluten Temperatur T und Spannung b (in mm Quecksilber):

$$\frac{1,293 \cdot b \cdot 273}{T \cdot 760} \text{ kg} \dots \dots \dots (35)$$

Folglich wiegt ein anderes Gas mit dem Molargewicht Mol:

$$\frac{1,293 \cdot b \cdot 273 \cdot \text{Mol}}{T \cdot 760 \cdot 28,95} = \frac{0,01605 \cdot b \cdot \text{Mol}}{T} \text{ kg} \dots \dots (36)$$

Zu der gleichen Formel gelangt man, den Sauerstoff als Ausgangsgas wählend. 1 cbm Sauerstoff bei 0° wiegt 1,43011 kg. Das Gewicht eines anderen Gases mit dem Molargewicht Mol bei der Spannung b und der Temperatur T ist also:

$$\frac{1,43011 \cdot b \cdot 273 \cdot \text{Mol}}{T \cdot 760 \cdot 32} = \frac{0,01605 \cdot b \cdot \text{Mol}}{T} \text{ kg} \dots \dots (37)$$

nämlich ebenso wie vorher.

möglich ist. Wird z. B. Naphthalin durch äußere Erwärmung auf 120° gehalten, so kann es einen gesättigten Dampf von 40,2 mm Spannung entwickeln, von dem 1 cbm 0,20976 kg wiegt. Der Wasserdampf hat dabei $760 - 40,2 = 719,8$ mm Spannung und ist auf 120° überhitzt, so daß 1 cbm davon 0,571 kg wiegt. Deshalb geht mit 1 kg Wasserdampf $\frac{0,20976}{0,571} = 0,366$ kg Naphthalin fort,

während, wenn keine Überhitzung stattfände, die gemeinsame Temperatur etwa 99° betragen würde, und dann mit 0,6 kg Wasserdampf nur 0,1 kg Naphthalindampf aufsteigen müßte.

Gewöhnlich wird, um die Flüssigkeit zu schonen, selbst wenn ihr von außen etwas Wärme zugeführt wird, auch der Dampf vor seinem Eintritt in diese durch besondere Einrichtungen überhitzt, so daß er, ohne von seiner Überhitzung erheblich zu verlieren, etwas von seiner Wärme an die Flüssigkeit abgeben kann.

Oft ist es noch günstiger für den Wärmeverbrauch und für die Schonung der Flüssigkeit, wenn die Destillation mit eingeblasenem Wasserdampf im luftverdünnten Raume vorgenommen wird. Die Gesamtspannung der Dämpfe ist dann entsprechend dem aufrechterhaltenen Vakuum recht gering, und wenn dabei, was ja immer zu erstreben, der Flüssigkeitsdampf seiner Temperatur gemäß angemessen gesättigt ist, so bleibt für seinen Begleiter, den überhitzten Wasserdampf, nur eine kleine Spannung übrig. Der Verbrauch an Wasserdampf ist dann im Verhältnis zu dem gewonnenen Flüssigkeitsdampf recht günstig. Z. B.: Bei einer Gesamtspannung von 151,7 mm würde die gemeinsame Temperatur von Benzol und Wasser 30° C sein. Die Spannung des Benzols ist dabei 120,2 mm, sein Gewicht im cbm 0,4969 kg, die Spannung des Wasserdampfes = 31,55 mm und dessen Gewicht im cbm = 0,0308 kg, folglich gehören zu 100 kg Benzol nur 6,20 kg Wasser.

Meistens gelingt es nicht, die Flüssigkeitsdämpfe vollkommen gesättigt mit dem Wasserdampf emporsteigen zu lassen, und deshalb wird in der Regel etwas mehr von diesem verbraucht als theoretisch erforderlich wäre.

Offenbar könnte statt des überhitzten Wasserdampfes jedes andere indifferente Gas, z. B. hoch erwärmte Luft, bei dieser Destillationsmethode in die Flüssigkeit mit demselben Erfolg geblasen werden. Allein da sich die Luft oder die anderen Gase nicht bequem kondensieren (verflüssigen) lassen, ist es sehr schwer, sie von dem mitgehenden Dampf zu trennen.

Tabelle 6.
Spannungen in Millimeter und Kubikmeter-Gewichte der Dämpfe einiger Flüssigkeiten.

Temperatur ° C	Wasser H_2O $\mu = 18$		Äther $(C_4H_{10})_2O$ $\mu = 74$		Aceton $(CH_3)_2CO$ $\mu = 58$		Alkohol C_2H_5OH $\mu = 46$		Ameisensäure $HCOOH$ $\mu = 46$	
	(Regnault) Spannung mm	(Zeuner) Gew. pr. 1 cbm kg	(Regnault) Spannung mm	(Zeuner) Gew. pr. 1 cbm kg	(Regnault) Spannung mm	(Zeuner) Gew. pr. 1 cbm kg	(Regnault) Spannung mm	(Zeuner) Gew. pr. 1 cbm kg	(Regnault) Spannung mm	(H) Gew. pr. 1 cbm kg
0	4,6	0,00504	184,39	0,787	63,33	0,235	12,70	0,0313	12,0	0,0324
10	9,17	0,00951	286,83	1,192	110,32	0,374	24,23	0,0587	18,4	0,04795
20	17,39	0,01753	432,78	1,752	180,08	0,571	44,46	0,1020	31,4	0,0793
30	31,55	0,03086	634,80	2,512	280,05	0,845	78,52	0,1747	51,6	0,1257
40	54,91	0,05119	907,04	3,500	419,35	1,222	133,69	0,2896	82,3	0,1877
50	91,98	0,08336	1264,80	4,785	603,81	1,724	219,90	0,4688	127,2	0,2819
60	148,79	0,13114	1725,01	6,410	860,96	2,390	350,24	0,7385	191,3	0,4107
70	233,09	0,19928	2304,90	8,430	1189,90	3,245	511,15	1,1352	280,0	0,6015
80	354,64	0,29582	3022,79	10,917	1611,05	4,329	812,91	1,6954	399,8	0,8358
90	525,45	0,42829	3898,26	13,986	2140,82	5,700	1189,30	2,4648	558	1,1330
100	760	0,60590	4953,30	17,794	2796,20	7,375	1697,55	3,4940	762	1,5094

Tabelle 6.

Temperatur ° C	Anilin $C_6H_5NH_2$ $\mu = 98,1$		Benzol C_6H_6 $\mu = 78,04$		Essigsäure $C_2H_3O_2$ $\mu = 60$		Isokaproensäure $C_{12}H_{22}O_2$ $\mu = 116,1$		Kampher $C_{10}H_{16}O$ $\mu = 152$	
	(Ramsay u. Young) Spannung mm	(H) Gew. pr. 1 cbm kg	(Regnault) Spannung mm	(H) Gew. pr. 1 cbm kg	Spannung mm	(H) Gew. pr. 1 cbm kg	Spannung mm	(H) Gew. pr. 1 cbm kg	(Allen) Spannung mm	(H) Gew. pr. 1 cbm kg
0	—	—	25,31	0,1160	—	—	—	—	0,06	0,000596
10	—	—	45,25	0,2000	5	0,01699	—	—	0,10	0,000861
20	—	—	75,65	0,3239	11	0,03612	—	—	0,15	0,001247
30	—	—	120,24	0,4969	19	0,06087	—	—	0,26	0,002093
40	—	—	183,62	0,7319	30	0,09215	—	—	0,60	0,004668
50	—	—	271,37	1,0502	53	0,15770	—	—	1,30	0,009799
60	—	—	390,10	1,4658	87	0,25134	—	—	2,55	0,018668
70	—	—	547,42	2,0757	131	0,36710	—	—	4,60	0,032646
80	—	—	751,86	2,6614	195	0,53143	—	—	9,15	0,063150
90	—	—	1012,75	3,687	285	0,7549	8	0,04098	—	—
100	135	0,5400	1340,00	4,432	405	1,1452	14,2	0,06090	—	—
110	145	0,5633	1744	5,699	566	1,4225	24	0,11668	—	—
120	165	0,6258	2235	7,109	770	1,8834	39	0,18450	—	—
130	190	0,7089	2824	—	—	—	63	0,28106	—	—
140	225	0,8134	3521	—	—	—	98	0,44178	—	—
150	287	1,0117	4334	—	—	—	148	0,65068	—	—
160	387	1,3355	5271	—	—	—	209	0,90048	—	—
170	515	1,7350	6341	—	—	—	300	1,0259	—	—
180	677	2,2320	—	—	—	—	415	1,7062	—	—
185	771,5	2,9840	—	—	—	—	570	2,2364	—	—
190	—	—	—	—	—	—	761	2,9962	—	—

Tabelle 6.

Temperatur • C	Kresol $C_8H_9(CO_2)OH$ $\mu = 108$		Methylalkohol CH_3OH $\mu = 32$		Naphthalin $C_{10}H_8$ $\mu = 128$		Nitrobenzol $C_6H_5NO_2$ $\mu = 148$		Nitrotoluol $C_6H_4NO_2CH_3$ $\mu = 128$	
	(Kahlbaum) Spannung mm	(H) Gew. pr. 1 cbm kg	(Regnault) Spannung mm	(Ramsay u. Young) Gew. pr. 1 cbm kg	Spannung mm	(H) Gew. pr. 1 cbm kg	Spannung mm	(H) Gew. pr. 1 cbm kg	(Kahlbaum u. Neubert) Spannung mm	(H) Gew. pr. 1 cbm kg
0	—	—	26,82	0,5618	0,022	0,000125	—	—	—	—
10	—	—	50,18	0,1000	0,047	0,000340	—	—	—	—
20	—	—	88,67	0,1695	0,080	0,000560	—	—	—	—
30	—	—	149,90	0,2772	0,135	0,000915	—	—	—	—
40	—	—	243,51	0,4394	0,320	0,002097	—	—	—	—
50	—	—	381,68	0,6739	0,810	0,005140	—	—	—	—
60	—	—	579,93	1,006	1,830	0,011277	—	—	—	—
70	—	—	857,16	1,464	3,950	0,02361	—	—	—	—
80	8 i	0,04328	1238,47	2,063	7,40	0,04301	9 i	0,06049	9 i	0,05027
90	12 i	0,05720	1741,67	2,907	12,60	0,07117	11,5 i	0,075109	11,5 i	0,06248
100	20 i	0,09288	2405,15	3,984	18,50	0,1017	21 i	0,133665	21 i	0,11118
110	34 i	0,15278	—	—	27,30	0,1463	33 i	0,204558	33 i	0,17001
120	48 i	0,2092	—	—	40,20	0,2097	50 i	0,301625	50 i	0,25069
130	73 i	0,3187	—	—	61,90	0,3153	74 i	0,43536	70 i	0,3407
140	110 i	0,4613	—	—	—	—	104 i	0,59774	98 i	0,4700
150	155 i	0,6339	—	—	—	—	148 i	0,82954	148 i	0,6892
160	215 i	0,8606	—	—	—	—	200 i	1,09725	200 i	0,9120
170	300 i	1,1725	—	—	—	—	258 i	1,3828	258 i	1,2334
180	410 i	1,5669	—	—	—	—	350 i	1,6760	320 i	1,3944
190	555 i	2,0764	—	—	—	—	480 i	2,4620	428 i	1,8240
200	760 i	2,7842	—	—	—	—	600 i	3,0216	609 i	2,5163

Wird Wasserdampf in eine Flüssigkeit, die sich mit Wasser mischt, geblasen, so entwickelt sich ein Gemisch von Wasser und Flüssigkeitsdämpfen. Die Temperatur dieses Dampfgemisches liegt gewöhnlich zwischen der Siedetemperatur des Wassers und der der Flüssigkeit, seine Zusammensetzung ist eine andere als die des Flüssigkeitsgemisches. Sie hängt von Temperatur, Spannung, Verdampfungswärme und Zusammensetzung der Einzeldämpfe ab, ist aber wohl noch nicht so erforscht, daß es leicht wäre, für alle Stoffe die für die praktische Anwendung erforderlichen Angaben zu machen.

Die Eigenschaft der Flüssigkeitsgemische, Dämpfe zu entwickeln, deren Zusammensetzung von der eigenen verschieden ist, wird in der Industrie in großem Maße zur Trennung von Flüssigkeitsgemischen verwendet, soll aber hier nicht erörtert werden, weil dies in gewissen Grenzen in anderen Veröffentlichungen¹⁾ geschehen ist.

[Nach Versuchen von Dr. Paul Spiess und Dr. Alfred Chatelan²⁾ verdampft aus einer Mischung von Benzol und Wasser mit 1 Liter Wasser 11,03 Liter Benzol (bei 90—110°), aus einer Mischung von Toluol und Wasser mit 1 Liter Wasser 5,462 Liter Toluol, was mit den oben genannten Angaben gut übereinstimmt.]

V. Der überhitzte Wasserdampf.

Die Dampf-Überhitzer bestehen aus metallenen Rohren, durch die gesättigter Dampf geleitet wird, und die außen meistens vom Feuer umspült werden. Aber die Überhitzung des Dampfes muß nicht notwendig durch direktes Feuer geschehen, sie kann vielmehr auch durch ein Sand- oder Ölbad, selbst durch hochgespannten Dampf bewirkt werden. (Es ist vollkommen gleichgültig, durch welches Mittel die Überhitzung stattfindet.) Wenn man gesättigten hochgespannten Dampf sich ausdehnen läßt, so sinkt seine Temperatur und Spannung. Wird der so ausgedehnte oder schwachgespannte Dampf von niedriger Temperatur durch Rohre geführt, die von außen durch hochgespannten heißeren Dampf erhitzt werden, so wird der schwachgespannte Dampf auf die Temperatur des hochgespannten gebracht, d. h. überhitzt.

Die spezifische Wärme σ_d des überhitzten Wasserdampfes ist eine veränderliche Zahl. Mit wachsendem Druck nimmt sie zu,

¹⁾ E. Hausbrand: Die Wirkungsweise der Rektifizier- und Destillierapparate. — J. P. Kuenen: Verdampfung und Verflüssigung von Gemischen.

²⁾ Zeitschr. für chemische Apparatekunde 1908. S. 5.

bei steigender Temperatur nimmt sie zunächst ab, um dann wieder zu steigen. Dieses Ergebnis haben sowohl die sehr sorgfältigen Versuche der Herren Osc. Knoblauch und Max Jacob¹⁾ im Laboratorium für technische Physik der Kgl. technischen Hochschule in München, ihre Erneuerung und Erweiterung durch Osc. Knoblauch und Hilde Mollier²⁾, als auch endlich die neuesten Untersuchungen von Osc. Knoblauch und Alexander Winkhaus³⁾ erbracht. Die nachstehende, von den genannten Forschern mitgeteilte Tabelle 7 gibt die mittlere spezifische Wärme des überhitzten Wasserdampfes von seiner Sättigungstemperatur t_s bis zu der Temperatur t_h : bei den Spannungen p in Atm.

Da der gesättigte Dampf stets etwas Wasser enthält, so muß man darauf rechnen, wenn Dampf überhitzt werden soll, auch dieses erst zu verdampfen und dann gleichfalls zu überhitzen. Es ist wichtig und nützlich, den Wassergehalt des zu überhitzenden Dampfes so niedrig wie möglich zu halten, da dessen Verdampfung viel Wärme erfordert und die Leistung des Überhitzers sehr herabsetzt. Aber trotz aller Abscheide Vorrichtungen, die vor Überhitzern immer angewendet werden, führt der gesättigte Dampf doch immer eine gewisse Menge seines vorher oft 3—5—10 % betragenden Wassergehalts in den Überhitzer, die in diesem verdampft werden muß.

Ist das ganze zu überhitzende Dampfgewicht = D , seine ursprüngliche Sättigungs-Temperatur = t_s , die Temperatur, bis zu der der Dampf überhitzt werden soll = t_h , sein Wassergehalt in Prozenten = w , seine Gesamtwärme = c , so ist die zum Überhitzen notwendige Wärme:

$$C = \frac{D \cdot w}{100} c + D \cdot \sigma_d (t_h - t_s) \quad . \quad . \quad . \quad (38)$$

Beispiel: Um 100 kg Dampf, dessen Spannung (p) und Sättigungstemperatur (t_s) beträgt:

$p =$	1	4	8	10	12 Atm.
$t_s =$	99	143	169	179	187° C

zu überhitzen auf:

$t_h =$	220	250	300	350	400° C
---------	-----	-----	-----	-----	--------

wobei ist $\sigma_d =$ 0,478 0,529 0,561 0,548 0,548
sind erforderlich:

¹⁾ Mitteilungen über Forschungsarbeiten Heft 35 u. 36. 1906.

²⁾ Z. d. V. d. Ing. 1911. S. 665.

³⁾ Z. d. V. d. Ing. 1915. S. 376.

wenn der Dampf
enthält Wasser 0% — 5783 5446 7349 9375 11670 WE
1% — 6415 5947 7802 9831 12140 WE
7% — 9507 8846 11730 12707 14980 WE

Tabelle 7.

Spezifische Wärme des überhitzten Wasserdampfes.
 p = Spannung in Atm. abs. t_s = Sättigungs-Temperatur.
 t_h = Überhitzungs-Temperatur.

$p =$	0,5 at	1	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20
$t_s =$	80,9 °C	99,1	119,6	142,9	158,1	169,6	179,1	187,1	194,2	200,5	206,2	211,4
t_h	0,478	0,487	0,501	0,528	0,555	0,584	0,613	0,642	0,671	0,699	0,729	0,760
120°	0,473	0,483	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
140	0,471	0,480	0,496	—	—	—	—	—	—	—	—	—
160	0,470	0,478	0,491	0,521	—	—	—	—	—	—	—	—
180	0,470	0,476	0,488	0,515	0,544	0,576	—	—	—	—	—	—
200	0,469	0,475	0,486	0,509	0,534	0,561	0,590	0,623	0,660	—	—	—
220	0,469	0,475	0,485	0,505	0,526	0,548	0,572	0,599	0,629	0,661	0,697	0,738
240	0,469	0,474	0,484	0,501	0,519	0,538	0,558	0,580	0,605	0,631	0,660	0,694
260	0,469	0,474	0,483	0,499	0,514	0,530	0,548	0,567	0,588	0,610	0,634	0,660
280	0,470	0,474	0,482	0,497	0,510	0,525	0,540	0,556	0,575	0,594	0,615	0,637
300	0,470	0,474	0,482	0,496	0,508	0,521	0,534	0,548	0,565	0,582	0,600	0,619
320	0,471	0,475	0,482	0,495	0,505	0,517	0,530	0,543	0,558	0,572	0,589	0,606
340	0,472	0,476	0,482	0,494	0,504	0,515	0,527	0,538	0,552	0,565	0,580	0,596
360	0,473	0,477	0,483	0,494	0,504	0,514	0,524	0,535	0,548	0,560	0,574	0,587
380	0,475	0,478	0,483	0,494	0,503	0,512	0,522	0,533	0,545	0,556	0,568	0,580
400	—	—	0,484	0,494	0,503	0,511	—	—	—	—	—	—
450	—	—	0,486	0,495	0,503	0,510	—	—	—	—	—	—
500	—	—	0,489	0,497	0,504	0,510	—	—	—	—	—	—
550	—	—	0,492	0,499	0,505	0,511	—	—	—	—	—	—

Das Volumen des überhitzten Wasserdampfes ist nach Zeuner:

$$p \cdot V_d = 50,9 T_h - 192,5 \sqrt{p} \dots \dots (39)$$

worin bedeutet p den Druck in kg für qm, V_d das Volumen in cbm, T_h die absolute Temperatur.

In der nachstehenden Tabelle 8 ist das Volumen V_d von 1 kg überhitzten Dampfes in cbm angegeben, und zwar für Spannungen von 0,1 bis 7 Atm. und Temperaturen des überhitzten Dampfes von 200—500°.

Tabelle 8.

Absolute Spannung	Absoluter Druck p	Temperatur des überhitzten Dampfes: t_h				
		200°	250°	300°	400°	500°
		absolute Temperatur des überhitzten Dampfes: T_h				
Atm.	in Kilo pro qm	473°	523°	573°	673°	773°
		Volumen von 1 Kilo überhitzten Dampfes: V_d in cbm				
0,1	1000	23,000	25,540	27,987	33,176	38,260
0,2	2000	11,390	12,670	13,89	16,483	18,027
0,5	5000	4,496	5,005	5,494	6,530	7,549
1	10000	2,215	2,469	2,714	3,233	3,741
2	20000	1,089	1,217	1,339	1,598	1,853
3	30000	0,718	0,803	0,884	1,057	1,227
4	40000	0,534	0,597	0,659	0,788	0,909
5	50000	0,424	0,475	0,526	0,628	0,730
6	60000	0,350	0,394	0,436	0,521	0,606
7	70000	0,299	0,336	0,372	0,445	0,518

Die durch 1 qm Überhitzerfläche an den Dampf übertragbare Wärmemenge hängt, wie es scheint, von seiner Spannung und der Geschwindigkeit ab, mit der sich der zu überhitzende Dampf an der inneren, von ihm berührten Fläche und die erhitzenden Gase oder Flüssigkeiten an den äußeren Wänden des Überhitzers vorbeibewegen, indessen fehlen, mangels genauerer Versuche, die sichern Zahlen für diese Wärmeübertragung.

Über die Teil-Wärmeübergangszahl α von überhitztem Dampf und Luft siehe Tabelle 21 ÷ 25, Abschn. VIII.

Nach Hirn ist die Wärme-Übergangszahl k zwischen Heizgasen und Dampf bei gußeisernen Heizflächen $k = 10 \div 15$ W. E.

Die Erfahrung lehrt, daß man mit 1 qm Überhitzer-Fläche in 1 Stunde 25—45, ja 50—60 kg gespannten Dampf um 100—150 bis 200° überhitzen kann, wenn die Temperatur der Heizgase 450 bis 550° beträgt. Die Geschwindigkeit des Dampfes in den Überhitzerrohren ist dabei 15—30—40 m in der Sekunde. Bei Lokomotiven wurde beobachtet, daß 1 qm Rohrüberhitzer in 1 Stunde 250 Kilo Dampf von 186° (10 Atm.) auf 235° resp. von 240 auf 300° brachte, durch Rauchgase von 750—300 und 600—290° resp. 750—330 und 600—290°¹⁾.

¹⁾ Z. d. V. d. Ing. 1903. S. 729 u. 779.

Bei Versuchen an Heißdampflokomotiven¹⁾ mit 12 Atm. Dampfdruck war die Heizfläche der Überhitzer 25—30% von der Verdampfungsfläche, die 50—60 kg Dampf für qm/St. erzeugte. Dies genügte, um den Dampf auf 315—350° zu erhitzen, wobei die Rauchgase beim Eintritt in den Überhitzer 550—750°, am Austritt 350—370° hatten.

Bei andern Beobachtungen²⁾ wurde dieser Koeffizient (Festwert) an den Überhitzern verschiedener Dampfkessel außerordentlich verschieden gefunden ($k = 5 \div 47,5$). An demselben Kessel scheint er etwa proportional mit der Beanspruchung von dessen Heizfläche zu wachsen. Der Kessel verdampfte: 11,13—12,11—15,86—22,93 kg für St./qm, dabei ergab sich: $k = 15,7—16,2—18,5—25$ für St./qm 1° C, woraus man schließen könnte, daß der Koeffizient (Festwert) k im wesentlichen von dem Verhalten der Rauchgase, nicht aber so sehr von dem des zu überhitzenden Dampfes abhängig sei. Man darf wohl annehmen, daß der Dampf (allerdings je nach seiner Geschwindigkeit, seiner Spannung etc.) von der heißen Überhitzerfläche ziemlich große Wärmemengen aufnehmen kann, daß aber die Rauchgase ihre Wärme nicht in gleichem Maße an diese Flächen abgeben können. Um also die Werte von k kennen zu lernen, müßten die Beobachtung auf Gewichte, Geschwindigkeiten, Art der Berührung etc. der Gase ausgedehnt werden. Denn der kleinere Festwert ist bei der Wärmeübertragung der begrenzende.

Dies gilt für die Fälle, in denen der Dampf durch Abgangsgase überhitzt wird; wenn aber die Überhitzer direkt im ersten Feuer liegen, d. h. wenn die heiße Flamme die Überhitzerrohre direkt berührt, so ist die Leistung besonders bei Dampf von wenig über atmosphärischer Spannung erheblich größer, und zwar kann man dann in 1 Stunde mit 1 qm bis zu 300 kg Dampf um 200÷300° überhitzen. Die Geschwindigkeit des Dampfes in den Rohren ist dabei verschieden 5—15—20 m, auch abhängig von ihrer Weite.

Befindet sich der Dampf in ausgedehntem Zustande, d. h. hat er einen geringeren Druck als die Atmosphäre, z. B. $\frac{1}{4}$ Atmosphäre (absolut) so darf die Geschwindigkeit in Rohren von etwa 35—50 mm Dm. 150, ja 400 m, im Mittel 250 m betragen.

Überhitzter Dampf ist ein fast so schlechter Wärmeleiter wie die Gase. Die die heiße Fläche berührenden Moleküle erwärmen

¹⁾ R. Garbe, Die Dampflokomotiven der Gegenwart 1907.

²⁾ Z. d. V. d. Ing. 1903. S. 1545.

sich schnell, aber sie übertragen ihre Wärme ungemein langsam auf ihre Nachbarn. Die Beobachtung lehrt, daß im überhitzten Dampf Wasser bestehen kann, ja daß überhitzter Dampf unter gewissen Umständen durch Wasser geleitet werden kann, ohne daß er sich ganz sättigt. Derjenige Dampfüberhitzer wird also am vollkommensten wirken, der den Dampf und die Heizgase so führt, daß immer neue Moleküle die Trennungswand berühren. Geschwindigkeit der Bewegung, Teilung in dünne Ströme, häufige Richtungsänderung, Wirbel, direkter Stoß auf die Wand und Gewährung hinreichender Zeit für die Mischung sind für Dampfüberhitzer wichtige Baubedingungen.

In Ermangelung zuverlässiger Versuche über die Wärme-Übergangszahl zwischen heißen Gasen und überhitztem Dampf darf vielleicht vorläufig die rein empirische Formel:

$$k = 5 \sqrt[3]{v_d} \sqrt{p} \dots \dots \dots (40)$$

dafür empfohlen werden, die allerdings bei hochgespanntem Dampf etwas zu große Werte für k gibt. (Siehe auch Abschnitt VIII D.)

Beispiel. Um 100 Kilo Dampf von 2 Atm. abs. ($t_s = 120^\circ$) bei einen mittleren Temp.-Untersch. von $\vartheta_m = 250^\circ$ und einer Geschwindigkeit $v_d = 9$ m auf 350° zu überhitzen, sind erforderlich:

$$100 \cdot 0,483 (350 - 120) = 11109 \text{ WE}$$

$$\text{und} \quad H = \frac{11109}{250 \cdot 5 \sqrt[3]{9} \sqrt{2}} = 2,35 \text{ qm.}$$

Als Heizmittel ist der überhitzte Dampf nur in seltenen Fällen nützlich zu verwenden.

Beobachtung¹⁾. Lokomobile. Zwei Überhitzer hintereinander im Rauchgas. Der erste für Frischdampf. 3 Rohre 60 . 70, zusammen 71,9 qm a. Querschnitt für Dampf 0,8481 qdm, für Gas 0,65 qm, Gegenstrom. Der zweite für Zwischendampf. 26,3 qm. a. Querschnitt für Dampf 1,735 qdm, für Gas 0,87 qm.

Dampferzeugung in 1 Stunde		1700	1950	2143 kg
Kohle verbrannt „ 1 „		206	222	263 „
Dampfspannung im Kessel		15	15	15 Atm.
„ „ Aufnehmer		1	1,5	2 „
Wärmeübergang im Überhitzer I	I	147200	161000	188000 WE
Dampf Temperatur vor „	I	200°	200°	200° C
„ hinter „	I	361°	361°	362° C
Rauchgastemperatur vor „	I	429°	435°	447° C
„ hinter „	I	283°	285°	283° C
Mittlere Dampfgeschwindigkeit ca.		6,91	7,93	8,74 m
„ Gasgeschwindigkeit ca.		2,88	3,07	3,64 m

¹⁾ Nach Dipl.-Ing. K. Heilmann. 1911.

Temperaturdifferenz	$\vartheta_m =$	75,5°	79,5°	84° C
Wärmeübergang	$k =$	27	28,2°	31 WE
Wärmeübergang im Überhitzer	II	42400	42600	46100 (?) WE
Dampf Temperatur vor	II	161°	172°	182° C
„ hinter	II	212°	218°	225° C
Rauchgastemp. vor Überhitzer	II	283°	285°	283° C
„ hinter	II	246°	246°	245° C
Mittlere Dampfgeschwindigkeit ca.		23,40	21,76	20,14 m
„ Gasgeschwindigkeit ca.		1,85	1,94	2,22 m
Temperaturuntersch.	$\vartheta_m =$	78	79,5	60,5 WE
Wärmeübergang	$k =$	20,6	23	20 (?) WE

Durch zwei gußeiserne Rippenrohre von 80 l. W. und zusammen 36 qm, die im Wasser eines Dampfkessels (225 qm — Rost: 6,04 qm — 13,5 Atm. — 195° C) lagen, wurden in 1 Stunde einmal 2400 Kilo überhitzter Dampf von 13,5 Atm. von 350° auf 270°, ein zweites Mal 2150 Kilo überhitzter Dampf von 350° auf 250° abgekühlt (1 Kilo Dampf hat dabei 0,1382 cbm und spez. Wärme = 0,67). Dampfeintrittsgeschwindigkeit = 9,21 resp. 8,3 m, Temperatur-Unterschied $\vartheta_m = 112,4°$ resp. 97,65° C. Folglich $k = 31,8$ resp. 40,9 WE p. st/qm/1° C.

Durch zwei gußeiserne Rippenrohre von 80 l. W. und zusammen 59 qm, die im Wasser eines Dampfkessels (330 qm — Rost: 8,16 qm — 11,3 Atm. — 188° C) lagen, wurden in 1 Stunde 6100 Kilo überhitzter Dampf von 11,3 Atm. von 440° auf 265°, ein zweites Mal 5000 Kilo überhitzter Dampf von 415° auf 240° abgekühlt (1 Kilo Dampf hat dabei 0,161 Atm. und spez. Wärme = 0,6). Dampfeintrittsgeschwindigkeit 30 resp. 24,6 m, Temperatur-Unterschied $\vartheta_m = 147,4$ resp. 119,4° C. Folglich $k = 72,5$ resp. 74,5 WE p. st/qm/° C¹⁾.

Beobachtungen. Dr. W. Zimmermann, Einfluß der Rußbedeckung. Z. d. Dampfkesseluntersuchungs- und Versicherungs-Gesellschaft a. G. Wien 1911. S. 94. Schmiedeeiserner horizontaler Überhitzer von 22 qm außen, hinter Flammrohrkessel von 94 qm. Anthrazitkohle.

	1,5 Minuten abgeblasen	nach 48	nach 96	nach 168	nach 216 Betriebsstund.
Temp. des ges. Dampfes	= 177,12	177,12	177,57	177,57	177,57° C
„ „ überh. „	= 288	246,8	266,3	253,5	251,5° C
Seine spez. Wärme	= 0,62	0,65	0,65	0,67	0,67 WE
Temp. des Gases vor	= 472,4	464,7	482	479,7	488,78° C
„ „ „ hinter dem Überhitzer	= 282,3	272	233	281	283° C
Wärme-Übergangszahl k	= 21,66	16,8	17,3	14,4	13,6 WE.
3 Minuten mit Dampfstrahl abgeblasen					
Temp. des ges. Dampfes	= 179	177,57	177,57	179° C	
„ „ überh. „	= 284,21	280,8	276,1	261° C	
Seine spez. Wärme	= 0,64	0,63	0,64	0,60 WE	

¹⁾ Z. d. V. d. Ing. 1912, Nr. 48. S. 1946. Fr. Generlich.

3 Minuten mit Dampfstrahl abgelassen					
Temp. des Gases vor	=	470	444,5	445,45	454,5° C
" " " hinter					
dem Überhitzer	=	280,9	286,9	283,3	257,7° C
Wärme-Übergangszahl k	=	24,6	23,9	22,4	19,7 WE

Schmiedeeiserner, wagerechter Überhitzer 30 qm außen. Flammrohrkessel 99,1 qm. Braunkohle.

		1,5 Minuten abgelassen	nach 96 Betriebsstunden	nach 112	3 Minuten abgelassen	
Temp. des ges. Dampfes	=	182,6	178,9	177,1	178,09	178,09° C
" " überh. "	=	303,8	299,5	291,1	344,61	320,7° C
Seine spez. Wärme	=	0,63	0,62	0,62	0,57	0,59 WE
Temp. des Gases vor	=	456,2	469,61	469,61	490,9	496,7° C
" " " hinter						
dem Überhitzer	=	347,8	381,15	380	378	375,3° C
Wärme-Übergangszahl k	=	14,4	12	11,3	19,1	12,8 WE

A. Dosch, Der Wärmedurchgang an Überhitzerheizflächen. Z. f. Dampfkessel- und Maschinenbetrieb 1911. S. 65, 77, 89. Schmiedeeiserner, horizontaler Überhitzer 94,5 qm (System Adorján. 1910. Nr. 1. Rohre 102 a 3,5 st.?). Kessel 250 qm. Kettenrost. Steinkohle: Staub, Grus, Grieß. (Versuch: 18 Braunkohle.)

Temp. des ges. Dampfes	=	186	187	188	187	187	189° C
" " überh. "	=	291	320	301	303	296	310° C
Spez. Wärme	=	0,55	0,54	0,54	0,54	0,54	0,54 WE
Temp. des Gases vor	=	483	570	462	455	488	506° C
" " " hinter							
dem Überhitzer	=	329	375	359	335	355	402° C
Wärmegefälle ϑ_m	=	167,5	219	166	150	180	204,5° C
Dampf-Geschwindigk. v_d	=	5,3	8,6	7,7	7,7	10,6	8,4 m
Wärme-Übergangszahl k	=	11,3	17,1	18,2	19,7	21,2	17,2 WE
Überhitzerfläche	=	94,5	94,5	94,5	120	120	180 qm
Kesselfläche	=	250	250	250	170	170	255 qm
Temp. des ges. Dampfes	=	189	190	190	185,9	185,9	185,9° C
" " überh. "	=	313	309	305	285	266	286° C
Seine spez. Wärme	=	0,54	0,54	0,54	0,55	0,55	0,55 WE
Temp. des Gases vor	=	600	554	592	339	307	327° C
" " " hinter							
dem Überhitzer	=	429	399	413	287	262	279° C
Wärmegefälle ϑ_m	=	268,5	227	255	73	59	67° C
Dampf-Geschw. v_d (Eintritt)	=	12,2	13,7	13,3	13,3	Austr. etwa	20,2 m
Wärme-Übergangszahl k	=	19,6	21	21,2	27	20	25 WE
Überhitzerfläche	=	24,6	100	100	100	100	60 90 qm
Kesselfläche	=	80	300	300	310	310	160 182 qm
Temp. des ges. Dampfes	=	175,8	197	197	197	196	178 188° C
" " überh. "	=	377	362	380	331	334	273 274° C
Seine spez. Wärme	=	0,52	0,54	0,54	0,54	0,54	0,55 0,57 WE

Temp. des Gases vor	=	523	552	589	572	576	437	508° C
" " " hinter								
dem Überhitzer	=	368	374	411	330	350	330	258° C
Wärmegefälle ϑ_m	=	169	183	211	187	213	154	148° C
Dampf-Geschw. v_d (Eintritt etwa)	=	13,3						
					Austritt etwa 20,2			13,3 m
Wärme-Übergangszahl k	=	39,1	29,1	28,3	30,1	27,7	11,9	8,9 WE

Prof. E. Lewicki, Z. f. Dampfkessel- und Maschinenbetrieb. 1910. S. 258, berichtet über Versuche mit einem Überhitzer aus schmiedeeisernen Rohren, die innen mit geformten Bleichstreifen versehen waren um Wirbelungen im Dampf hervorzurufen. Er hatte außen 5,84 qm. Der Kessel 60 qm.

Temp. des ges Dampfes	=	172	171	170° C
" " überh. "	=	296,4	291,3	296,3° C
Temp. des Gases vor	=	709	718,5	741° C
" " " hinter				
dem Überhitzer	=	515	528	563° C
Dampf-Geschw. v_d	=	3,5 ÷ 5,5 m		
Wärme-Übergangszahl k	=	15,66	15,89	19,5 WE.

Bei allen diesen Versuchen ist der gesättigte Dampf als trocken angenommen, obgleich er meistens 2 ÷ 5% Wasser enthält, wodurch in Wirklichkeit die Zahl k höher gewesen sein wird. Auch hier gilt was bezüglich der Temperaturmessung der Gase bei den Wasservorwärmern gesagt ist.

Gesättigter Dampf, an eine kältere Heizfläche geführt, verliert seine Wärme durch Änderung seines Aggregatzustandes, indem er seine latente oder Verdampfungswärme (die z. B. für Dampf von 4 Atm. abs. oder 144° = 505 WE beträgt) an die Heizfläche abgibt, ohne hierdurch bei genügendem Zufluß von neuem Dampf, seine Temperatur zu verringern.

Anders der überhitzte Dampf. Dieser verliert an einer kälteren Wand Wärme und Temperatur so lange, bis er seine Sättigungstemperatur (Tabelle 9) erreicht hat und von da ab verhält er sich auch wie gesättigter Dampf; will man nur die hohe (Überhitzungs-) Temperatur des überhitzten Dampfes benutzen, um hochsiedende Stoffe zu verdampfen oder zu erhitzen etc., so darf (oder kann) diese an der Heizfläche nicht bis zur Sättigung sinken. Der überhitzte Dampf muß daher dann immer als solcher, nicht als Wasser fort- (d. h. meistens verloren) gehen. Seine Heiztemperatur ist also nicht konstant, sein Wärmeverlust für 1 Kilo gering (1 Kilo Dampf von z. B. 1 Atm. abs. auf 300° überhitzt und auf 150° ausgenutzt, ergibt nur: 150 · 0,472 = 71,9 WE), sein Volumen ist groß und seine Erzeugungskosten sehr hoch. — Z. B. muß man, um überhitzten Dampf von 1 Atm. abs. und 300° zu erhalten, in 1 Kilo

Wasser von 15° 715 WE tragen, von denen dann nur 69,5 WE gewonnen werden.

Selbst wenn gesättigter Dampf kostenlos zur Verfügung steht, ist es sehr selten vorteilhaft, diesen zu überhitzen, nur um die so hineingetragene Wärme an entfernteren Stellen zu verwerten. Längere Leitung verträgt solcher Dampf auch nicht gut, weil seine anfänglich hohe Temperatur der geringen spezifischen Wärme wegen durch Strahlungsverlust leicht sinkt. Wenn gesättigter, zu Heiz- oder Kochzwecken bestimmter Dampf am Ort seiner Erzeugung etwas überhitzt wird, damit er nach einem langen Wege am Ort seiner Bestimmung nicht zu naß ankomme, so mag dies bisweilen nützlich sein, teuer ist es immer.

Es ist noch die Frage, ob überhitzter Dampf, der sich im Heizraum schnell abkühlt, sättigt und verdichtet, mehr oder weniger Wärme durch die Metallwand an eine siedende Flüssigkeit abgibt als ein unter sonst ganz gleichen Umständen verwendeter Satttdampf. Einige meinen, dass unter Umständen das erste der Fall sei.

Beobachtung. Emile Saillard¹⁾. Ein Verdampfungsapparat der sucrerie de Marle für Zuckersaft (Pauly) mit vertikalen Stahlrohren 130 qm verdampfte in

	$5\frac{3}{4}$	5	5 Stunden
Wasser:	40709	45377	33698 Liter
bei Saft-Siedetemperatur =	$107,5^\circ$	$108,95^\circ$	$106,7^\circ$ C
durch Dampf von =	0,806	1,270	0,730 Atm.
überhitzt auf =	196°	0	190° C
dessen Sättigungstemp. =	$117,3^\circ$	$124,6^\circ$	$116,10^\circ$ C
$\vartheta_m =$	$9,8^\circ$	$15,65^\circ$	$9,4^\circ$ C
Wasser verdampft in 1 St.			
1 qm 1° Temp.-Unt. =	5,55	4,4	5,51 Liter

Nach E. Saillard²⁾ berichtet Joh. Pokorny³⁾ über des ersteren drei Versuche (1912) in der französischen Zuckerfabrik Marle mit überhitztem Dampf im Vorkocher. Heizfläche (125?)

	Versuch I	II	III
Dauer	282	209	177 M.
Saft	220346	181030	157600 kg
Zucker vor dem Vorkochen .	14,2	14,6	15,08 %
„ nach „ „	17,46	18,3	18,73 %
Wasser verd.	41043	36604	30713 kg
Brüdenwasser	40266	37877	29868 kg

¹⁾ Journ. des fabricats d. sucre 16 Août 1911. Nr. 33.

²⁾ Bulletin trim. du Synd. d. fabr. sucre 1913. S. 54, 747.

³⁾ Z. f. Zuckersiederei in Böhmen 1914. 38. 218÷224 und Öst. u. Ung. Z. f. Zuckerfabr. u. L. 1913. S. 943.

	Versuch I	II	III
Abs. Druck	2,5	3,05	2,8 At.
Dampf überh.	211,5	—	231,7°
„ gesätt.	(126,7)	133,3	(130,5)°
Safttemp. siedend	111,4	113,2	112,7°
Safttemp.-Eintritt	92,4	95,7	93,8°
ϑ_m	15,3	20,1	17,8°
Wasser verd. pr. qm u. 1°/st.	4,4	4,2	4,5 kg

Hieraus schließen beide auf größere Verdampfungs-Leistung des überhitzten Dampfes. Ebenso Pokorny¹⁾, der über V. Jacks Versuch in der Zuckerfabrik Dymokur berichtet:

Fünfkörper	461,8	503	273,5	295	305 qm
Dampf temp. 3° überhitzt . .	111,6	104,8	99,2	91,1	81,2°
Safttemp.	105	99,6	91,8	82,4	52,5°
Wasser verd. pr. qm u. 1°/st.	5,194	1,841	2,142	1,78	0,553 kg
Brix	19,62	24,04	29,83	39,87	62,02%
Dampf temp. gesättigt	110,4	106	100	91,9	81,4°
Safttemp.	106,3	101	92,6	82,6	57,6°
Wasser verd. pr. qm u. 1° st.	4,504	1,985	2,059	1,736	0,671 kg

Safteintritt = 95,1° C.

Mir scheinen diese 4 Versuche nicht beweiskräftig, weil nicht alle dabei obwaltenden Umstände bekannt gegeben sind.

Der überhitzte Dampf verdampfte also (sagt Herr Saillard) etwa 25% mehr als der nicht überhitzte. Dabei ist für die Bestimmung des Temperatur-Unterschiedes ϑ_m nicht die Überhitzungs- sondern begünstigenderweise die der Spannung entsprechende Sättigungstemperatur zugrunde gelegt, wohl weil die Überhitzung durch Abkühlung und Wasseraufnahme an der großen benetzten äußeren Oberfläche der Rohre schnell verschwinden muß.

Überhitzter Dampf wird oft, ebenso wie gesättigter, in hochsiedende Flüssigkeiten geblasen, um sie zu destillieren; hierfür leistet er die besten Dienste. Es kommt dabei meistens Dampf von einer oder weniger als 1 Atm. abs. und von 200÷350° in Betracht. Über die bei dieser Art seiner Benutzung eintretenden Umstände findet sich einiges im vorhergehenden Abschnitt IV.

Die Anwendung des überhitzten Dampfes zum Betriebe von Dampfmaschinen wird hier nicht erörtert.

¹⁾ Öst. u. Ung. Z. f. Z. 1912. S. 285.

VI. Verdampfung mittelst heißer Flüssigkeiten.

(Siehe auch Abschnitt VII.)

Bisweilen verwendet man zum Verdampfen von Flüssigkeiten Heizschlangen, durch die nicht Dampf geleitet wird, sondern durch die vorher stark erwärmte Flüssigkeiten von hoher Siedetemperatur (400—500°) gepumpt werden. Die Geschwindigkeit, mit der solche heiße Flüssigkeiten durch die Heizschlangen gedrückt werden, kann selten eine sehr große sein, weil die in diesen Fällen stets ziemlich erhebliche Länge der Schlangenrohre und deren geringer Durchmesser sonst die Reibung und damit den nötigen Druck sehr steigern würden. Man wird eine Geschwindigkeit v_f von 1 m für Sekunde als angemessen ansehen können, doch öfter diese nicht erreichen.

Die bei solchen Einrichtungen von den geheizten Schlangen an die siedende Flüssigkeit abgegebene Wärmemenge hängt natürlich auch von der Art dieser letzteren ab und wird eine andere sein, wenn diese wasserreich und dünn, als wenn sie sirupartig, breiig, kristallinisch oder ölig ist. Nach einigen von uns gemachten Beobachtungen darf im Mittel die Wärmeübergangszahl angenommen werden für ölige Heizflüssigkeit:

$$k_v = 200 \sqrt{v_f} \dots \dots \dots (41)$$

für Wasser als Heizflüssigkeit:

$$k_w = 500 \sqrt{v_f}$$

Die notwendige Heizfläche H in Quadratmetern für die stündliche Übertragung von C Kalorien ist bei dem mittleren Temperatur-Unterschied ϑ_m

$$H = \frac{C}{\vartheta_m 200 \sqrt{v_f}} \quad \text{oder} \quad \frac{C}{\vartheta_m 500 \sqrt{v_w}} \dots \dots (42)$$

Demnach würde 1 qm Heizfläche in eine 1 Stunde bei einer Geschwindigkeit der heizenden Flüssigkeit in der Schlange von $v_f = 1$ m und bei mittleren Temperatur-Unterschieden von:

$$\vartheta_m = 5^\circ \quad 10^\circ \quad 15^\circ \quad 20^\circ \quad 50^\circ$$

übertragen bei öligem

Heizmittel:	1000	2000	3000	4000	10000	WE
bei Wasser:	2500	5000	7500	10000	25000	„

an siedende Flüssigkeit.

Das erforderliche Gewicht an Heizflüssigkeit F_w , das in einer Stunde durch die Heizkörper gedrückt werden muß, ist, wenn σ_f die spezifische Wärme der Heizflüssigkeit bedeutet:

$$F_w = \frac{C}{\sigma_f(t_{wa} - t_{we})} \dots \dots \dots (43)$$

Der Durchmesser des Heizrohrs in Metern (d) ergibt sich aus der Gleichung:

$$\frac{d^2 \pi}{4} \cdot 100 \cdot v_f \cdot 10 \cdot 3600 = \frac{F_w}{s_f}$$

$$d = \frac{1}{1679} \sqrt{\frac{F_w}{s_f v_f}} \dots \dots \dots (44)$$

Die Länge des Heizrohrs ist:

$$l = \frac{H}{\pi \cdot d} \dots \dots \dots (45)$$

Für die hier in Betracht kommenden Heizflüssigkeiten ist oft die spezifische Wärme $\sigma_f = 0,5$ und das spezifische Gewicht $s_f = 0,7$.

Beobachtung. Vakuum-Apparat. Kupferner Doppelboden 1,4 qm, 1250 Dm, mit Wasser geheizt.

Heizwassertemperatur	70	73	86° C
Luftleere mm	722	720	708 mm
Brüdentemperatur	33	34	33° C
Wasserverdampfung in 1 Stunde	80	90	125 Kilo
(Ed. Verbéeck et fils 18/4. 14) $k = 958$	1022		1226 WE

VII. Von der Wärme-Übertragung im allgemeinen und derjenigen durch gesättigten Wasserdampf im besonderen.

Die physikalischen Eigenschaften des gesättigten Wasserdampfes sind für viele der nachfolgenden Betrachtungen die Grundlage und daher ist in Tabelle 9 ihre Zusammenstellung nach Zeuner beigegeben, nebst einer solchen nach F. Henning¹⁾.

Die Tabelle 9a zeigt nach H. F. Wiebe (Z. d. V. d. Ing. 1904, S. 315) Spannungen und Temperaturen des Wasserdampfes für ganze Atmosphären und kg. p. qm bis zu 30 Atmosphären nach einer von dem Genannten verbesserten Regnaultschen Tafel. Endlich sind noch die Angaben Batellis für hohe Spannungen beigegeben.

Mit gesättigtem Wasserdampf werden Wasser und sehr viele andere Flüssigkeiten erwärmt und verdampft. Der verwendete Heizdampf hat gewöhnlich 3—5 Atmosphären Spannung, aber oft, namentlich für Flüssigkeiten mit hohen Siedetemperaturen, muß

¹⁾ Siehe auch Z. d. V. d. Ing. 1911. Heft 36 u. 37. W. Schüle, Die Eigenschaften des Wasserdampfes nach den neuesten Versuchen.

Dampf von 12 bis 18 Atmosphären benutzt werden. Oft bietet das Heizen mit Dampf von geringerer Spannung als 1 Atmosphäre Überdruck Vorteile.

Die Temperatur des Heizdampfes muß immer um einige Grade höher sein als der Siedepunkt der zu verdampfenden Flüssigkeit. Die Wärme-Übertragung ist um so größer, je größer der Temperatur-Unterschied zwischen dem Heizdampf und der Flüssigkeit ist, und es wird wohl mit Recht angenommen, daß die in der Zeiteinheit durch die Flächeneinheit übertragene Wärme direkt proportional dem Temperatur-Unterschied ϑ_m sei. Um diesen recht groß zu machen, wird oft über der siedenden Flüssigkeit ein Vakuum hergestellt, d. h. die Flüssigkeit in ein geschlossenes Gefäß gebracht, das mit von Dampf bestrichenen Heizflächen versehen ist, und die entwickelten Dämpfe durch Rohre in einen Kondensator (Verdichter) geleitet, in dem sie verflüssigt und gekühlt werden, um dann entweder selbsttätig abzufließen (Barometersäule), oder von einer Pumpe oder vermitteltst anderer Einrichtungen abgesaugt zu werden.

Man ist im allgemeinen wohl noch der Ansicht, daß die Spannung des gesättigten Heizdampfes einen Einfluß auf die Leistung der Heizfläche nicht habe. Nur die mit der Spannung des gesättigten Dampfes in bestimmter Verbindung stehende Temperatur übe erhebliche Wirkungen aus, insofern, als unter sonst gleichbleibenden Umständen mit steigender Spannung auch die Temperatur des gesättigten Dampfes in ganz bestimmten bekannten Verhältnissen steigt und dadurch den Temperatur-Unterschied zwischen Dampf und Flüssigkeit proportional erhöht: in diesem Sinne nimmt man meistens an, steigt die Leistung der Heizfläche mit der Spannung des Dampfes.

Es scheint uns aber aus manchen Beobachtungen hervorzugehen, daß auch mit steigender Spannung des gesättigten Dampfes (die ja allerdings immer eine höhere Temperatur mit sich bringt) eine gewisse Vergrößerung der Leistung auf 1°C Temperatur-Unterschied bezogen stattfindet; diese verstärkte Wirkung ist nicht der Temperatur-Erhöhung proportional, auch scheint sie bei Überschreitung gewisser Temperaturen sich zu verlangsamen.

Ein Grund für diese Erscheinung ist wohl in der bei höheren Temperaturen zunehmenden lebhafteren Bewegung der Flüssigkeitsteilchen um die Heizfläche zu suchen¹⁾. Aber dieser allein genügt

¹⁾ P. Leonard, Sitzungsberichte d. Heidelberger Akademie d. Wissenschaften, mathematisch physikalische Abteilung 1914. 27., 28. u. 29. Ab-

nicht für die Erklärung der so oft gemachten Beobachtung der sehr starken Verminderung des Wärmeüberganges bei verminderter Spannung des gesättigten Heißdampfes, z. B. bei Mehrkörper-Verdampfungsapparaten und seine Vergrößerung bei erhöhter Spannung. Auch bei der Erwärmung nicht siedender Flüssigkeiten durch gesättigten Dampf zeigt sich die Wirkung verschiedener Spannungen.

Es macht oft den Eindruck, als stände die Wärmeübergangszahl in einem gewissen Verhältnis zum spezifischen Gewicht des Heißdampfes. Schwach gespannter Dampf gibt unter sonst gleichen Umständen erheblich weniger Wärme ab als höher gespannter, also schwererer¹⁾. (Siehe Abschnitt XI u. XIII.) Ähnliches schließe ich aus Josses²⁾ Versuchen mit Luft, die, wenn sie verdünnt ist, weniger Wärme unter übrigens gleichen Umständen aufnimmt als wenn sie unter atmosphärischem Druck steht. Auch die Versuche und Formeln von Nusselt³⁾ für Luft, Gas, überhitzten und besonders gesättigtem Wasserdampf scheinen mir sehr dafür zu sprechen, daß die für schwer verdichtbare Gase gefundenen Gesetze des Wärmeübergangs, mutatis mutandis, auch für verflüssigbare Dämpfe gelten. Die neueren Veröffentlichungen Nusselts und Poensgens⁴⁾ scheinen mir diese Ansicht durchaus zu bekräftigen (siehe Abschn. VIII). Leider sind diese Umstände für gesättigten Dampf noch nicht so vollkommen geklärt, daß sie leicht und bequem in die Formeln für k mit Zuverlässigkeit eingeführt werden können. Flüssigkeiten, die unter vermindertem Druck verdampfen, pflegen Wärme leichter als unter Druck aufzunehmen.

Der Heißdampf führt immer Luft (Z. d. V. d. Ing. 1887, S. 284) mit sich, und diese ist ein großes Hindernis für die Wärmeübertragung. Es scheint, als ob die Luft sich an die Heizfläche lege, gleichsam eine netzartige Schicht an ihr bilde und den Dampf an der Wirkung hindere (Nusselt a. a. O.). Da die Luft mit dem Heißdampf gemischt ist, bleibt sie da übrig, wo der Dampf verschwindet, verdichtet wird; das ist an der Heizwand. Die Ent-

handlung: Vorgänge in der Oberfläche von Flüssigkeiten, hervorgerufen durch komplexe Moleküle.

¹⁾ Gesundheits-Ingenieur 1908. Febr. S. 97.

²⁾ Vortrag: Prof. E. Josse, Die Oberflächen-Kondensatoren der Dampfturbinen, insbesondere für Schiffe.

³⁾ Prof. Dr. W. Nusselt, Mitteilungen über Forschungsarbeiten Nr. 89. 1910. — Derselbe, Z. d. V. f. Ing. 1916. S. 541 und Gesundheits-Ingenieur 1916.

⁴⁾ Dr. R. Poensgen, Gesundheits-Ingenieur 1916.

Tabelle 9.

Spannung, Gesamt-, Wasser-, Flüssigkeits- und Verdampfungs-

nach						
Spannungen			Luftleere		Temperatur in °C	Latente oder Dampf- wärme 606,5-0,595 - 0,00002 t° 0,000003 t° Kal.
Atmo- sphären absolut	Queck- silbersäule in mm	Wasser- säule in m	in cm Queck- silbersäule	in m Wasser- säule		
0,0061	4,60	0,063	75,540	10,273	0	606,5
0,0086	6,53	0,089	75,347	10,247	5	608,090
0,012	9,17	0,124	75,038	10,212	10	599,548
0,017	12,70	0,176	74,790	10,160	15	596,074
0,023	17,39	0,238	74,261	10,098	20	592,590
0,031	23,55	0,320	73,645	10,016	25	589,113
0,042	31,55	0,434	72,845	9,902	30	585,623
0,055	41,83	0,568	71,817	9,768	35	582,143
0,073	54,91	0,744	70,509	9,592	40	577,649
0,094	71,39	0,972	69,861	9,364	45	575,162
0,121	91,48	1,251	68,902	9,085	50	571,662
0,155	117,48	0,602	64,252	8,734	55	568,170
0,196	148,79	2,026	61,121	8,310	60	564,763
0,246	186,95	2,543	57,905	7,743	65	561,163
0,257	195,50	2,656	56,450	7,680	66	560,458
0,303	233,09	3,163	52,601	7,173	70	557,649
0,380	288,55	3,928	47,148	6,408	75	554,141
0,466	354,64	4,817	40,536	5,519	80	550,618
0,506	384,44	5,230	37,556	5,106	82	549,210
0,570	433,04	5,892	32,696	4,444	85	547,101
0,691	525,45	7,142	23,455	3,194	90	543,569
0,746	566,76	7,771	19,342	2,625	92	542,157
0,834	633,78	8,602	12,622	1,706	95	540,037
1,000	760,00	10,336	± 0	± 0	100	536,500
1,25	950	12,920			106,38	531,983
1,50	1140	15,50			111,74	528,173
1,75	1330	18,09			116,42	524,670
2,00	1520	20,67			120,60	521,863
2,25	1710	23,26			124,35	519,193
2,50	1900	25,84			127,80	516,727
2,75	2090	28,42			130,96	515,379
3,00	2280	31,00			133,91	512,361
3,50	2660	36,18			139,24	508,532
4,00	3040	41,34			144,00	505,019
4,50	3420	46,51			148,29	502,022
5,00	3800	51,68			152,22	499,189
6,00	4560	62,02			159,22	494,122
7,00	5320	72,35			165,34	489,687
8,00	6080	82,69			170,81	485,712
9,00	6840	93,02			175,77	482,993
10,00	7600	103,36			180,31	478,791
11,00	8360	113,70			184,50	575,705
12,00	9120	124,03			188,41	472,844
13,00	9880	134,37			192,08	470,136
14,00	10640	144,70			195,53	467,603
15,00	11400	155,04			198,98	465,120

Tabelle 9.

wärme, spezif. Volumen und Gewicht des gesättigten Wasserdampfes

Zeuner				nach F. Henning ¹⁾		
Flüssigkeitswärme $t + 0,00002$ ² $+ 0,0000003$ ³ Kal.	Gesamt- wärme $606,5 + 0,305 t$ Kal.	Spez. Volumen 1 Vol. Wasser gibt Vol. Dampf	Spez. Ge- wicht. Ge- wicht des Dampfes in kg pr. cbm	Temperatur C	Verdamp- fungswärme	Spez. Volumen
0	606,5	198567	0,00504			
5	608,03	143811	0,00696			
10,02	609,55	105170	0,00951			
15,006	611,08	75824	0,01319			
20,010	612,60	57087	0,01753			
25 017	614,13	43126	0,02320			
30 0 6	615,65	32423	0,03086	30	579,3	33010
35,037	617,18	25168	0,03775			
40,051	618,70	19542	0,05119	40	574,0	19600
45,068	620,23	15213	0,06576			
50,088	621,75	12001	0,08336	50	568,5	12050
55,110	623,28	9510	0,10569			
60,137	624,80	7629	0,13114	60	562,0	7677
65,167	626,33	6163	0,16234			
66,172	626,63	5915	0,16915			
70,201	627,85	5020	0,19928	70	557,1	5046
75,239	629 38	4096	0,24423			
80,282	630,90	3382	0,29582	80	551,5	3406
82,300	631,51	3130	0,31961			
83,329	632,43	2799	0,35744			
90,381	633,95	2336	0,42829	90	545,0	2360
92,403	634,56	2177	0,45966			
95,343	635,48	1958	0,51105			
100,500	637,00	1650,5	0,60590	100	538,7	1673
106,967	638,95	1338,6	0,74738			
112,408	640,58	1129,9	0,88740	110	532,1	1210
117,340	642,01	975,9	1,0252			
121,417	643,28	859,9	1,1691	120	525,3	891,2
125,237	644,43	776,7	1,2981			
128,753	645,48	697,2	1,4345			
131,061	646,44	638,3	1,5674	130	518,2	667,5
134,989	647,37	587,5	1,7024			
140,438	648,97	508,2	1,9676	140	510,9	507,8
145,310	650,42	448,4	2,2303			
149,708	651,73	401,4	2,4911	150	503,8	392,1
153,741	652,93	363,6	2,7500			
160,938	655,02	306,4	3,2632	160	496,6	307,1
167,243	656,93	265,2	3,7711			
172,888	658,60	233,9	4,2745	170	489,4	243,0
178,017	660,11	209,5	4,7741			
182,719	661,50	189,7	5,2704	180	482,2	194,7
187,065	662,77	173 5	5,7636			
191,126	663,97	159,9	6,2543			
194,944	665,08	148,4	6,7424			
198,537	666,14	138,4	7,2283			
202,041	667,16	127,7	7,6270			

1) Ann. d. Phys. 1906. S. 849. 1909. S. 441.

Tabelle 10.

Spannung und Temperatur des Wasserdampfes nach H. F. Wiebe (nach Regnaults verbesserter Tafel).

Spannung		Temperatur	Spannung		Temperatur
at	mm	°C	kg/qcm	mm	°C
1	760	100	1	735,7	99,09
2	1 520	120,60	2	1 471,4	119,58
3	2 280	133,91	3	2 207	132,80
4	3 040	144,00	4	2 943	142,83
5	3 800	152,22	5	3 679	151,01
6	4 560	159,22	6	4 414	157,96
7	5 320	165,35	7	5 150	164,04
8	6 080	170,82	8	5 886	169,47
9	6 840	175,77	9	6 621	174,39
10	7 600	180,31	10	7 357	178,90
11	8 360	184,51	11	8 093	183,07
12	9 120	188,42	12	8 828	186,95
13	9 880	192,09	13	9 564	190,59
14	10 640	195,54	14	10 300	194,02
15	11 400	198,80	15	11 036	197,26
16	12 160	201,91	16	11 771	200,34
17	12 920	204,87	17	12 507	203,28
18	13 680	207,69	18	13 243	206,08
19	14 440	210,40	19	13 978	208,77
20	15 200	213,01	20	14 714	211,36
21	15 960	215,52	21	15 450	213,85
22	16 720	217,94	22	16 186	216,24
23	17 480	220,27	23	16 921	218,56
24	18 240	222,53	24	17 657	220,81
25	19 000	224,73	25	18 393	222,98
26	19 760	226,85	26	19 128	225,09
27	20 520	228,92	27	19 864	227,14
28	21 280	230,93	28	20 600	229,13
29	22 040	232,88	29	21 336	231,07
30	22 800	234,78	30	22 071	232,96

Nach Batelli und (Calletet—Colardeau)¹⁾.

Tabelle 11.

Spannung		Temperatur °C	Spannung		Temperatur °C
Atm.	mm		Atm.	mm	
33,0	25167	240	102	77501	310
39,5	30020	250	116,25	88343	320
47,0	35761	260	(121,10	92036	325)
57,0	43386	270	131,9	100219	330
(59,31	45070	275)	149,8	113823	340
66,5	50597	280	167,0	126924	350
77,2	58666	290	186,7	141865	360
89,0	67620	300	(194,61	153386	365)

Kritischer Druck.

fernung der Luft aus den Röhren oder Heizräumen, in denen der Dampf Wärme übertragen soll, ist in höchstem Maße wichtig für seine kräftige Wirkung. Man muß alle Vorsorge treffen, die Luft, die mit dem Dampf an die Heizfläche geführt wird, möglichst schnell und vollkommen zu entfernen. Sie sammelt sich natürlich da an, wohin sie von dem strömenden Dampf getrieben wird, das ist am Ende der Heizfläche. Dort muß man ihr einen dauernden Abzug schaffen, und da die Diffusion zwischen Luft und Dampf ziemlich langsam vor sich geht, so wird sie sich im gegebenen Falle mehr unten als oben im Heizraum ablagern²⁾.

Die Spannung im Heizraum ist gleich der Summe der Spannungen von Dampf und Luft³⁾. Die Gesamtspannung in

¹⁾ Winkelmann, Handb. d. Phys. 1906.

²⁾ Schon Dr. G. M. Heigelin, Allgemeines Handbuch der Heizung 1827. Stuttgart. Gebr. Frank. S. 162 macht darauf aufmerksam für Niederdruck-Heizkörper. — Desgleichen Ch. Pasquay 1895.

³⁾ Bei den Temperaturen t° und dem Druck von $b = 760$ mm hat ein Kubikmeter eines Gemisches von Wasserdampf und Luft das Gewicht $d + l$ und enthält darin p_i Gewichtsprocente Luft.

Temperatur t	= 100	99	98	97	96° C	
Gew. 1 cbm $d + l$	= 0,6059	0,619	0,632	0,644	0,657 Kilo	
Luft darin Gew. % p_i	= 0	5,13	10,04	14,78	19,47 %	
$t = 95$	90	80	70	60	50	40° C
$d + l = 0,607$	0,787	0,829	0,911	0,981	1,044	1,097 Kilo
$p_i = 23,70$	38,2	64,2	78,0	86,6	91,9	95,3
$t = 30$	20	10	5° C			
$d + l = 1,148$	1,195	1,243	1,266 Kilo			
$p_i = 97,0$	98,4	99,3	99,9 %			

einem Heizraum ist daher immer etwas größer als die Spannung des Dampfes allein, und da die Temperatur im Heizraum (für die Heizung das Wesentliche) nur abhängt von seiner Spannung (nicht von der Summe), so ist die Temperatur in einem Heizraum stets etwas kleiner als die durch ein Manometer angegebene Gesamtspannung in diesem Raum vermuten läßt. Bei Heizversuchen muß man also stets die Temperatur des Heizdampfes beobachten und nicht seine Spannung, weil diese wegen des wechselnden Luftgehaltes eine zuverlässige Reduktion auf die Temperatur nicht gestattet.

Die Dampfspannung und Temperatur ist nicht an allen Stellen des Heizraumes die gleiche; sie ist immer etwas, oft viel kleiner am Ende der Heizfläche als am Anfang. Wenn Heizdampf in einen Doppelboden oder in eine Schlange geführt wird, die von kaltem Wasser berührt sind, so ist in der ersten Zeit der Dampfeinströmung die Spannung am Ende der Heizfläche gewöhnlich gleich 0, und sie nimmt erst allmählich mit der Erwärmung des Wassers zu, bis sie schließlich bei Beginn des Siedens den dauernden höchsten Stand erreicht.

Je lebhafter die Bewegung der Flüssigkeit um die Heizfläche ist, um so lebhafter ist auch die Wärmeübertragung. Je mehr Flüssigkeitsteilchen in bestimmter Zeit an die Heizfläche geführt werden, um so mehr Wärme nimmt die Flüssigkeit in dieser Zeit auf. Das eben angeführte Beispiel zeigt dieses auch deutlich. Während das Wasser sich mehr und mehr erwärmt, nimmt seine Kreislauf, seine Bewegung an der Heizfläche zu und um so größer ist die Zahl der für 1 qm und 1° in bestimmter Zeit übergegangener Wärmeeinheiten. Auch wenn durch künstliche Mittel die zu erwärmende oder zu verdampfende Flüssigkeit schnell und oft an der Heizfläche vorbeigeführt wird, erhöht sich die in bestimmter Zeit übergegangene Wärmemenge. Diese nimmt allerdings nicht direkt proportional der Geschwindigkeit zu, sondern in geringerem Maße (Abschnitt XXI). Wirbel und Querströmungen der Flüssigkeit befördern deren Wärmeaufnahme sehr.

Als Beispiel mag die nachfolgende Beobachtung dienen:

Ein kupferner Kessel von 1000 mm Durchmesser mit Doppelboden von 1,4 qm enthielt 720 Liter Wasser von 13°. Dampfeingangsventil 25 mm, Spannung des Dampfes im Dampfwickler 3,5 Atm., am Eingang in den Doppelkessel etwa 3 Atm.

Zeit Uhr Min.	Temperatur des Wassers im Doppelkessel °C	Dampfspannung an der dem Dampfeingang entgegengesetzten Seite Atm.-Überdr.	Kalorien übertragen p. 1 qm, 1 Stunde, 1° C Temperatur-Unterschied
9 20	13	0,0	1224
9 25	30	0,4	1530
9 30	47	0,7	1690
9 35	64	1,2	1950
9 40	80	1,75	2090
9 45	93	1,85	2045
9 48	100	1,95	
bis 10 18	100	2—2,3—2,5—2,6	80 Liter Wasser ver- dampft in 30 Min.

Die aus den Beobachtungen von Joule, Ser und anderen zu ziehenden Schlüsse schienen zu zeigen, daß die Zunahme der Wärmeübertragung zwischen Dampf und nicht siedender Flüssigkeit etwa proportional der dritten Wurzel aus der Flüssigkeits-Geschwindigkeit sei.

Aber auch das Maß der Bewegung des Dampfes an den Heizflächen übt einen erheblichen Einfluß auf die Wärmeübertragung aus. Man beobachtet stets, daß dicht an der Eingangsstelle, da, wo der Dampf die Heizfläche zuerst trifft, eine sehr viel lebhaftere Bewegung der nicht siedenden Flüssigkeits-Teilchen, eine sehr viel heftigere Verdampfung bei siedenden Flüssigkeiten stattfindet als an den dem Eintritt fernerer Stellen. Es ist augenscheinlich, daß desto mehr Wärme vom Dampf an die umgebende Wand abgegeben wird, je mehr von seinen Molekülen heftig die Wand berühren. Da die Moleküle durch diese Berührung an Energie verlieren, also auch an Spannung und Wärme, so folgt, daß die Wirkung am größten sein muß, wenn immer neue, noch im Vollbesitz ihrer Schwingungsenergie befindliche Moleküle der Wand zugeführt werden, der sie dann ihre Schwingungen mitteilen. Ein schneller Dampfstrom parallel der Wand führt vorteilhafterweise viel neue Molekülen über dieselbe Stelle, aber mehr noch ist dies für einen allerdings kleineren Bezirk der Fall, wenn der Dampfstrom lotrecht auf die Wand trifft. Auch bei einem Dampfstrom, der parallel der Heizwand führt, sollten möglichst alle kleinsten Teile des Dampfes direkt an die Wand geführt werden.

Um die vom Dampf erfüllten geschlossenen Heizschlangen, Heizrohre, Doppelböden, Rohr-Heizkörper findet stets eine sehr lebhaft bewegte Bewegung der nicht siedenden und ein höchst energisches Emporschleudern der siedenden Flüssigkeit am Eintritt statt und gegen das Ende hin sinkt die Wirkung ungemein, bis sie fast ganz aufzuhören scheint. Öffnet man die Heizräume am Ende, so daß Dampf entströmt, während die Spannung im Heizraume bestehen bleibt, so wird die Wärmeübertragung noch verstärkt; es nehmen dann größere Teile der Heizfläche an der kräftigen Wirkung teil. In der Wirklichkeit kann man diese Eröffnung der Heizflächen nicht immer ausführen, da sie meist eine kostspielige Dampfverschwendung wäre; dennoch gibt es Fälle, in denen dieser Zustand der regelmäÙige ist, z. B. bei mehreren hintereinander aufgestellten Heizkörpern, bei den Kondensatoren (lotrechten) der Rektifizier-Apparate usw.

In allen solchen Fällen wird die stärkste Wärmemitteilung da beobachtet, wo der meiste Dampf an die Heizflächen strömt, und ferner daß die ganze Heizfläche um so leistungsfähiger wird, je mehr Dampf an ihrer gesamten Ausdehnung vorbeistreichet, auch wenn dieser Dampf an ihr nicht ganz verflüssigt wird. Es scheint, daß die durchschnittliche Verdampfungs-Leistung einer Flächeneinheit abnimmt mit ihrer Größe, und zwar etwa mit der Wurzel aus ihrer Fläche derart, daß, wenn k_v die Wärmemenge bedeutet, die in der Zeiteinheit durch die Flächeneinheit bei 1° Unterschied strömt, daß dann durch die Fläche H die Wärmemenge $C = k_v \cdot \sqrt{H}$ übergeht. Bei Rohren, in denen der Heizdampf strömt, scheint, wie die mitzuteilenden Beobachtungen zeigen, diese Beziehung jedenfalls innerhalb gewisser Grenzen zu bestehen; bei Doppelböden ist sie, vielleicht mangels genauer Versuche, nicht so sicher festzustellen, ebenso wie bei Rohr-Heizkörpern mit außenstehendem Dampf.

Wenn der Raum, in dem sich der Heizdampf befindet, sehr groß ist, so daß dieser nur eine geringe Strömungsgeschwindigkeit haben kann, fast ruht, so wird der Einfluß, den die absolute Größe der Fläche ausübt, sich vermindern.

Gase, Dämpfe und Flüssigkeiten durchströmen gerade Rohre auf einer gewissen Anfangsstrecke in Wirbelbewegungen, die den Wärmeübergang begünstigen, danach aber in fast parallelen Fäden, und da sie schlechte Wärmeleiter sind, nehmen nur ihre die Metallwand berührenden, mehr oder weniger dicken Schichten die ihnen von außen zugeführte Wärme bald auf. Die Temperatur der Kern-

strömung bleibt zurück. Dieser Zustand beeinträchtigt den Temperaturunterschied und dadurch die gesamte Wärmeaufnahme. Ähnlich verhält es sich, wenn die Wärme von den Flüssigkeiten durch die Rohrwand nach außen geführt werden soll. Deshalb sind weite, gerade Rohre hier ungünstiger als engere, nicht zu lange. Förderlich dem Wärmeübergang sind Richtungsänderungen, namentlich solche, die die flüssigen Wärmeträger oder -empfänger mischen. Gründe ähnlicher Art machen es oft nützlich, Ströme, die Wärme tauschen sollen, nicht einander parallel zu führen, sondern im Winkel aufeinander stoßen zu lassen. Z. B.: Rauchgase auf Wasservorwärmeröhre, Dampf auf lotrechte Verdampferöhre.

Das Kondenswasser (Dampfwater), das der niedergeschlagene Dampf an den Heizflächen bildet, ist ein erhebliches Hindernis für die Wärmeübertragung, da die Leitungsfähigkeit des Wassers eine sehr geringe ist. Je schneller und je vollkommener dieses Dampfwater von den Heizflächen entfernt wird, um so wirkungsvoller werden sie sein. Bis zu einem gewissen Maße wird von einem wagenrechten außen geheizten Rohr das Dampfwater schneller abtropfen als von einem lotrechten, da beim letzteren die oben niedergeschlagenen Wasser an der ganzen Länge des Rohres hinabfließen müssen. Bei Heizflächen von großer Ausdehnung ist es daher vorteilhaft, das gesamte Dampfwater nicht zusammen am Ende abzugeben, sondern in Teilen nachdem der Dampf je die Hälfte oder je den dritten, vierten Teil der Heizfläche bestrichen hat.

Die von uns früher angeregte Frage, ob die Dämpfe anderer Flüssigkeiten als Wasser auch andere Wärmeübergangszahlen haben, ist von Nusselt im Vorbeigehen gestreift worden und scheint nach ihm und gewissen Beobachtungen des Verfassers bejaht werden zu müssen. Sie scheinen mit ihrer Verdampfungswärme und ihrem spez. Gewicht zu steigen und zu fallen.

Die Art des Metalles, aus dem die Heizfläche besteht, übt, wie es scheint, auf die Menge der übertragenen Wärme nur durch seine verschiedene Leitungsfähigkeit einen Einfluß aus. Die Beschaffenheit der Oberfläche, namentlich ob sie glatt oder rauh ist, scheint bei direkter Berührung der heizenden und geheizten Stoffe fast ganz und gar ohne Wirkung auf den Wärmedurchgang zu sein (sofern sie nur rein, d. h. nicht inkrustiert ist).

Die strahlende Wärme wird durch rauhe, dunkle, selbst berußte Flächen besser als durch glatte, blanke übertragen.

Dicke, zähe auch ölige Flüssigkeiten, die schwer beweglich sind, nehmen die Wärme schwerer an als Wasser oder dünne Laugen, Alkohol etc., und die Wärme-Übergangszahl k sinkt für sie sehr erheblich, so daß sie oft nur 0,5, ja nur 0,2 derjenigen für Wasser betragen kann, je nach der Dicke und Beschaffenheit der Masse.

Endlich gibt es noch ein Hindernis für die Wärmeübertragung, das in so vielen Fällen auftritt: die Inkrustation oder Bedeckung der Heizfläche durch mehr oder weniger feste, breiartige, ölige, kristallinische, wassersteinartige Gebilde. Alle diese Niederschläge haften an der Heizfläche fest, leiten die Wärme sehr schlecht und verringern bei Heizung durch Dampf in hohem Maße, weniger bei direkter Feuerung, ihre Leistungsfähigkeit. Da nun diese Hindernisse in jedem einzelnen Fall andere sind, nie vorher genau bestimmbar und nachher fast nie nachprüfbar sind, so werden die meisten der in der Praxis gewonnenen Zahlen für die Wärme-Übertragung erheblich kleiner sein als die durch vorsichtige Versuche gefundenen und bisweilen so sehr von diesen abweichen können, daß selbst das Gesetzmäßige der Wirkung nicht mehr zu erkennen ist.

Bei Dampfkesseln gilt fester, dichter, harter Kesselstein dem Wärmedurchgange hinderlicher als weicher oder poröser, beide aber als durchaus nicht in dem Maße erschwerend für die Ausnützung des Heizmaterials und die stündliche Verdampfungsleistung von 1 qm, wie bisweilen angenommen wird. Besonders an Lokomotiven sind diese Beobachtungen sehr oft gemacht worden. Man nimmt wohl an, daß poröser Kesselstein dem Wasser immer noch einen gewissen Zutritt zum Metall erlaube. Die geringe Leitungsfähigkeit des Kesselsteins ist aber die Ursache dafür, daß bekrustete Heizflächen sehr viel heißer werden, als nicht bekrustete, was ja stets schädlich, oft sehr gefährlich werden kann.

Beobachtung ¹⁾. Illinoisbahn, Lokomotive Nr. 420, 1575 Drm. mit 236 Stahlrohren, 51 außen, 3,65 m lang (140,4 qm Heizfläche und davon der Rost $\frac{1}{57,9}$) wurde probeweise dreimal geheizt mit Rohren, die nach 21 monatlichem Betriebe 0,8–2,4 mm dick bekrustet waren und dann wieder dreimal, nachdem ganz neue Rohre eingezogen waren. Die Resultate waren die folgenden:

¹⁾ The Engineer 1901. July 19. Prof. L. P. Breckinridge.

	bekrustet	rein
Kohle verbraucht in 1 Stunde und qm Rost	271,5—287,7—283,9	293,0—294—293,5 kg
Wasser verdampft in 1 Stunde und qm Heizfläche	28,86—29,84—28,81	33,37—33,32—33,35 „
Wasser verdampft mit 1 kg Kohle	7,46—7,59—7,63	8,35—8,61—8,48 „

Dies entspricht einem Mehrverbrauch von 9,55 % Heizmaterial bei bekrusteten Rohren.

Nach Versuchen von Eberle¹⁾ vermindert die Bedeckung der wasserberührten Heizfläche mit teerigen Stoffen den Wärmeübergang mehr als Kesselstein von 5,5 m Dicke.

Findet die Heizung der Flüssigkeit durch Dampf statt, so wirkt die Bedeckung der Heizfläche mit Kesselstein sehr viel erschwerend für den Wärmedurchgang, weil der Dampf bei seiner viel niedrigeren Temperatur nicht, wie die Verbrennungsgase, die Fähigkeit besitzt, die berührte Metallwand hoch zu erwärmen und auf diese Weise durch Erhöhung des Temperaturunterschiedes zwischen beiden Seiten der wärmeübertragenden Wand die geringere Leitungsfähigkeit der Bedeckung auszugleichen.

Die Wärme, die ein heizender Stoff (Dampf, Gas, Flüssigkeit) durch eine ebene Metallwand und durch deren oft vorhandene Bedeckung mit Kesselstein (Inkrustation) an den zu heizenden Stoff (Gas, Flüssigkeit) abgeben soll, hat mehrere Widerstände zu überwinden, die nach dem Vorgange von E. Péclet berücksichtigt werden durch einen für jeden von ihnen angenommenen Koeffizienten (Festwert), der angibt, wieviel Wärmeeinheiten in einer Stunde durch 1 qm bei 1° C Temperaturunterschied hindurchgehen.

Es sei:

$\varepsilon = WE$, die vom heizenden Stoff in die Metallwand gehen,

λ = Wärme-Leitungszahl der Metallwand,

δ = Dicke der Metallwand in Metern,

$\alpha = WE$, die von der Metallwand in den Kesselstein, oder, wenn dieser nicht vorhanden, in die zu heizende Flüssigkeit treten,

λ_i = Wärme-Leitungszahl des Kesselsteins,

δ_i = Dicke des Kesselsteins in Metern,

$\eta = WE$, die vom Kesselstein an die Flüssigkeit abgegeben werden,

$k = WE$, die durch alle Hindernisse zusammengehen.

Dann sind die in einer Stunde für 1 qm bei $\delta + \delta_i$ m Dicke

¹⁾ Protokoll der 38. Delegierten- und Ingenieur-Versammlung des internationalen Verbandes der Dampfkessel-Überwachungs-Vereine 1908. S. 71.

und bei den an den verschiedenen Stellen herrschenden Temperaturunterschieden durch die Wand gehenden Wärmeeinheiten K die folgenden:

$$\begin{aligned}
 K &= \varepsilon (t_a - t_1) & K \frac{1}{\varepsilon} &= (t_a - t_1) \\
 K &= \frac{\lambda}{\delta} (t_1 - t_2) & K \frac{\delta}{\lambda} &= (t_1 - t_2) \\
 K &= \alpha (t_2 - t_3) & K \frac{1}{\alpha} &= (t_2 - t_3) \\
 K &= \frac{\lambda_i}{\delta_i} (t_3 - t_4) & K \frac{\delta_i}{\lambda_i} &= (t_3 - t_4) \\
 K &= \eta (t_4 - t_i) & K \frac{1}{\eta} &= (t_4 - t_i)
 \end{aligned}$$

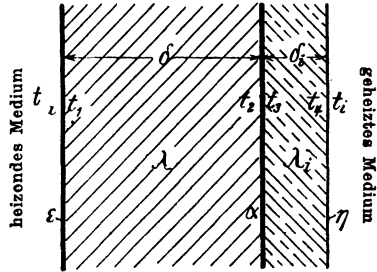


Abb. 12.

$$K \left(\frac{1}{\varepsilon} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha} + \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\eta} \right) = (t_a - t_i)$$

oder für 1° Temperaturunterschied, bei ebener Wand:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha} + \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\eta}} \dots \dots \dots (46)$$

Wenn kein Kesselstein vorhanden:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha}}$$

An der inneren Wand eines Rohrs¹⁾:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon r_a} + \frac{\ln \frac{r_a}{r_i}}{\lambda} + \frac{1}{\alpha r_i}}$$

Wird (wenn kein Kesselstein vorhanden) die Summe der reziproken Werte von ε und α mit $\frac{1}{k_0}$ bezeichnet, so ist

$$\frac{1}{k_0} = \frac{1}{\varepsilon} + \frac{1}{\alpha}$$

und

$$k = \frac{1}{\frac{1}{k_0} + \frac{\delta}{\lambda}}$$

¹⁾ R. Poensgen, Z. d. V. d. Ing. 1916. S. 27.

oder
$$k = \frac{k_0}{1 + k_0 \frac{\delta}{\lambda}} \dots \dots \dots (47)$$

und werden ferner für k_0 diejenigen Werte einsetzen, die als die annähernd richtigsten anzusehen sind, so kann man sich eine Vorstellung von dem Einfluß bilden, den die größere oder geringere Leitungsfähigkeit und die größere oder geringere Wandstärke der Heizfläche auf die Wärmeübergangszahl k ausübt.

Es soll k_0 nach Mollier (a. a. O.) zwischen 7000 und 3500 liegen.

Um eine Vorstellung zu schaffen von dem hindernden Einfluß, den hiernach die zunehmende Wandstärke der Heizfläche ausübt, sind zwei kleine Tabellen 12 und 13 berechnet. Die Beobachtungen der Praxis scheinen so große Unterschiede, wie diese Tabellen angeben, nicht ganz zu bestätigen.

Die Tabelle 12 gibt für die Metalle Kupfer, Zink, Eisen und Blei an, wie groß die Wärmeübergangszahl bei Wandstärken von 2 bis 10 mm ist, wenn sie bei 1 mm Wandstärke = 100 ist, und zwar für zwei Annahmen, nämlich:

1. wenn der Haupt-Koeffizient $k_0 = 7000$ und
2. wenn $k_0 = 2000$ angenommen wird.

Tabelle 12.

Wenn die Wärme-Übergangszahl k bei einer Wandstärke von 1 mm = 100 ist, so ist sie bei größeren Wandstärken von 2–10 mm bei Kupfer, Zink, Eisen, Blei gleich dem in den Spalten angegebenen.

Wandstärke	Kupfer		Zink		Eisen		Blei	
	$k_0 = 7000$	$k_0 = 2000$	$k_0 = 7000$	$k_0 = 2000$	$k_0 = 7000$	$k_0 = 2000$	$k_0 = 7000$	$k_0 = 2000$
1	100	100	100	100	100	100	100	100
2	99	99,6	96	98,1	93,5	98	89	94,8
3	98	98,9	90	96,5	87,8	96,0	81	89,4
4	97	98,4	84	95	81,8	93,6	74	83,5
5	96	97,0	80	97	78	90,5	68	80
6	96	96,5	76	92	74,1	87,4	63	75
7	95	96,2	73	90	71,5	85,4	59	72
8	94	94,5	69	88,6	67	82,1	55	69
9	93	94,8	66	87	64	80,1	52	66
10	92	94,3	64	86	61,5	78,5	49	65,6

In den Fällen der Praxis wird k_0 nicht immer 2000 erreichen, so daß der Einfluß der verschiedenen Leitungsfähigkeit der Metalle bei der meistens angewandten geringen Wandstärke fast immer noch kleiner sein wird, als es die Tabellen 12 und 13 zeigen.

Man erkennt aus der Tabelle 12, daß die Übergangszahl k mit zunehmender Wandstärke um so mehr sinkt, je schlechter die Leitungsfähigkeit des Metalls und je größer sie selbst ist.

Für Kupfer, bei Wandstärken, die 1—4 mm selten überschreiten, ist die Abnahme von k bei zunehmender Wandstärke sehr unbedeutend und kann fast vernachlässigt werden.

Bei Schmiedeeisen, das meistens eine etwas größere Stärke hat, übt die Dicke schon einen schädigenderen Einfluß aus, und für gußeiserne Heizflächen, die sehr oft mehr als 10 mm dick werden, können diese Stärken die Leistung schon sehr erheblich vermindern.

Für Blei, dessen Wandstärke meistens groß und dessen Leitung klein ist, nimmt die Leistung der Heizflächen mit der Dicke recht stark ab.

Die zweite kleine Tabelle 13 zeigt, wie groß die Übergangszahl bei eisernen und bleiernen Heizflächen ist, wenn sie gleiche Wandstärke wie kupferne haben, und wenn die Übergangszahl bei Kupfer = 100 gesetzt wird.

Tabelle 13.

Wenn die Wärme-Übergangszahl k für Kupfer von der Wandstärke $\delta = 1 - 10$ mm = 100 ist, so ist sie bei gleichen Wandstärken für Eisen und Blei gleich dem in den Spalten 3 und 4 angegebenen.

1 Wandstärke	2 Kupfer	3 Eisen		4 Blei	
		$k_0 = 7000$	$k_0 = 2000$	$k_0 = 7000$	$k_0 = 2000$
1	100	96	97	89	95
2	100	90	95	82	90
3	100	85	92	75	86
4	100	81	90	70	83
5	100	77	87	65	78
6	100	75	85	61	75
7	100	72	83	58	73
8	100	69	81	55	70
9	100	67	79	52	67
10	100	65	78	50	65

Man erkennt, daß Heizflächen aus Eisen und Blei schon bei gleichen Wandstärken nicht unbeträchtlich weniger leisten als kupferne; meistens ist aber auch die Wandstärke dieser Metalle noch größer als die der kupfernen Heizflächen.

Die Wärmeübergangszahlen ε und α sind von den Herren L. Holborn und W. Dittenberger²⁾ an einem Rotguß- (Messing?) Gefäß 81 mm Drm. 210 mm hoch, 20 mm dick und von L. Austin³⁾ an einem Eisengefäß 30 mm dick auf thermo-elektrischem Wege untersucht worden, indem heißes, mechanisch bewegtes Öl seine Wärme durch die Metallwand an Wasser von 20, 30, 50 und 100° abgab. Die Genannten beobachteten dabei einen Temperatursprung ($t_2 - t_1$) von der heizenden Metallwand zum Wasser, den sie bestimmten; aus ihren Angaben läßt sich auch der Temperatursprung $t_a - t_1$ vom heizenden Öl an die Metallwand feststellen. Unseres Erachtens zeigen diese Versuche, daß die Wärmeübertragung im höchsten Maße von dem Bewegungszustande der Flüssigkeiten abhängt, daß sie vom Metall an das Wasser die gleiche ist, wie umgekehrt vom Wasser an das Metall, daß der Wärmeübergang direkt proportional dem Temperatursprung ist, wenn das Wasser (siedend oder nicht siedend) dabei noch sehr stark bewegt wird, daß aber bei siedendem, nicht mechanisch bewegttem Wasser der Wärmeübergang mit steigender Temperatur steigt, wohl weil beim ungerührten Sieden die Geschwindigkeit, mit der sich das Wasser an der Wand vorbei bewegt, geringer ist, als bei heftiger mechanischer Bewegung. Offenbar steigt der Wärmeübergang direkt mit der Zahl der Moleküle, die in der Zeiteinheit die heizende Wand berühren (δ_i war = 0).

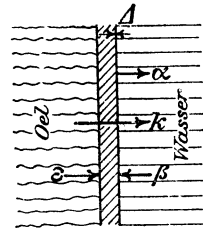


Abb. 13.

Der Temperatursprung ($t_a - t_1$) vom Öl zum Metall war für gleiche Wärmeübertragung sehr viel größer als zwischen Wasser und Öl, und diese wächst auch mit der Temperaturhöhe des Öls, wahrscheinlich weil heißeres Öl leichter beweglich ist.

Diesen Beobachtungen glauben wir folgende angenäherte Werte für die Wärmeübertragung für Quadratmeter, Stunde und 1° C

²⁾ Z. d. V. d. Ing. 1900. S. 1724.

³⁾ 1902. S. 1890. — Siehe auch Bayerischer Rev.-Verein 1907. S. 108 und Z. d. V. d. D. Z. I. 1904. S. 637.

Temperaturunterschied von Schmiedeeisenwand an Wasser entnehmen zu dürfen.

a) Von heißem Eisenblech an Wasser:

Wasser nicht siedend, heftig gerührt: siedend, heftig gerührt:

Wassertemperatur =	20°	30°	50°	100°
α =	4400	5000	6000 WE	6600 WE.

Wasser siedend, nicht gerührt:

bei Temp.-Unt.

zwischen Wasser

und Eisenwand ϑ =	0,62°	1,2°	2,54°	3,1°	3,94°	4,1°
α =	1600	2700	3500	3800	3900	4200 WE.

b) Von siedendem Wasser an Schmiedeeisen:

Wasser nicht bewegt:

Wasser heftig bewegt:

β = 2800 WE

β = 6700 WE

Temp.-Spg. Δ = 18,29 mm Eisenwand Δ = 7,52 mm Eisenwand.

Der Temperatursprung Δ vom Eisen zum Wasser ist bei gerührtem Wasser von

20—30—50—100° (siedend) etwa gleich dem einer
11,9—9,4—8,3—7,6 mm dicken Eisenwand.

Bei nicht gerührtem, nicht siedendem Wasser kann Δ bis zu dem einer 20 mm Eisenwand wachsen.

Die Wärmeübergangszahlen von Metall zur Inkrustation und von dieser an die Flüssigkeit (η) sind noch nicht erforscht, aber sie sind gewiß gering.

Anmerkung. Für die Wärmeübertragung von heftig bewegtem Öl an die 30 mm dicke Eisenwand (ε) und durch diese an das Wasser (k) lassen sich vielleicht die nachstehenden Zahlen aus den mitgeteilten Versuchen ziehen. Weil die Versuche aber nicht auf dieses Ziel gerichtet waren, sind die Zahlen für ε und k nicht alle in guter Übereinstimmung, geben aber doch eine Vorstellung von den Vorgängen.

Öl-Temp. °C	Wärmeübergang in WE pro 1 qm/Stunde und 1° Temp.-Unt. von heißem gerührtem Öl an Schmiedeeisenwand: α					von heißem gerührtem Öl durch 30 m dicke Schmiedeeisenwand in das Wasser: k				
	Wassertemperatur					Wassertemp. eratur				
	20°	30°	50°	100°	100°	20°	30°	50°	100°	100°
	heftig gerührt			gerührt	nicht gerührt	heftig gerührt			gerührt	nicht gerührt
80	90	—	—	—	—	88	100	—	—	—
90	100	—	—	—	—	92	110	—	—	—
100	125	125	—	—	—	116	120	—	—	—
110	150	150	—	—	—	135	130	—	—	—
120	175	185	230	200	90	150	140	—	170	70
130	168	165	250	225	120	160	155	170	200	95
140	—	187	220	230	140	—	170	180	230	110
150	—	215	250	250	147	—	200	200	240	130
160	—	—	280	330	170	—	—	210	245	140
170	—	—	290	330	180	—	—	220	275	145
180	—	280	—	—	185	—	—	—	290	150
190	—	—	—	340	190	—	—	—	300	155
200	—	—	—	400	200	—	—	—	310	200

Beobachtung. E. Heinrich (Stuttgart) (Z. 1914. S. 61) fand, daß für 1 qm, 1 St. 1° C etwa $\alpha = 40000$ WE von Dampf an die gußeiserne Zylinderwand gehen, wenn vorausgesetzt wird, daß der Übergang proportional sei des Temp.-Unt., — daß der Dampf trocken sei — keine Undichtigkeiten bei den Versuchen vorkamen, — daß die Oberflächentemp. der Wand als sinusförmige Schwingung um die Mitteltemp. verläuft. Siehe auch A. Bantlin (Z. 1899. S. 867), woselbst nach H. C. Callendar u. J. Th. Nicolson berichtet wird, daß p. 1 St., 1° C = 13000 WE in die Zylinderwand gehen, deren Temp. ist etwa das Mittel aus der höchsten und tiefsten des Dampfes.

Beobachtung. W. Nusselt (Z. 1914. S. 361, 414, 459) fand aus Versuchen und Rechnung, daß der Wärmeeintritt in die Innenfläche hohler gußeiserner Kugeln abhängig ist von der Zeit, wenn durch Explosionen das eingeschlossene Gas plötzlich hoch erwärmt wird. Der Wärmeübergang α findet immer am Anfang sehr schnell, dann viel langsamer statt. Es ist am Anfang f. 1 qm, 1 St., 1° C um so höher, je höher die absolute Temp. des Gases ist. Ist z. B. die absolute Anfangstemp. des Gases: 3141 — 2820 — 2413 — 2114 °C
so ist $\alpha = 370 \quad 970 \quad 155 \quad 130$ WE.

Ist die Gastemp. etwa 1700° und weniger, so nimmt α für alle Fälle mit sinkender Temp. den gleichen sinkenden Wert ab und ist

z. B. bei 1700 $\alpha = 53$, bei 15° $\alpha = 7$.

Die Wärmeleitungszahlen λ der Metalle sind von mehreren Forschern untersucht worden, jedoch weichen die von ihnen gefundenen Werte voneinander ab. Es scheint, als ob schon geringe Veränderungen der Zusammensetzung der Metalle (Unreinigkeiten) einen großen Einfluß auf ihre Wärmeleitung ausüben. Als Mittel vieler Beobachtungen dürfen folgende Werte für λ (Kalorien, die in 1 Stunde durch einen Metallklotz von 1 qm Querschnitt und 1000 mm Dicke bei 1° Temperatur-Unterschied gehen) gelten (Zeitschr. d. V. d. Ing. 1896. S. 46)¹⁾:

Aluminium	$\lambda = 125$
Blei	$\lambda = 28,44$
Chamottziegel	$\lambda = 1,075$
Erdboden ²⁾ , gewachsener unter Kühlkellern, wenn die Temperatur an Oberkante Grundwasser = 10° ist	$\lambda = 2,0$
Eisen	$\lambda = 53 (51-56)$
Gefrorenes Fleisch	$\lambda = 2,0$
Glas	$\lambda = 0,36-0,72$
Gummi	$\lambda = 0,137$
Hohlziegel (Dicke 38,46, Wandstärke 6,08, Stegdicke 4,90, Kanalbreite 45,11, Kanalhöhe 26,3)	
bei 15°	22,5°
$\lambda = 0,263$	0,278
	29°
	35,4°
	0,286
	0,305
Holz	$\lambda = 0,289-0,648$
Holz senkrecht zur Faser	$\lambda = 0,13 \div 0,18$
Kesselstein ³⁾	$\lambda = 1,1 \div 2,7$
Kupfer	$\lambda = 330$
Marmor	$\lambda = 0,296$
Öl	$\lambda = 0,10-0,119$
Papier	$\lambda = 0,112$
Rotguß	$\lambda = 60,84$
Stahl	$\lambda = 22,3 \div 40$
Wasser	$\lambda = 0,504 (0,432 \div 0,569)$

¹⁾ Siehe auch Tabelle 72.

²⁾ Dipl.-Ing. K. Hencky, Mitteil. a. d. Labor. f. techn. Physik d. k. techn. Hochschule München. Z. f. d. gesamte Kälteindustrie 1915. Heft 8 u. 9.

³⁾ W. E. Ernst, Kaiserl. Akad. d. Wissenschaften 1902, Band 62, Abt. IIa, Juli.

Ziegel¹⁾ handgeformt (1 cbm = 153 Kilo)

bei 15÷25° bei 25÷40°

λ = 0,33 0,34

maschinengeformt

bei 15° 40° 80°

λ = 0,44 0,46 0,48

Zink λ = 105

Zinn λ = 54

Die Wärmeleitzahl λ (St./m/°C) der Luft wird von Nusselt neuerdings nach der Gleichung:

$$\lambda = \frac{0,00167(1 + 0,000194 T) \sqrt{T}}{1 + \frac{117}{T}}$$

angegeben, wie folgt:

t = -173	-73	0	+27	77	127	177°
λ = 0,0078	0,0155	0,02036	0,0220	0,025	0,0278	0,0306
t = 227	277	327	377	527	427	477°
λ = 0,0332	0,0357	0,0383	0,0430	0,0566	0,0476	0,0521

Für überhitzten Wasserdampf gilt die Gleichung:

$$\lambda = 0,0192(1 + 0,0434 t)$$

(siehe auch Tabelle 34).

Die Bedingungen des Wärme-Austausches zwischen Gasen, Dämpfen und Flüssigkeiten durch metallene Wände sind noch nicht mit wünschenswerter Sicherheit durch genaue, in großem Maßstabe mit größeren Körpern ausgeführte Versuche und theoretische Betrachtungen für all die verschiedenen Fälle der Praxis aufgeklärt, obgleich in den letzten Jahren in den Laboratorien der technischen Hochschulen die theoretische Behandlung dieser Frage ungemein gefördert ist. Aber, wenn dies auch der Fall sein wird, so werden diese theoretischen Ergebnisse doch durch die in Wirklichkeit stets mehr oder weniger und veränderlich auftretenden Hindernisse für die Praxis nicht unmittelbar verwendbar sein können. So bleibt denn für den ausführenden Ingenieur bis auf weiteres nichts anderes übrig, als unter voller Würdigung der von den Forschern aus ihren Versuchen an meistens kleinen Versuchs-Apparaten abgeleiteten Regeln, Festwerten, Gesetzen doch auch die fremden und eigenen

¹⁾ Dr.-Ing. R. Poensgen, Gesundh.-Ing. 1915. Nr. 45. Siehe auch: W. Nusselt, Forschungsarbeiten 1909. Heft 63 u. 64. — Gröber, Z. d. V. d. Ing. 1910. S. 1319.

Wahrnehmungen und Beobachtungen zu berücksichtigen, die an zahlreichen größeren Apparaten in industriellen Betrieben gemacht wurden.

Wir werden sogleich versuchen, für die verschiedenen Fälle der Praxis solche Regeln für die Bestimmung der notwendigen Heiz- und Kühlflächen aufzustellen.

In allen Fällen ist es vorteilhaft, einen recht lebhaften Wechsel der Gase, Dämpfe und Flüssigkeiten an der Heizfläche hervorzurufen. Daher sind Wirbel und Änderungen der Strömungsrichtung der Wärmeübertragung günstig; je schneller die Flüssigkeiten und Gase durch die Rohre fließen, an Heizflächen vorbeigetrieben werden, desto lebhafter ist der Wärme-Austausch. Ein Dampf- oder Gasstrom, der in einem Kanal oder in einem Rohr mit gleichmäßigem Querschnitt schnell fließt, gibt schneller Wärme ab, als ein Dampfstrom, der an eine flache, breite Heizfläche geführt, sobald er diese berührt hat, sich nach allen Seiten auf ihr ausbreitet.

Da, wo die heißen Ströme die Heizflächen zuerst berühren, findet die stärkste Wärmeabgabe statt.

In langen Heizrohren und Kanälen sinken gegen das Ende hin Spannung und Temperatur der Dämpfe und Gase, daher denn ihre letzten Enden oft ziemlich wirkungslos werden. Je kürzer und enger ein Heizdampfrohr ist, um so wirkungsvoller ist seine Fläche.

Sehr gute Entlüftung und schnelle und vollkommene Entwässerung der Heizräume ist stets zu bewirken.

Auch der höhere oder niedrigere Siedepunkt mancher Flüssigkeiten ist zu berücksichtigen¹⁾.

Wenn nichtflüchtige Stoffe in nicht zu großer Menge in Wasser gelöst sind, so siedet die Lösung unter atmosphärischem Druck nicht bei 100°, sondern bei einer höheren Temperatur. Diese Siedepunktserhöhung ist im allgemeinen direkt proportional der Trockengehalt der Lösung derart, daß, wenn ein gewisses Gewicht des in 1000 g (1 kg) Wasser gelösten Stoffes den Siedepunkt um 1° C erhöht, das n-fache Gewicht des Stoffes in 1000 g Wasser ihn um n° C erhöht. Solche Proportionalität scheint bei allen Stoffen und allen Lösungsmitteln Geltung zu haben. Wenn z. B. 100 g

¹⁾ E. Altenkirch, Graphische Entwicklung der Heiz- und Kühlflächen. Z. f. d. z. Kälteind. 1914. S. 189.

Calciumnitrat in 1000 g Wasser gelöst den Siedepunkt von 100° auf 101° (also um 1°) erhöhen, so steigt dieser bei Lösung von 980 g Calciumnitrat in 1000 g Wasser auf 110° (um 10°).

Ist das Gelöste organischer Natur, oder eine Säure, so erhöht sich der Siedepunkt unter atmosphärischem Druck für je ein Mol¹⁾ des in 1000 g Wasser (1 Mol Wasser = 18 g, daher sind 1000 g Wasser = 55,5 Mol Wasser) Gelösten um $E = 0,516^\circ$. Ist die Siedepunktserhöhung A und n die Anzahl der in 1000 g gelösten Mole des Stoffes, so gilt das Gesetz:

$$A = n \cdot E \dots \dots \dots (46)$$

worin E eine für jedes Lösungsmittel andere aber für dieses konstante Zahl bedeutet. Sind z. B. 2 Mole eines organischen Stoffes oder einer Säure in 1000 g Wasser, deren $E = 0,516$ ist, gelöst, so ist die Siedepunktserhöhung $A = 2 \cdot E = 2 \cdot 0,516 = 1,032^\circ$.

Der konstante Faktor E hat für die folgenden Lösungsmittel die beigesetzten Werte: für Alkohol = 1,15, für Methylalkohol = 0,85, für Benzol = 2,7, für Äther = 2,1 usw.

Für in Wasser gelöste Salze gilt dieses Gesetz nicht mehr in der einfachen Form. Bei diesen steigt die Siedetemperatur meistens schneller; auch für sehr konzentrierte Lösungen gilt dies Gesetz wohl nicht mehr in ganzer Strenge. Eine kleine Zusammenstellung einiger Salzlösungen (nach Gerlach²⁾) wird das oben Gesagte verdeutlichen. Die Tabelle gibt an, wieviel Kilo des Salzes in 100 Kilo Wasser bei der angegebenen Temperatur unter atmosphärischem Druck gelöst sein können.

Die folgende kleine Aufstellung zeigt wieviel Kilo Salz (s) in 100 Kilo Wasser gelöst sind, wenn die Lösung p ‰ Salz enthält.

$p =$	5	10	15	20	25	30	35
$s =$	5,264	11,11	17,65	25	33,33	42,86	53,85
$p =$	40	45	50	55	60	65	70
$s =$	66,6	81,81	100	122,2	250	285,75	233
$p =$	75	80	85	90	95 ‰ Salz in der Lösung		
$s =$	300	400	566,6	900	1900 Kilo Salz in 100 Kilo Wasser.		

¹⁾ Ein Mol eines Stoffes bedeutet soviel Gramme davon, als das Molekulargewicht angibt, z. B. 1 Mol Calcium sind 39,15 g Calcium, 1 Mol Chlor sind 70,90 g Chlor.

²⁾ Dr. G. Th. Gerlach, Über Siedetemperaturen der Salzlösungen. — W. Ostwald, Lehrbuch der allgemeinen Chemie, Band I.

Tabelle 14.
Höchstes Salzgewicht in 100 Kilo Wasser bei den Siedetemperaturen der Spalte 1.

Siede- temperatur °C	Ammonium- chlorid NH ₄ Cl	Ammonium- nitrat NH ₄ NO ₃	Ammonium- sulfat (NH ₄) ₂ SO ₄	Calciumchlorid CaCl ₂	Calciumnitrat Ca(NO ₃) ₂	Kaliumacetat KCH ₃ COO	Kaliumcarbonat K ₂ CO ₃	Kaliumchlorid KCl	Kaliumnitrat KNO ₃	Magnesium- sulfat MgSO ₄	Magnesium- chlorid MgCl ₂	Natriumchlorid NaCl	Natriumnitrat NaNO ₃	Natriumsulfat Na ₂ SO ₄	Salmiak NH ₄ Cl	Chlorkal KClO ₃	
101	6,5	10	15,4	6	10	6	11,5	9,2	15,2	16,7	4,9	6,6	9	18	6,5	13,2	
102	12,8	20	30,1	11,5	20	12	22,5	16,7	31,6	29,5	9,2	12,4	18,5	33	12,8	27,8	
103	19,0	30	44,2	16,5	30	18	32	23,4	47,5	39,5	13,2	17,2	28	44,5	19	44,6	
104	24,7	41	58	21	40	24,5	40	29,9	64,5	47,7	16,7	21,5	38	46,7 (103,2°)	24,7	62,2	
105	29,7	52	71,8	25	50	31	47,7	36,2	82,0	54,6	19,9	25,5	48	—	29,7	—	
106	34,6	63	85,8	29	60	37,5	54,5	42,4	101,0	—	22,5	29,5	58	—	34,6	—	
107	39,6	74	99,1	32,5	70	44,0	61,0	48,4	120,5	—	25,0	33,5	68	—	39,6	—	
108	45,0	85	112,6	35,5	80	50,5	67,0	54,5	141,5	—	27,5	37,5 (103,3°)	78,5	—	45	—	
109	50,6	96	115,3 (103,2°)	38,5	89	57,0	73,0	—	164	—	29,9	—	89	—	50,6	—	
110	56,2	108	—	41,5	98	63,5	78,5	—	188,5	—	32,3	—	99,5	—	56,2	—	
111	1,9	120	—	—	106,5	70,0	83,5	—	215	—	34,6	—	110,5	—	61,9	—	
112	67,8	132	—	—	114,5	77,0	88,5	—	243	—	36,6	—	121,5	—	67,8	—	
113	74,2	145	—	—	122,5	84	93,5	—	274	—	38,4	—	133	—	74,2	—	
114	81,3	158	—	—	130,0	91	98,5	—	306	—	40,2	—	144,5	—	83,3	—	
115	—	172	—	—	137,5	98	108,5	—	338	—	41,8	—	156	—	87,1 (114,3°)	—	
—	—	1844 (170°)	—	—	432,5 (160°)	609 (160°)	181,5 (125°)	—	—	—	62,9 (130°)	—	—	222 (120°)	—	—	—

VIII. Von der Wärme-Übertragung des gesättigten Dampfes in Rohren (Schlangen), Doppelböden und Trommeln.

(Siehe auch Abschnitt XXI.)

A. Verdampfung und Erwärmung von Flüssigkeiten durch Heizrohre (Schlangen).

Nach der schönen Zusammenstellung von Mollier¹⁾ waren die bis dahin zuverlässigsten Angaben über die Wärmetübergangszahl k zwischen Dampf und Wasser die folgenden:

Bei nicht siedendem Wasser wächst nach Versuchen von Ser an einem horizontalen Rohr von 10 mm lichter Weite, 314 mm Länge, die Wärmeübertragung etwa mit der dritten Wurzel der Flüssigkeits-Geschwindigkeit v_f in m/sec.

Mollier bestimmte k_v aus den Untersuchungen Sers:

$$k_e = 3300 \sqrt[3]{v_f} \quad (48)$$

Aus zahlreichen Versuchen Joules an vertikalen Rohren von kleinem Durchmesser ergab sich:

$$k_e = 1750 \sqrt[3]{v_f} \quad (48a)$$

Nach Versuchen G. A. Hagemanns (Nogle Transmissions-Forsög) an einem außen geheizten lotrechten Rohr von 49 mm äußeren, 45 mm innerem Durchmesser und etwa 900 mm Länge, durch das Wasser mit verschiedener Geschwindigkeit strömte, nimmt bei nicht siedenden Flüssigkeiten die übertragene Wärmemenge außer mit der Flüssigkeits-Geschwindigkeit auch noch mit der Höhe der Temperatur-Region zu, in der sich der Vorgang der Wärme-Übertragung abspielt. Je höher die Temperatur des Heizdampfes t_d und je höher diejenige der Flüssigkeit t_{fa} und t_{fe} , desto mehr Wärme wird bei ganz dünnen Flüssigkeiten für Quadratmeter und 1^o in 1 Stunde übertragen. Nach Mollier läßt sich aus den Hagemannschen Versuchen k_v schreiben:

$$k_e = 50 + \left(1000 + 10 \left(t_d + \frac{t_{fa} + t_{fe}}{2} \right) \right) \sqrt{v_f} \quad (49)$$

¹⁾ Prof. Dr. R. Mollier, Z. d. V. d. Ing. 1897. Nr. 6 u. 7.

$t_d + \frac{t_{fa} + t_{fe}}{2} =$	100	120	140	160	180	200	220
v_f	k_ε	k_ε	k_ε	k_ε	k_ε	k_ε	k_ε
0,1	682	745	808	871	934	998	1061
0,2	944	1033	1122	1212	1301	1391	1480
0,3	1144	1253	1362	1472	1581	1691	1800
0,4	1314	1440	1566	1693	1819	1946	2072
0,5	1464	1605	1746	1888	2029	2171	2312
0,6	1610	1755	1910	2065	2220	2375	2530
0,8	1722	1889	2056	2223	2390	2558	2725
1,0	2050	2250	2450	2650	2850	3050	3250
2,0	2878	3152	3434	3716	3998	4280	4562

Die von Nichol über Versuche an einem messingenen Rohr von 20 mm lichter Weite mitgeteilten Zahlen, zeigen bei wagerechter Lage erheblich stärkere Wärme-Übertragung als bei lotrechter. In wagerechter Lage wurden etwa 1,5 mal soviel Kalorien übergeführt als in lotrechter, doch sind die von Nichol gefundenen Werte kleiner als bei Ser, der $k = 3300 \sqrt[3]{v_f}$ fand.

Es scheint einleuchtend, daß bei höheren Temperaturen eine etwas leichtere Beweglichkeit der Flüssigkeit, und hierdurch größere Temperatur-Unterschiede in ihren einzelnen Teilen eintreten können, welche Ursache denn wohl eine größere Bewegung an den Heizflächen bewirken wird (Konvektion). Daß die wagerechte Lage der Heizrohre einen fördernden Einfluß ausübt, kann wohl erklärt werden dadurch, daß in diesem Fall die erwärmten Flüssigkeitsteilchen sich von der Heizwand sofort entfernen und so anderen Teilen schnell Platz machen, während in oder um lotrechte Rohre viele Flüssigkeitsteile, emporsteigend, mit der Wand länger in Berührung bleiben.

Für den Wärme-Übergang von gesättigtem Dampf an siedendes Wasser werden an dem genannten Orte noch Versuche von C. Long, J. B. Morison, Gebrüder Sulzer angeführt, doch scheinen die Ergebnisse der gewiß sorgfältig ausgeführten Versuche nicht gut unter einem Gesichtspunkte vereinigt werden zu können.

Wenn wir aber die oben angeführten Versuche sowie diejenigen von Jelinek¹⁾ und eine ziemliche Anzahl eigener Beobachtungen

¹⁾ Z. d. V. für Rübenzucker-Industrie 1894. Dezember.

zusammen überblicken, so scheint es, daß durch die empirische Gleichung:

$$k_v = \frac{1900}{\sqrt{d \cdot l}} \quad (50)$$

die Wärme-Übertragung für 1 St., 1 qm, 1° C zwischem Dampf und siedendem Wasser, soweit es sich um kupferne zylindrische Rohre mit innerem Dampf handelt, am genauesten ausgedrückt wird, wenn von der Berücksichtigung all der so sehr verschiedenen und nicht immer erkennbaren Einfluß übenden Umstände, zuliebe einer sehr einfachen Formel, abgesehen wird.

Wir sind, bei aller Achtung vor so sorgfältigen Forschern wie Joule und Ser doch der Ansicht, daß aus so kleinen Apparaten, wie die waren, mit denen jene arbeiteten, sich sichere Schlüsse auf das Verhalten von Dampf und Flüssigkeit in den so sehr viel größeren Verhältnissen der Industrie nicht ziehen lassen.

Sicher und unzweifelhaft lehrt die Beobachtung, daß Spannung und Temperatur des Heizdampfes am Ende eines längeren von stark siedendem Wasser umgebenen Rohrs erheblich geringer sind, als am Anfang. Ganz sicher übt diejenige Heizfläche oder derjenige Teil der Heizfläche die größte Wärme-Übertragung aus, der von den meisten, schnell sie berührenden Dampf-Molekülen getroffen wird. Gleichsam ruhender Dampf gibt am wenigsten Wärme ab.

Dampf, der in einem größeren Heizraum geblasen wird, muß sich dort gleich nach dem Eintritt nach allen Seiten ausbreitet, kann nicht in regelmäßiger Weise die Heizfläche bestreichen, und gibt daher seine Wärme langsamer ab.

Ob die größere oder geringere Dampfspannung einen Einfluß und welchen auf die Wärmeabgabe ausübt, ist noch nicht aufgeklärt, doch spricht manches dafür, daß der Wärmeübergang mit steigender Spannung wächst.

Die Wirkung zu untersuchen, die die einander nähergerückten Moleküle und das größere Gewicht der Volumeneinheit einerseits, die geringere latente Wärme andererseits, dann die mit der Temperatur veränderliche Wärmeleitung verschieden gespannter Dämpfe auf den Wärmeübergang ausüben, ferner ob Dämpfe verschiedener Flüssigkeiten sich auch hierbei ungleich verhalten, sind dankbare Aufgaben, deren Lösung wie im folgenden gezeigt wird, schon von manchen Seiten begonnen ist. Dabei werden von den Forschern natürlich zunächst die Teil-Übergangszahlen α (nicht k) gesucht.

Ehe diese vielfältigen, Zeit, Mühe und Kosten verschlingenden Untersuchungen alle durchgeführt sind, müssen wir uns noch zum Teil recht empirisch behelfen.

Nach unserer Meinung lehrt die Beobachtung, daß die Wärme-Übertragung zunimmt mit abnehmendem Durchmesser und mit abnehmender Länge der Rohre, so zwar, daß sie ungefähr umgekehrt proportional ist der Wurzel aus diesen beiden Maßen. Je kleiner der Durchmesser der Heizrohre ist, um so mehr Moleküle von denen, die das Heizrohr durchheilen, kommen in Berührung mit der Wand. Da die größte Wärmemenge vom Dampf am Anfang abgegeben wird, so wird jedes Rohr gegen das Ende hin sehr viel wirkungsloser.

Wir betrachten die Gleichung:

$$k_v = \frac{1900}{\sqrt{d \cdot l}} \quad \dots \quad (50)$$

keineswegs als der Weisheit letzten Schluß, sie ist begrenzt und nicht genau; es scheint, als ob die zunehmende Länge der Heizrohre die Wärme-Übertragung etwas weniger als mit der einfachen Wurzel vermindere. Für sehr kurze und sehr lange Rohre ist die Gleichung untauglich, aber der Mangel an hinreichend genauen Versuchs-Ergebnissen erlaubt nicht, eine andere an ihre Stelle zu setzen, und so mag sie noch bis auf weiteres gelten.

Zum Vergleich mit dieser Formel mögen einige öffentlich zugängliche Versuchs-Ergebnisse hier folgen:

Jelinek: Kupferrohr l . W. = 10, Länge = 12000, beobachtet $k_v = 4494$

$$\text{berechnet: } k_v = \frac{1900}{\sqrt{0,016 \cdot 12}} = 4309.$$

Jelinek: dito l . W. = 10, Länge = 8200, beobachtet $k_v = 5890$

$$\text{berechnet: } k_v = \frac{1900}{\sqrt{0,01 \cdot 8,2}} = 6643.$$

Hier ist vom Versuchenden der Temperatur-Unterschied als arithmetisches Mittel der Anfangs- und Enddampf-temperatur angenommen, während sie hätte nach dem im Abschnitt I Gesagten gewählt werden sollen; dann ist sie kleiner, und es würde $k_v = 6750$ erscheinen (statt 5890).

Jelinek: dito l. W. = 16, Länge = 3000, beobachtet
 $k_v = 8680$

$$\text{berechnet: } k_v = \frac{1900}{\sqrt{0,016 \cdot 3}} = 8675.$$

Sulzer: dito l. W. = 100, Länge = 3000, beobachtet
 $k_v = 3400$

$$\text{berechnet: } k_v = \frac{1900}{\sqrt{0,100 \cdot 3}} = 3480.$$

C. Long: dito l. W. = 31,4, Länge = 2500, beobachtet
 $k_v = 6500$

$$\text{berechnet: } k_v = \frac{1900}{\sqrt{0,0314 \cdot 2,5}} = 6840.$$

Beobachtung. (Wochenschr. f. Brauereien 1902 Nr. 36.) Kupfernes Heizrohr l. W. = 122, Länge = 6900 + 2 Enden: l. W. = 22, Länge = 1000 und l. W. = 40, Länge = 3275 (3,32 qm ä. Heizfl.) beobachtet: = k_v 1901

$$\text{berechnet: } k_v = \frac{1900}{\sqrt{0,122 \cdot 6,9 + 0,022 \cdot 1 + 0,040 \cdot 3,275}} = 1900.$$

Beobachtung. Kupferrohre mit Bleiumhüllung 30; — 44_a sollen mit $\vartheta_m = 40^\circ$ Temperaturunterschied verdampfen bei:

3 qm äußerer Heizfläche 120 Liter Wasser p. 1 qm/1 Std.

d. i.: $k = 1620$, berechnet nach Gl 50: $k = 1950$ (für reines Kupfer).

2,4 qm äußerer Heizfläche 133 Liter Wasser p. 1 qm/1 Std.

d. i.: $k = 1800$, berechnet: $k = 2174$

1,86 qm äußerer Heizfläche 155 Liter Wasser p. 1 qm/1 Std.

d. i.: $k = 2092$, berechnet: $k = 2470$.

Beobachtung. 5 Kupferrohre von je: 80 × 86 Drm., 4983 Länge + 1 Gußkörper 350 Drm., 580 hoch mit zusammen $H = 7,28$ qm Heizfl. mit Dampf von 132° geheizt, übertragen in 2 Std. 1147312 WE an siedendes Wasser. — Kondenswasser 119° , mittlere Temp.-Unt. $\vartheta_m = 25,5^\circ$. Das beobachtete k_v ist also $k_v = \frac{1147312}{2 \cdot 7,28 \cdot 25,5} = 3090$ WE. Nach der empirischen Formel 51 ist das berechnete $k_v = 2955$ WE (Wochenschr. f. Brauerei 1905 Nr. 1).

Beobachtung. In der Ortschaft Larderello bei Volterra in Italien tritt aus Erdbohrlöchern Wasserdampf von etwa 3,5 Atm., der mit 4÷5 % unverdichtbaren Gasen, erdigen Bestandteilen, Borsäure etc. gemischt ist. Um daraus für Motorbetrieb geeigneten reinen Dampf zu gewinnen, werden zylindrische, geneigt liegende Rohrkessel (Rohre 30—3000 mm lang) verwendet, die mit 1 qm in 1 Stunde etwa 25 Kilo Dampf von 3 Atm. liefern. Der Erd-Heizdampf strömt um, das Wasser durch die Rohre bei lebhaftem Umlauf. (Prometheus. 10. X. 14. Nr. 1302.)

In der Tabelle 15 sind die mit der Gleichung (50) ausgerechneten Wärmeübergangszahlen zwischen Dampf und siedendem

Wasser für Kupferrohre von 15÷150 mm lichte Weite und 1÷30-m Länge zusammengestellt, aber diese Werte für k_v gelten nur für Wasserverdampfung, nicht für etwa anders geardete oder dickere Flüssigkeiten. Je dicker die zu verdampfende Flüssigkeit wird, um so geringer wird der Einfluß der Form und Art der Heizfläche auf die Leistung.

Man darf annehmen, daß der Koeffizient (der Festwert) k_v für schmiedeeiserne Rohre etwa 0,75, für gußeiserne Rohre etwa 0,5 und für bleierne Rohre etwa 0,45 desjenigen für Kupfer beträgt, in welchen Werten die bei diesen Metallen stets größere Wandstärke berücksichtigt ist.

Für die Anwendung in der Praxis darf man die so gefundenen Werte von k_v nur etwa mit $\frac{2}{3}$ in Rechnung stellen.

Wenn nicht reines Wasser allein, sondern dünne Laugen mit einem Gehalt von 10—25 % an festen Stoffen zu verdampfen sind, so sinkt die Wärmeübergangszahl in den meisten Fällen um 20—30 %.

Tabelle 15.

Der Wärmeübergangszahl k_v für 1 St. 1^o. 1 qm (zwischen gespanntem Dampf und siedendem Wasser) für kupferne Heizschlangen von 10÷150 mm lichte Weite und 1÷31 m Länge. (Formel 50.)

Lichte Weite des Rohres in mm d	Länge des Rohres l in m							
	2	4	6	8	10	15	20	30
	Wärmeübergangszahl k_v für kupferne, innen geheizte Dampfrohre							
15	11000	7713	6333	5495	4910	3950	3408	2833
20	9500	6730	5490	4750	4220	3408	3007	2455
25	8520	6012	4910	4250	3800	3100	2687	2190
30	7714	5490	4510	3875	3408	2835	2455	2004
35	7272	4900	3900	3500	3200	2640	2270	1850
40	6730	4750	3875	3363	3007	2455	2110	1743
45	6333	4510	3600	3165	2835	2300	2004	1610
50	6012	4253	3408	3007	2687	2190	1900	1558
60	5490	3875	3170	2740	2455	2004	1743	1415
70	5080	3600	2930	2540	2270	1890	1610	1310
80	4750	3363	2740	2375	2125	1711	1490	1225
90	4510	3170	2580	2245	2004	1610	1410	1157
100	4290	3007	2455	2135	1900	1558	1364	1100
125	3800	2687	2191	1820	1700	1390	1202	982
150	3408	2455	2004	1743	1555	1266	1100	905

Für dicke, breiige oder schwerflüssige, ölige, zähe oder mit Kristallen stark vermischte Flüssigkeiten kann der Wert von k_v noch viel kleiner werden. Es bleibt dann nur noch ein geringer Einfluß der Abmessungen der Heizrohre erkennbar, und für diese Fälle darf man

k_v nur etwa = $650 \div 750$ für lange Heizschlangen,
 k_v „ „ = $800 \div 900$ „ kurze „
 k_v „ „ = 1000 „ dünne Heizrohre (Dampfrohre)
 k_v „ „ = $600 \div 700$ für vertikale Rohrsysteme (außen Dampf)
 in der Praxis annehmen.

Die Wandstärke für Kupferrohre ist in der Tabelle 15 etwa 2 mm angenommen.

Für schmiedeeiserne Rohre ca. 3,5—4 dick ist der Festwert $k_v = 0,75$ desjenigen für Kupfer.

Für gußeiserne Rohre ca. 10 dick ist der Festwert $k_v = 0,60$ desjenigen für Kupfer.

Für bleierne Rohre ca. 10 dick ist der Festwert $k_v = 0,5$ desjenigen für Kupfer.

Für die Bestimmung der Größe der Heizfläche von Apparaten zur Wasserverdampfung darf man den Koeffizienten k_v nur etwa $2/3$ so groß, wie oben angegeben, annehmen, d. h. also

für Kupferrohre	0,66	der Tabellen-Zahlen
„ schmiedeeiserne Rohre	0,50	„ „ „
„ gußeiserne	0,40	„ „ „
„ Bleirohre	0,333	„ „ „

Für Flüssigkeiten, welche 10—25 % feste Stoffe gelöst enthalten, sind die Festwerte k_v nur etwa $3/4$ so groß wie die soeben genannten, d. h.

für Kupferrohre	0,5	der Tabellen-Zahlen
„ schmiedeeiserne Rohre	0,4	„ „ „
„ gußeiserne	0,3	„ „ „
„ Bleirohre	0,25	„ „ „

Nun kann man die Gleichung (50) etwas umformen. Wenn man Zähler und Nenner mit $\sqrt{\pi}$ multipliziert, wird der unter dem

Wurzelzeichen stehende Wert gleich der Heizfläche H_v und so entsteht:

$$k_v = \frac{1900 \sqrt{\pi}}{\sqrt{d \cdot l} \sqrt{\pi}} = \frac{1900 \sqrt{\pi}}{\sqrt{d \cdot \pi \cdot l}} = \frac{1900 \cdot 1,772}{\sqrt{H_v}} = \frac{3367}{\sqrt{H_v}} \quad (51)$$

Setzen wir diese Werte von k_v in die Gleichung für die gesamte Wärme-Übertragung der Fläche H_v

$$C = H_v \cdot \mathfrak{S}_m \cdot k_v,$$

so kommt man zu der Gleichung:

$$C = 3367 \cdot \mathfrak{S}_m \sqrt{H_v} \quad (52)$$

die dann ausdrücken würde, daß die von der Fläche H_v in der Zeiteinheit übertragene Wärme proportional der Wurzel aus dieser Fläche sei.

Wie wir schon oben sagten, halten wir diese Gleichung nicht für stets gültig, sondern sind vielmehr der Meinung, daß die Leistung größerer Heizflächen etwas kleiner, kleinerer Heizflächen größer sei, als die Gleichung angibt. Allein, man erzielt mit ihr Ergebnisse, die von allen uns bekannten am besten mit der Wirklichkeit übereinstimmen.

Unter Berücksichtigung der Leistungs-Verminderung durch Inkrustationen, ungenügende Entlüftung etc. wählen wir für die Berechnung der wirklichen Heizflächen die Gleichungen:

$$C = 2200 \mathfrak{S}_m \sqrt{H_v} \quad (53)$$

$$\text{oder} \quad H_v = \left(\frac{C}{1900 \cdot \mathfrak{S}_m} \right)^2 \quad (54)$$

die man mit einigem Vertrauen für kupferne Heizrohre zur Wasserverdampfung verwenden kann.

Mit ihrer Hilfe ist die Tabelle 16 berechnet worden, die nun angibt, wieviel kg Wasser kupferne Rohre von 10–150 mm Durchmesser auf 2–40 m Länge bei 1° Temperatur-Unterschied zwischen Dampf und siedendem Wasser in 1 Stunde verdampfen, und sie soll dazu dienen, im vorkommenden Fall schnell die richtigen Abmessungen der Heizrohre zu finden.

Bei hinreichend kurzen Rohren ist der zu erwartende wirkliche Temperatur-Unterschied \mathfrak{S}_m nur um etwa 10% geringer als der rechnungsmäßige.

Ist nicht Wasser, sondern eine dünne Lauge von 10–25% Trockengehalt zu verdampfen, so leisten kupferne Schlangen etwa

0,75, schmiedeeiserne Schlangen etwa 0,6, gußeiserne etwa 0,4, bleierne etwa 0,333 von den Angaben der Tabelle 16.

Bei zähflüssigen, dicken, kristallischen Flüssigkeiten mit sehr wenig Wassergehalt ist der stündliche Wärmeübergang durch Heizschlangen noch geringer, nämlich für Kupfer etwa 0,5, Schmiedeeisen etwa 0,40, Gußeisen etwa 0,25 und Blei etwa 0,225 der in der Tabelle 15 angeführten Kalorien.

Kesseldampf von 3—4 Atmosphären verdampft erfahrungsmäßig an der Atmosphäre mit engen, nicht zu langen kupfernen Schlangen für 1 Stunde und 1 qm etwa 100 Liter Wasser. Bei sehr kleinen Heizflächen mehr (bis zu 130 Liter), bei größeren weniger.

Man erwärmt mit 1 qm Heizschlange bei 3—4 Atmosphären in 1 Stunde etwa 800 bis 1200 Liter Wasser von 10 auf 100°, wenn das Wasser nicht besonders bewegt wird, doch ist die Leistung der Heizfläche sehr verschieden und abhängig von der Dampfgeschwindigkeit. (Siehe Abschnitt XXI.)

B. Die Abmessungen der Dampfrohre (Schlangen).

Es ist für die volle Wirkung der Rohrheizfläche keineswegs gleichgültig, in welchem Verhältnis ihr Durchmesser zur Länge steht.

In sehr langen Rohren, in die der Dampf mit großer Geschwindigkeit eintritt, verliert er gegen das Ende hin sehr an Spannung, und damit sinkt der nutzbare Temperatur-Unterschied ungemein.

Bei größerer Dampf-Eintritts-Geschwindigkeit ist allerdings die Wärme-Übergangszahl größer, als wenn jene kleiner ist, aber die im ersten Fall schnell sinkende Dampfspannung und Temperatur vermindern so sehr den Temperatur-Unterschied, daß die ganze übertragene Wärme bei übermäßiger Eintritts-Geschwindigkeit des Dampfes doch geringer ist, als wenn er bis ans Rohrende seine volle Spannung behält.

Die Beziehung zwischen Rohr-Durchmesser und -Länge, Dampf-Geschwindigkeit und -Spannung kann man sich folgendermaßen aufklären:

Die durch die Wand eines Heizrohres in das umgebende siedende Wasser tretende Wärme ist gleich der durch die Verflüssigung des eingeführten Heißdampfes frei werdenden. Hieraus ergibt sich die Gleichung:

Tabelle 16. (Gleichung 56.)

Heizfläche (qm) und stündlich Wasserverdampfung (W), kupferner Heizrohre

Rohrlänge in m		Lichte Weite des Verdampfungsrohres in mm																								
		10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	125	150													
		2	qm	0,08	0,14	0,21	0,27	0,34	0,40	0,46	0,53	0,59	0,65	0,82	0,98	w	1,12	1,48	1,83	2,07	2,32	2,52	2,71	2,91	3,07	3,20
3	qm	0,12	0,21	0,31	0,41	0,50	0,60	0,69	0,80	0,89	0,99	1,22	1,47	w	1,36	1,83	2,22	2,56	2,83	3,09	3,32	3,56	3,77	3,97	4,40	4,84
4	qm	0,16	0,28	0,42	0,54	0,68	0,80	0,92	1,06	1,18	1,30	1,64	1,96	w	1,60	2,11	2,58	2,93	3,29	3,57	3,84	4,09	4,32	4,53	4,96	5,60
5	qm	—	0,36	0,51	0,68	0,85	1,00	1,16	1,34	1,49	1,65	2,04	2,46	w	—	2,40	2,85	3,29	3,68	4,00	4,33	4,60	4,88	5,12	5,71	6,26
6	qm	—	0,43	0,62	0,81	1,01	1,21	1,39	1,60	1,78	1,97	2,45	2,94	w	—	2,62	3,12	3,60	4,00	4,40	4,71	5,04	5,32	5,60	6,26	6,85
7	qm	—	0,49	0,73	0,95	1,18	1,40	1,61	1,86	2,07	2,29	2,86	3,43	w	—	2,80	3,41	3,89	4,32	4,72	5,08	5,45	5,75	6,09	6,76	7,40
8	qm	—	0,56	0,84	1,08	1,36	1,60	1,84	2,12	2,36	2,60	3,28	3,92	w	—	2,98	3,66	4,16	4,64	5,04	5,41	5,84	6,13	6,46	7,24	7,90
9	qm	—	—	0,93	1,22	1,53	1,81	2,09	2,41	2,69	2,97	3,68	4,41	w	—	—	3,75	4,41	4,92	5,38	5,78	6,20	6,56	6,89	7,65	8,43
10	qm	—	—	1,03	1,35	1,69	2,01	2,32	2,67	2,98	3,29	4,08	4,90	w	—	—	4,04	4,64	5,20	6,02	6,08	6,52	6,90	7,24	8,08	8,85
11	qm	—	—	1,13	1,48	1,86	2,21	2,55	2,94	3,27	3,61	4,48	5,39	w	—	—	4,24	4,84	5,45	6,04	6,38	6,84	7,25	7,60	8,46	9,28
12	qm	—	—	1,24	1,62	2,03	2,41	2,78	3,20	3,57	3,94	4,90	5,88	w	—	—	4,44	5,08	5,68	6,20	6,66	7,06	7,55	7,93	8,85	9,69
13	qm	—	—	1,35	1,76	2,19	2,61	3,00	3,46	3,85	4,26	5,31	6,37	w	—	—	4,64	5,28	5,92	6,46	6,92	7,44	7,84	8,15	9,20	10,09
14	qm	—	—	1,46	1,90	2,36	2,80	3,22	3,72	4,14	4,58	5,72	6,86	w	—	—	4,80	5,39	6,12	6,69	7,07	7,71	8,13	8,49	9,56	10,48
15	qm	—	—	1,53	2,03	2,55	3,00	3,48	4,02	4,47	4,95	6,12	7,38	w	—	—	4,93	5,68	6,38	6,92	7,45	8,00	8,45	8,86	9,89	10,86
16	qm	—	—	—	2,16	2,72	3,20	3,68	4,24	4,72	5,20	6,56	7,84	w	—	—	—	5,88	6,58	7,30	7,67	8,23	8,63	9,14	10,24	11,20
17	qm	—	—	—	—	2,89	3,41	3,93	4,53	5,05	5,57	6,96	8,35	w	—	—	—	—	6,80	7,38	7,93	8,48	8,98	9,44	10,55	11,55
18	qm	—	—	—	—	3,06	3,62	4,18	4,82	5,33	5,94	7,36	8,82	w	—	—	—	—	6,99	7,60	8,17	8,78	9,28	9,74	10,85	11,88
19	qm	—	—	—	—	3,22	3,82	4,41	5,08	5,67	6,26	7,76	9,31	w	—	—	—	—	7,17	7,80	8,40	9,01	9,52	10,00	11,14	12,20
20	qm	—	—	—	—	3,38	4,02	4,64	5,34	5,96	6,58	8,16	9,80	w	—	—	—	—	7,35	8,01	8,60	9,24	9,76	10,32	11,40	12,52
21	qm	—	—	—	—	—	4,32	4,87	5,61	6,25	7,00	8,56	10,29	w	—	—	—	—	—	8,31	8,80	9,47	10,00	10,58	11,70	12,84

$$2200 \vartheta_m \sqrt{d \cdot \pi \cdot l} = \frac{d^2 \pi}{4} v_d 3600 \cdot c \cdot \gamma \dots (55)$$

in der d den Rohrdurchmesser, l die Rohrlänge, v_d die Dampfgeschwindigkeit beim Eintritt in das Rohr (alles in m), c die Verdampfungswärme von 1 kg Dampf, γ das Gewicht von 1 cbm Dampf, ϑ_m den Temperatur-Unterschied bedeuten.

Aus der etwas umgestalteten Gleichung (55) folgt dann das Verhältnis der Rohrlänge zum Rohrdurchmesser:

$$\sqrt{\frac{l}{d}} = \frac{v_d \cdot 3600 \cdot c \cdot \gamma \cdot d \sqrt{\pi}}{4 \cdot 2200 \cdot \vartheta_m} = 0,725 \frac{v_d \cdot c \cdot \gamma \cdot d}{\vartheta_m} \dots (56)$$

Als Heizfläche hätte hier die äußere Oberfläche der Robre (Schlangen) gelten sollen, aber in der Gleichung (56) ist, um zu handlichen Formeln zu gelangen, ihre Wandstärke vernachlässigt, und der innere Rohrdurchmesser gleich dem äußeren gesetzt worden. Diese Ungenauigkeit ergibt die berechneten Rohrlängen etwa 10 % zu groß, was man bei Benutzung der Gleichung (56) berücksichtigen kann.

Die Dampf-Eintritts-Geschwindigkeit ist das Produkt der Rohr-Abmessungen, des Temperatur-Unterschiedes und des Spannungs-Abfalles im Rohr, und da der letztere nicht wohl berechnet werden kann, auch nicht mit Hilfe der Gleichung im Abschnitt XVII A, die nicht für den Fall vollkommener Verdichtung gilt, so ist aus der Gleichung (56) nicht das zulässige Verhältnis $\frac{l}{d}$ mit Sicherheit zu finden. Man muß sich vorläufig damit begnügen, die größte zulässige Rohrlänge nach Erfahrungs-Ergebnissen anzunehmen.

Je geringer die Dampfspannung, und je größer der Temperatur-Unterschied zwischen Dampf und siedender Flüssigkeit ist, um so kürzer muß das Rohr sein. Für Temperatur-Unterschiede von 30 bis 40° mögen die folgenden Verhältnisse von $\frac{l}{d}$ etwa die passenden sein. Absolute Dampfspannung (Atm.)

	5	4	3	2	1,50	1,25	0,834	0,446
$\frac{l}{d} =$	275	250	225	200	175	150	125	100

Für einen anderen Temperatur-Unterschied ϑ_m ist dann das größte Verhältnis $\frac{l_1}{d_1}$:

$$\frac{l_1}{d_1} = \frac{6 \cdot l}{\sqrt{g_m \cdot d}}$$

Zur Bequemlichkeit für Ausrechnungen mag noch angegeben werden, daß für die oben genannten Dampfspannungen der Werte von $0,725 \cdot c \cdot \gamma$ ist =

$$997 - 817 - 631 - 438 - 340 - 288 - 203 - 116.$$

Damit der zur Verfügung stehende Dampfdruck, und folglich seine höchste Temperatur nun aber auch im Heizrohre zur Wirkung komme, darf der Dampf beim Eintritt nicht gedrosselt werden. Es empfiehlt sich, die Dampf-Eingangs-Ventile etwas reichlich zu bemessen.

Will man, daß in den Heizschlangen die verfügbare Dampf-Spannung möglichst ganz auftrete, so mag die Dampf-Geschwindigkeit beim Eintritt etwa 30 m betragen. Ist dagegen ein gewisser Spannungs-Abfall von der Dampfzuleitung zum Heizrohr zulässig, so mag eine Dampf-Eintritts-Geschwindigkeit von $50 \div 60$ m angenommen werden.

Dies letztere ist regelmäßig der Fall, wenn eine höhere Dampfspannung zur Verfügung steht als in der Schlange herrschen soll.

Die Tabelle 17 wird bei der Wahl der Dampfventile hilfreich sein können; sie gibt das Dampfgewicht verschiedener Spannungen, das stündlich durch Ventile von $10 \div 350$ mm Durchmesser bei 30 m Geschwindigkeit strömt. Für größere oder geringere Geschwindigkeit ist natürlich das durchströmende Dampf-Gewicht proportional größer oder kleiner.

Beispiel. Es sind die Abmessungen der Dampfschlangen zu bestimmen, mit denen in 1 Stunde 300 kg Wasser — 300 kg Alkohol-Wasser von 50% (Gewicht) — 300 kg Äther verdampft werden können, wenn die zur Verfügung stehende Dampfspannung einmal 4 Atm. abs., ein anderes Mal 1,25 Atm. abs. beträgt.

Die Verdampfungs-Wärme von 1 kg Alkohol-Wasserdampf von 50 Gew.-% ist = 375 WE, d. h. so groß wie für $\frac{375}{540} = 0,7$ kg Wasserdampf — — 300 kg Alkohol-Wasserdampf sind also in bezug auf den Wärme-Verbrauch gleichwertig mit 210 kg Wasserdampf.

Die Verdampfungs-Wärme von 1 kg Äther ist = 97 WE — 300 kg Äther stellen also im vorliegenden Falle dar:

$$\frac{97}{540} 300 = 54 \text{ kg Wasserdampf.}$$

Es sind zu verdampfen			
	300 kg Wasser	300 kg Alkohol-Wasser	300 kg Äther
oder	300 „ „	210 „ Wasser	54 „ Wasser
Die Siede-			
Temp. ist:	100°	92,5°	37°

a) Für Heißdampf von 3 Atm. (4 Atm. absolut) = 144°
ist also der
Temp.-Unt. = 44° 51,5° 107°

Wir nehmen aber an, daß in Wirklichkeit der Temperatur-Unterschied etwa 10% geringer sei,
d. h.: 40° 46° 96°

Für 1° Temperatur-Unterschied müßte das Heizrohr also verdampfen:
 $\frac{300}{40} = 7,5 \text{ kg}$ $\frac{210}{46} = 4,56 \text{ kg}$ $\frac{54}{96} = 0,566 \text{ kg Wasser.}$

Aus der Tabelle 16 finden wir dann, daß hierzu erforderlich ist:			
entw. 1 Rohr:	60 Drm. 18 m	—40 Drm. 10 m	—10 Drm. 0,6 m
	= 3,62 qm	= 1,35 qm	= 0,025 qm
oder 2 „	40 Drm. 7 m	—25 Drm. 4 m	—
	= 1,92 qm	= 0,72 qm	—
„ 3 „	30 Drm. 4 m	—	—
	= 1,29 qm	—	—

b) Für Heißdampf von 0,25 Atm. (1,25 Atm. absolut) = 106,88°
ist der Temp.-Unterschied = 6,38° 13,88° 69,38°

Tabelle 17.

Dampfgewicht, welches bei $v_d = 30 \text{ m}$ Geschwindigkeit und
10÷350 mm Drm. ohne wesent-

Dampf- Spannung Atm. abs.	Dampf- Tempe- ratur ° C	Durchmesser des Dampf-										
		10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60
		Stündlich eintretendes Dampf-										
1,00	100	5	12	20	32	46	63	82	103	126	154	184
1,25	106	6,3	14,3	25	40	57	78	101	132	158	191	227
1,50	112	7,5	17	30	47	68	92	120	164	188	227	270
2	121	10	23	39	63	88	120	157	200	245	298	355
2,5	128	12	28	48	76	110	149	194	245	304	367	438
3	134	14	22	56	89	128	173	225	291	353	428	510
4	144	19	43	76	130	170	231	300	380	471	570	680
5	152	27	53	93	146	210	285	372	472	583	705	841

Den wirklichen Temperatur-Unterschied nehmen wir etwa 10% geringer an, d. h. $5,5^\circ$ 12° 63°

Für 1° Temperatur-Unterschied müßte das Heizrohr also verdampfen:

$$\frac{300}{5,5} = 54,6 \quad \frac{210}{12} = 17,5 \quad \frac{54}{63} = 0,86 \text{ kg}$$

In der Tabelle 16 finden wir dann, daß hierzu erforderlich sind:
 Entw. 3 Rohre: 150 Drm. 40 m 1 Rohr: 150 Drm. 39 m 1 Rohr:

						10 Drm. 1 m
		= 57 qm			= 19,1 qm	= 0,04 qm
oder 4	„	150 Drm. 24 m	2	„	100 Drm. 15 m	—
		= 47 qm			= 9,9 qm	—
„	6	„	100 Drm. 15 m	3	„	60 Drm. 11 m
		= 29,7 qm			= 6,6 qm	—
„	8	„	80 Drm. 12 m		—	—
		= 25,8 qm			—	—
„	15	„	40 Drm. 6 m		—	—
		= 12,2 qm			—	—

Man kann eine Verdampfungsheizfläche so herstellen, daß sie aus einem einzelnen Rohr besteht, dessen Durchmesser sich gegen das Ende hin, allmählich oder in Stufen verengt, oder aus mehreren parallelen Rohren, deren Zahl sich gegen das Ende hin verringert (z. B. von 4 auf 3, auf 2, auf 1).

Tabelle 17.

Spannungen von 1÷5 Atm. abs. in 1 Stunde durch Ventile von lichen Druckverlust eintritt.

eintrittsventils in mm

65	70	80	90	100	125	150	175	200	250	300	350
----	----	----	----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----

gewicht bei 30 m Geschwindigkeit:

215	250	325	413	505	802	1144	1560	2192	3206	4576	6254
267	320	403	527	632	993	1422	1932	2529	3972	5688	7745
317	367	480	657	752	1172	1679	2292	3000	4686	6714	9188
415	483	628	795	980	1533	2209	3014	3933	6148	8816	
513	595	774	980	1214	1895	2726	3717	4862	7600		
597	693	900	1144	1412	2209	3180	4406	5764			
796	926	1204	1520	1884	3004	4254	5820				
985	1143	1485	1888	2332	3704	5247					

Die bis jetzt veröffentlichten Versuche mit so hergestellten Heizflächen zeigen, daß ihre Wärmeübergangszahl nicht kleiner ist als bei kurzen, gleich langen Rohren von gleichbleibendem Querschnitt.

Da aber, sobald als ihre Länge im Verhältnis zum Rohrdurchmesser einigermaßen erheblich wird ($l = 600$ bis $800 d$), die Dampfspannung in den Rohren gegen das Ende hin sehr stark abnimmt, so sinkt hierdurch der Temperatur-Unterschied zwischen Dampf und

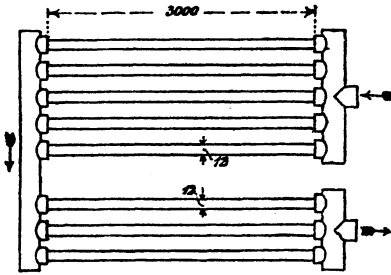


Abb. 14.

Flüssigkeit ungemein, und die Verdampfungsleistung eines Quadratmeters wird gering.

Kurze, enge Rohre bilden die wirkungsvollste Heizfläche.

Beobachtung (a. a. O.):
Fig. 14.

8 gleiche horizontale Messingrohre (70% Kupfer), von 10 mm i. — 12 mm ä. Dm., 3000 mm Länge, gespeist mit Dampf von 111,93° beim Eintritt,

103,2° beim Austritt, verdampfen in 1 Stunde 141 Liter Wasser von 23° bei 100°. Die Gesamt-Heizfläche ist $H_v = 1,8$ qm.

Der Temperatur-Unterschied am Anfang ist $\vartheta_a = 11,93^\circ$.

„ „ „ „ Ende „ $\vartheta_e = 3,2^\circ$.

Der mittlere Temperatur-Unterschied würde (da $\frac{3,2}{11,93} = 0,269$ ist) aus Tabelle 1 folgen: $\vartheta_m = 0,56 \cdot 11,93 = 6,68^\circ$.

Da aber der erste Teil der Heizfläche größer als der zweite ist, ergibt sich $\vartheta_m = 7,1$ und daher die beobachtete Übergangszahl

$$k_v = \frac{141 \cdot (635 - 23)}{7,1 \cdot 18} \approx 7000.$$

Die mittlere Heizfläche für 1 Rohr ist $\frac{1,8}{8} = 0,225$ qm, woraus sich der berechnete Koeffizient (Festzahl) ergibt

$$k_v = \frac{3367}{\sqrt{0,225}} = 7090.$$

Es tritt bisweilen die Frage auf, bis zu welchem Temperaturgrade t_{fa} ein bestimmtes Flüssigkeitsgewicht F mit der spezifischen Wärme σ und von der Temperatur t_{fa} abgekühlt oder erwärmt werden kann, wenn es mit der Geschwindigkeit v_f an einer bekannten Fläche H , deren unveränderliche Temperatur t_h ist, vorbeifließt.

Dann ist, wenn H kälter als F ist

$$F \cdot \sigma \cdot (t_{fa} - t_{fx}) = H \cdot k \vartheta_m = H \cdot k \frac{\vartheta_a - \vartheta_e}{\ln \frac{\vartheta_a}{\vartheta_e}} \quad . \quad . \quad (56)$$

$$\frac{F \cdot \sigma}{H \cdot k} (t_{fa} - t_{fx}) = \frac{(t_{fa} - t_h) - (t_{fx} - t_h)}{\ln \frac{t_{fa} - t_h}{t_{fx} - t_h}} \quad . \quad . \quad . \quad (57)$$

$$\ln \frac{t_{fa} - t_h}{t_{fx} - t_h} = \frac{H \cdot k}{F \cdot \sigma} = \ln a \quad a = \frac{t_{fa} - t_h}{t_{fx} - t_h} \quad . \quad . \quad (58)$$

wenn H wärmer als F ist:

$$\ln \frac{t_h - t_{fa}}{t_h - t_{fx}} = \frac{H \cdot k}{F \cdot \sigma} = \ln b \quad b = \frac{t_h - t_{fa}}{t_h - t_{fx}} \quad . \quad . \quad (59)$$

Zur Bequemlichkeit für die Ausrechnungen ist hier eine kleine interpolierte Tabelle der natürlichen Logarithmen beigefügt.

Tabelle 18.

Natürliche Logarithmen als Hilfsmittel zur Lösung den Gleichungen (58) und (59).

a	ln a	a	ln a	a	ln a	a	ln a	a	ln a
1,0	0,0000	2,4	0,8552	5	1,6094	8,75	2,1677	15,5	2,7403
1,1	0,0093	2,5	0,8959	5,25	1,6550	9	2,1972	16	2,7726
1,2	0,1386	2,6	0,9364	5,5	1,7006	9,5	2,2498	16,5	2,8029
1,3	0,2079	2,7	0,9769	5,75	1,7462	10	2,3025	17	2,8332
1,4	0,2772	2,8	1,0175	6	1,7918	10,5	2,3502	17,5	2,8618
1,5	0,3466	2,9	1,0581	6,25	1,8303	11	2,3979	18	2,8904
1,6	0,4159	3,0	1,0986	6,5	1,8689	11,5	2,4414	18,5	2,9174
1,7	0,4852	3,25	1,1706	6,75	1,9074	12	2,4849	19	2,9944
1,8	0,5545	3,5	1,2425	7	1,9459	12,5	2,5249	19,5	2,9701
1,9	0,6238	3,75	1,3144	7,25	1,9793	13	2,5649	20	2,9958
2,0	0,6932	4,0	1,3863	7,5	2,0127	13,5	2,6020	20,5	3,0195
2,1	0,7337	4,25	1,4421	8	2,0794	14	2,6391	21	3,0439
2,2	0,7742	4,5	1,4978	8,25	2,1088	14,5	2,6736	21,5	3,0677
2,3	0,8146	4,75	1,5535	8,5	2,1383	15	2,7080	22	3,0908

Beispiel: $F = 1000$ kg Wasser von $t_{fa} = 80^\circ$ C strömen mit $v_f = 0,1$ m Geschwindigkeit (also $k = 200$) durch ein Rohr von $H = 10$ qm Oberfläche, das in einem Fluß (dessen $v_w = 0,008$) liegt und dessen Wasser $t_h = 12^\circ$ warm ist. Dann ergibt sich t_{fx} aus

$$\frac{10 \cdot 200}{1000 \cdot 1} = \ln \frac{80-12}{t_{fx}-12} = \ln a = 2.$$

Nach Tabelle 18 ist dann $a = 7,48$.

$$\frac{80-12}{t_{fx}-12} = 7,48.$$

$$t_{fx} = 21,1^\circ.$$

Das Wasser kühlt sich also von $80 \div 21,1^\circ$ C ab.

Beispiel: $F = 1000$ kg Wasser von $t_{fa} = 20^\circ$ C strömen mit $v_f = 0,2$ m Geschwindigkeit (also $k = 300$) an einer Fläche $H = 5$ qm vorbei, die überall dauernd $t_h = 100^\circ$ warm bleibt. Die Endtemperatur des Wassers ist dann $= t_{fx}$.

$$\frac{5 \cdot 300}{1000 \cdot 1} = \ln \frac{100-20}{100-t_{fx}} = \ln a = 1,5.$$

Nach Tabelle 18 ist dann $a = 4,52$.

$\frac{100-20}{100-t_{fx}} = 4,52$. Folglich erwärmt sich das Wasser von 20 auf $t_{fx} = 82,25^\circ$.

Die Teil-Wärmeübergangszahl α von trockenem, gesättigtem, ruhendem Wasserdampf an lotrechte kalte Wände oder Rohre untersucht Nusselt¹⁾ durch Rechnung unter folgenden Bedingungen: Die kalte Wand ist mit einer lückelosen, herabfließenden Wasserschicht überzogen, die unten etwas dicker als oben ist und im Durchschnitt kaum mehr als $0,07 \div 0,2$ mm beträgt. Die die kalte Wand berührende Fläche der Wasserschicht haftet an ihr fest und hat ihre Temperatur t_w . Die vom Dampf berührte Oberfläche der Wasserschicht hat die Temperatur t_d und gleitet herab. Ihre Geschwindigkeit ist abhängig von ihrer Dicke w_h , ihrer Höhe h , der Zähigkeit des Wassers η , der Strömungsgeschwindigkeit des Dampfs v_d , und nimmt von der Wand zum Dampf von $0 \div$ zum Maximum zu. Der Wärmeübergang vom Dampf zur Wand geschieht demnach durch die Wasserschicht und hängt ab von ihrer Dicke und ihrer Wärmeleitfähigkeit λ_w die im Mittel ist $= 0,504$ st/cbm.

Die folgende kleine Tabelle (19) zeigt die Eigenschaften des Wassers:

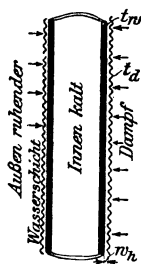


Abb. 15.

¹⁾ Prof. Dr. W. Nusselt, Die Oberflächenkondensation des Wasserdampfs. Z. d. V. d. Ing. 1916. S. 541.

Tabelle 19.

Spannung Atm. abs.	Verdamp- fungswärme q	Zähig- keit $\eta \cdot 10^6$	Gewicht v. 1 cbm γ_ω	Spannung Atm. abs.	Verdamp- fungswärme q	Zähig- keit $\eta \cdot 10^6$	Gewicht v. 1 cbm γ_ω
0,02	585,5	126,5	999	2	526,8	24,9	947
0,05	577,5	85,6	996	3	578,3	22,0	937
0,10	570,4	66,2	992	4	571,5	20,3	928
0,2	562,4	52,0	986	5	505,5	19,5	920
0,5	550,4	38,4	974	6	500,3	18,5	914
1,0	539,7	31,0	962	7	496,1	17,8	909

	t_d	λ (Sek.)	q	η	γ
Für Alkohol (100%)	73,3	0,0000411	210	0,0000439	794
„ Benzol	80,0	0,0000322	94	0,0000320	885

Die Dicke der Wasserschicht auf der kalten lotrechten Wand lehrt die Gleichung von Nusselt:

$$w_n = \sqrt[4]{\frac{4 \cdot \lambda_\omega \eta (t_d - t_w) h}{q \cdot \gamma_\omega^2}} \dots \dots \dots (60)$$

nach der sie für einige Fälle vom Verfasser berechnet ist. Tab. 20.

Tabelle 20.

Dicke der Niederschlagswasserschicht w_n in mm von ruhendem Wasserdampf mit der Temperatur t_d an lotrechter kalter Wand von 1 m Höhe und der Temperatur t_w . Ist die kalte Wand nicht 1 m hoch, sondern $h_a = 0,5$ 1 1,5 2 2,5 3 3,5 4 m hoch,

so sind die Zahlen der Tabelle zu multiplizieren mit $n = 0,83$ 1 1,10 1,18 1,25 1,31 1,36 1,41 (ber. v. Verf.)

Dampf- spannung Atm. abs.	Temp. t_d	Temperaturunterschied ($t_d - t_w$)							
		1°	5°	10°	20°	40°	60°	80°	100°
		mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
0,02	17,3	0,1044	0,1560	0,1850	0,2040	0,2890	0,3100	0,3280	
0,05	32,3	0,0957	0,1435	0,1703	0,1885	0,2400	0,2660	0,2860	0,3024
0,10	45,6	0,0900	0,1350	0,1602	0,1773	0,2259	0,2502	0,2691	0,2844
0,20	59,8	0,0808	0,1212	0,1438	0,1591	0,2028	0,2246	0,2415	0,2553
0,50	80,9	0,0794	0,1191	0,1413	0,1564	0,1992	0,2207	0,2374	0,2509
1,00	99,1	0,0761	0,1141	0,1354	0,1499	0,1910	0,2115	0,2275	0,2404
2,00	119,6	0,0734	0,1101	0,1306	0,1445	0,1840	0,2040	0,2194	0,2319
3,00	132,8	0,0718	0,1077	0,1278	0,1416	0,1802	0,1996	0,2146	0,2263
4,00	142,8	0,0707	0,1060	0,1258	0,1392	0,1774	0,1965	0,2113	0,2234
5,00	151,0	0,0700	0,1056	0,1246	0,1379	0,1757	0,1946	0,2093	0,2212
6,00	157,9	0,0700	0,1050	0,1243	0,1377	0,1756	0,1944	0,2088	0,2210
7,00	164,0	0,0700	0,1050	0,1240	0,1375	0,1755	0,1942	0,2080	0,2209

Für ruhenden, trocken gesättigten Wasserdampf (d. h. solchen, der weniger als 1 m Geschwindigkeit hat) gilt dann für die Teilwarmeabgabe an lotrechte Wand nach Nusselt die Gleichung

$$\alpha = \frac{4}{3} \sqrt[4]{\frac{\rho \cdot \gamma \omega^2 \cdot \lambda_w^3}{4 \cdot \eta \cdot h \cdot (t_d - t_w)}} \dots \dots \dots (61)^1$$

nach der die Tabelle 21 berechnet ist.

Für andere Höhen ha der kalten Wand sind die Zahlen der Tabelle 21 mit dem Faktor m zu multiplizieren:

ha = 0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4 m
m = 1,19	1	0,905	0,840	0,797	0,760	0,732	0,706.



Abb. 16.

Steht trockener, gesättigter, ruhender Wasserdampf um wagrechte kalte Rohre, so wird nach Nusselt die vom Dampf an die äußere Rohrwand übertragene Wärme für 1 Std. 1 qm 1° C ausgedrückt durch die Formel

$$\alpha = 0,8024 \sqrt[4]{\frac{2 \cdot \rho \cdot \gamma^2 \omega \cdot \lambda^3 \omega}{3 \cdot \eta \cdot d (t_d - t_w)}} \dots \dots \dots (65)$$

deren Ergebnisse die Tabelle 22 enthält. Weil das Niederschlagswasser sich mehr an der unteren als an der oberen Hälfte jedes Rohrumfanges ansammelt, so nimmt die obere mehr (59,4 0/0), die untere weniger (40,5 0/0) der Wärme auf. Liegen mehrere Rohre so übereinander, daß das Niederschlagswasser der oberen auf die unteren tropft, so umhüllt dies Wasser die unteren mehr und hindert ihre Wärmeaufnahme.

Der Wert von α aus Gleichung (65) ergibt sich, wenn die

¹⁾ Bei einem Dampfdruck von 1 Atm. abs. ($t_d = 100^\circ \text{C}$) hat α für 1 qm 1 St. und 1° C folgende Werte:

Für Wasserdampf

$$\alpha = \frac{8899}{\sqrt[4]{h (t_d - t_w)}} \text{ WE} \dots \dots \dots (62)$$

Für Alkoholdampf

$$\alpha = \frac{2296}{\sqrt[4]{h (t_d - t_w)}} \text{ WE} \dots \dots \dots (63)$$

Für Benzoldampf

$$\alpha = \frac{1785}{\sqrt[4]{h (t_d - t_w)}} \text{ WE} \dots \dots \dots (64)$$

Tabelle 21.

Teil-Wärmeübergangszahl α für 1 qm, 1 St., 1° C Temperaturunterschied von trockenem, gesättigtem, ruhendem Wasserdampf an kalte lotrechte, 1 m hohe (Rohr) Metallwand in WE nach Gleichung (61) (berechnet vom Verfasser).

Dampf-Spannung Atm. abs.	Dampf-Temperatur ° C	Temperaturunterschied $\vartheta = t_d - t_w$ zwischen Dampf und Wand.													
		5°	10°	15°	20°	25°	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°	100°	
0,02	17,3	4275	3596	3259	3015	2858	2729	2545	2394	2296	2207	2132	2070	2016	
0,05	32,3	4688	3941	3573	3306	3132	2990	2787	2625	2517	2423	2340	2269	2210	
0,10	45,6	4985	4190	3800	3515	3331	3180	2963	2790	2677	2576	2488	2413	2350	
0,20	59,8	5250	4413	3999	3700	3505	3347	3118	2937	2817	2712	2619	2540	2474	
0,50	80,9	5598	4708	4267	3950	3740	3580	3330	3132	3007	2894	2795	2707	2640	
× 1,00	99,1	5850	4914	4456	4122	3907	3729	3475	3270	3140	3020	2918	2828	2754	
2,00	119,6	6087	5115	4639	4291	4066	3882	3618	3406	3267	3144	3038	2946	2869	
3,00	132,8	6224	5230	4743	4387	4157	3969	3700	3483	3341	3216	3106	3012	2934	
4,00	142,8	6295	5292	4799	4438	4206	4015	3745	3523	3380	3253	3142	3047	2967	
5,00	151,0	6325	5328	4832	4470	4235	4043	3768	3548	3404	3276	3164	3068	2987	
6,00	157,9	6372	5356	4857	4492	4258	4064	3786	3567	3422	3293	3180	3084	3003	
7,00	164,0	6396	5374	4874	4508	4272	4078	3801	3580	3434	3304	3192	3096	3015	

Dasselbe für gesättigten Alkoholdampf (100°/o). Rohrhöhe $h = 1$ und 1 Am. abs.

1 | 78,3 | 1170 | 982,8 | 891,2 | 824,4 | 781,4 | 745,8 | 695,0 | 654,0 | 628,0 | 604,0 | — | — | — | —

Dasselbe für gesättigten Benzoldampf.

1 | 80,4 | 1509 | 1266 | 1150 | 1106 | 1008 | 962 | 896 | 843 | 810 | 779 | — | — | — | —

Werte der Tabelle (21) für die verschiedenen Rohrdurchmesser d (in Metern) multipliziert werden mit dem Faktor $f = 0,768 \sqrt{\frac{1}{d}}$, d. h.

für $d = 0,01$	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06 m
mit $f = 2,426$	2,072	1,843	1,712	1,62	1,55
für $d = 0,07$	0,08	0,09	0,100	0,125	0,150 m
mit $f = 1,494$	1,443	1,397	1,367	1,290	1,236.

Tabelle 22.

Teil-Wärmeübergangszahl α für 1 qm 1 St. 1° C von trockenem, gesättigtem, ruhendem Wasserdampf an kalte wagerechte Rohre nach Gleichung 65 (berechnet vom Verfasser).

Dampf- Spannung Atm. abs.	Rohr- Durch- messer in mm d	Temperatur-Unterschied ($t_d - t_w$)										
		5°	10°	20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°	100°
0,02	20	8840	7436	6240	5628	5260	4950	4750	4570	4400	4280	4070
	50	6917	5815	4880	4410	4114	3871	3709	3570	3450	3353	3260
	100	5849	4918	4125	3730	3356	3274	3137	3015	2914	2835	2753
0,10	20	10310	8673	7270	6582	6127	5796	5526	5319	5144	4988	4864
	50	8070	6787	5690	5156	4795	4519	4330	4165	4020	3904	3800
	100	6781	5740	4808	4356	4055	3822	3657	3525	3380	3300	3210
0,50	20	11580	9730	8176	7410	6890	6479	6210	5982	5780	5590	5464
	50	9060	7614	6399	5799	5394	5070	4865	4681	4475	4380	4276
	100	7665	6439	5411	4904	4589	4288	4110	3959	3822	3690	3610
1,0	20	12109	10163	9350	7718	7182	6768	6499	6251	6030	5845	5692
	50	9477	7954	6674	6042	5625	5297	5086	4892	4730	4570	4455
	100	8014	6726	5644	5100	4760	4479	4300	4137	3986	3863	3767
3	20	12875	10826	9050	8200	7659	7200	6913	6650	6417	6230	6065
	50	10070	8472	7100	6431	5994	5640	5410	5210	5022	4870	4746
	100	8577	7165	6000	5425	5069	4767	4575	4397	4247	4097	4010
5	20	13082	11033	9252	8368	7790	7320	7038	6760	6550	6330	6170
	50	10238	8634	7241	6543	6100	5740	5508	5300	5119	4960	4810
	100	8660	7288	6123	5534	5160	4850	4658	4478	4329	4190	4055
7	20	13236	11115	9310	8430	7866	7410	7100	6831	6603	6396	6240
	50	10355	8699	7310	6600	6156	5799	5555	5346	5167	5000	4880
	100	8734	7356	6165	5580	5206	4904	4699	4521	4370	4233	4125

Strömt der heizende gesättigte Dampf mit der Geschwindigkeit v_d ¹⁾ an der beheizten kalten lotrechten Wand herunter, so wird nach Nusselt²⁾ der Teilwärmeübergang α zwischen Dampf (t_d) und Wand (t_w) aus folgender Gleichung gefunden, in der F eine Funktion bedeutet:

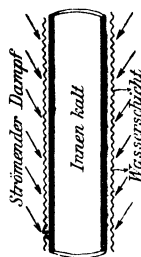


Abb. 17.

$$\frac{\alpha}{\lambda_w} \sqrt[4]{\frac{h}{a}} = F \left(\sqrt[4]{\frac{b}{h}} \right) \quad (66)$$

Die folgende Zahlentafel enthält die Funktion:

$\sqrt[4]{\frac{b}{h}}$	=	0	-0,144	-0,577	- 1,290	- 2,308	- 3,61	-
					8,11	-14,43	-22,50	-32,47.
$\frac{\alpha}{\lambda_w} \sqrt[4]{\frac{h}{a}}$	=	1,333	-1,412	-1,588	- 1,821	- 2,114	- 2,376	-
					3,06	- 3,67	- 4,25	- 4,79.

Die Abbildung 18 zeigt die Schaulinie dieser Funktion.

In der Gleichung (66) sind a und b Abkürzungen. Die wirklichen Ausdrücke, die sie vertreten, sind die Nachstehenden:

$$b = \frac{C_3 \cdot v_d^2 \cdot \gamma_d \sqrt[4]{\rho \cdot \gamma_w^2}}{3 \cdot \gamma_w \sqrt[4]{h \cdot 4 \cdot \lambda_w \cdot \eta \cdot (t_d - t_w)}} \quad (67)$$

$$\frac{\alpha}{\lambda_w} \sqrt[4]{\frac{h}{a}} = \frac{\alpha}{\lambda_w} \sqrt[4]{\frac{h \cdot 4 \cdot \lambda_w \cdot \eta \cdot (t_d - t_w)}{\rho \cdot \gamma_w^2}} \quad (68)$$

Hierin bedeutet v_d die Geschwindigkeit des Dampfes, γ_d sein Gewicht in 1 cbm, ρ seine Verdampfungswärme, C_3 einen Fest-

¹⁾ Strömt der Dampf dem herabfließenden Niederschlagswasser entgegen nach oben, so ist er imstande die ganze Menge dieses Wassers mit sich nach oben zu reißen, wenn seine Geschwindigkeit = oder > als v_{do} ist.

$$v_{do} = \frac{4 \cdot \gamma_w}{C_3 \cdot \gamma_d} \sqrt[4]{\frac{12 \cdot h \cdot \lambda_w \cdot \eta \cdot (t_d - t_w)}{\rho \cdot \gamma_w^2}} \quad (69)$$

worin $C_3 = 0,00105$ und γ_d = Dampfdichte bedeutet.

Bei 1 Atm. abs., $h = 1$ und $t_d - t_w = 100^\circ - 80^\circ - 50^\circ - 30^\circ - 10^\circ$ C
ist $v_{do} = 112 \quad 109 \quad 103,3 \quad 96,6 \quad 84,0$ m.

Auch bei geringerer Geschwindigkeit kann der Dampf noch Wasser-teile mit sich emporreißen. Soll dies vermieden werden, so darf die aufwärts gerichtete Geschwindigkeit wohl kaum größer als 0,25 v_{do} zu-gelassen werden.

²⁾ Prof. Dr. W. Nusselt, Z. d. V. d. Ing. 1916. S. 570.

wert = 0,00105, γ_w das Gewicht eines Kubikmeter Wasser, $\lambda_w =$ Wärmleitzahl = 0,000140 sek/cbm, η seine Zähigkeit, h die Höhe der kalten Wand in Meter, $t_d - t_w$ die Temperaturen des Dampfs

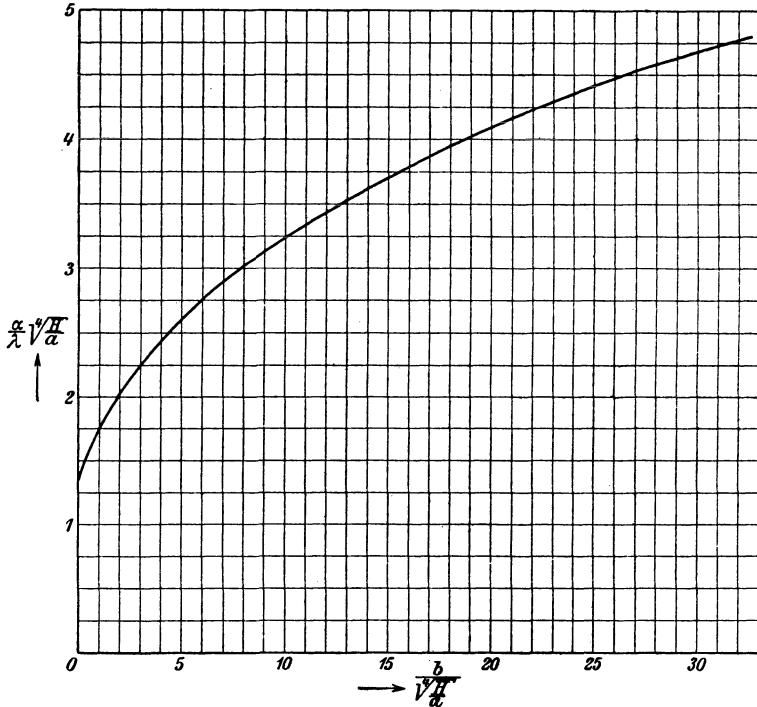


Abb. 18.

und der Wand. Zur Bequemlichkeit für die Benutzung dieser Gleichungen sind einige Hilfsausrechnungen beigegeben, zunächst die Werte der rechten Seite der Gleichung (67), ohne die Faktoren v_a^2 und $\sqrt{t_d - t_w}$ für die Dampfspannungen 0,02 bis 7 Atm. abs. und 1 m Höhe der Fläche

abs. Spannung	0,02	0,05	0,10	0,20 Atm.
$\frac{C_3 \gamma_d}{3 \cdot \gamma_w} \sqrt{\frac{h}{a}} \sqrt{\frac{e \cdot \gamma_a^2}{4 \cdot \lambda_w \cdot \eta}} =$	0,00004956	0,0001316	0,000254	0,0005627
abs. Spannung	0,50	1	2	3 Atm.
$\frac{C_3 \gamma_d}{3 \cdot \gamma_w} \sqrt{\frac{h}{a}} \sqrt{\frac{e \cdot \gamma_a^2}{4 \cdot \lambda_w \cdot \eta}} =$	0,001021	0,003019	0,00580	0,008812

abs. Spannung 4 5 6 7 Atm.

$$\frac{C_3 \gamma_d}{3 \cdot \gamma_w} \sqrt[4]{\frac{Q \cdot \gamma_d^2}{4 \cdot \lambda_\omega \cdot \eta}} = 0,011801 \quad 0,01484 \quad 0,01779 \quad 0,02073$$

Ferner gibt die Tabelle (23) die ausgerechneten Werte von $v_d^2 \cdot \frac{1}{\sqrt[4]{t_d - t_w}}$, die mit den eben genannten für jeden besonderen Fall multipliziert werden müssen.

Hilfs-Tabelle 23.

Produkte von $v_d^2 \cdot \frac{1}{\sqrt[4]{(t_d - t_w)}}$ (ber. v. Verf.)

Dampf- Geschwin- digkeit	Temperatur-Unterschied ($t_d - t_w$)									
	1°	5°	10°	20°	30°	40°	50°	60°	80°	100°
	$\frac{1}{\sqrt[4]{(t_d - t_w)}}$									
v_d	1	0,671	0,565	0,474	0,427	0,398	0,376	0,2595	0,334	0,316
1	1	0,671	0,565	0,474	0,427	0,398	0,376	0,2595	0,334	0,316
5	25	16,8	14,13	11,85	10,68	9,95	9,40	8,99	8,35	7,90
10	100	67,1	56,5	47,4	42,7	39,8	37,6	25,95	33,4	31,6
20	400	268,4	226,0	189,6	170,8	159,2	150,4	143,8	133,6	126,4
30	900	603,9	508,5	423,6	384,3	358,2	338,4	323,5	300,6	284,4
40	1600	1072,6	904,0	758,4	683,2	636,8	601,6	575,2	534,4	505,6
50	2500	1680	1413	1185	1068,0	995,0	940,0	899,0	835,0	790,0
60	3600	2416	2034	1694	1537	1433	1354	1294,0	1202	1138
70	4900	3288	2769	2323	2093	1950	1842	1739	1636	1548
80	6400	4294	3635	3040	2732	2547	2406	2297	2137	2022
90	8100	5435	4576	3839	3458	3225	3045	2907	2705	2559
100	10000	6710	5650	4740	4270	3980	3760	3595	3340	3160

Sodann zeigt die Hilfstabelle (24) die ausgerechneten Werte des

Gliedes: $\lambda_\omega \sqrt[4]{\frac{Q \cdot \gamma_w^2}{4 \cdot \lambda_\omega \cdot \eta (t_d - t_w)}}$

Hilfs-Tabelle 24.

Ausgerechnete Werte des Gliedes $\lambda_{\omega} \sqrt[4]{\frac{\rho \cdot \gamma_{\omega}^2}{4 \cdot \lambda_{\omega} \cdot \eta (t_d - t_w)}}$ für den absoluten Druck 0,02÷7 Atm. und Temperatur-Unterschiede $t_d - t_w$ von 1÷100° C (berechnet vom Verfasser).

Atm. abs.	Temperatur-Unterschied ($t_d - t_w$)									
	1°	5°	10°	20°	30°	40°	50°	60°	80°	100°
0,02	1,334	0,8926	0,753	0,636	0,568	0,530	0,500	0,481	0,444	0,420
0,05	1,462	0,979	0,825	0,693	0,624	0,581	0,549	0,528	0,487	0,461
0,10	1,547	1,037	0,871	0,733	0,660	0,613	0,581	0,553	0,515	0,488
0,20	1,638	1,096	0,924	0,776	0,699	0,651	0,616	0,588	0,548	0,519
0,50	1,743	1,168	0,984	0,825	0,739	0,693	0,654	0,625	0,578	0,550
1	1,820	1,221	1,028	0,862	0,777	0,724	0,684	0,653	0,607	0,575
2	1,883	1,262	1,062	0,893	0,803	0,748	0,706	0,675	0,627	0,594
3	1,939	1,300	1,095	0,918	0,827	0,771	0,728	0,696	0,646	0,612
4	1,946	1,302	1,099	0,923	0,830	0,775	0,732	0,700	0,650	0,615
5	1,968	1,320	1,111	0,932	0,840	0,783	0,739	0,707	0,656	0,621
6	1,977	1,328	1,117	0,937	0,844	0,787	0,743	0,710	0,660	0,624
7	1,989	1,335	1,123	0,942	0,848	0,791	0,747	0,718	0,663	0,627

Endlich folgt die Tabelle (25), in der die Teilwärmeübergangszahl α für strömenden Wasserdampf an kalte lotrechte Wand nach den Gleichungen (66), (67) u. (68) angegeben ist, bei Spannungen von 0,02÷7 Atm. abs. Geschwindigkeit 5÷60 m und Temperatur-Unterschied von 1÷100° und 1 m Höhe der Fläche. Aus ihr wird erkannt, welch vergrößernden Einfluß die Dampfgeschwindigkeit und Spannung ausübt, und daß der wachsende Temperatur-Unterschied eine Verminderung des Wärmeüberganges bewirkt wegen der dadurch zunehmenden Dicke der Wasserschicht auf der kalten Wand. Ist die kalte Wand höher als 1 m, so ist der Wärmeübergang geringer, ist h niedriger, so ist α größer als in der Tabelle 25 angegeben, weil die Niederschlags-Wasserschicht dann dicker oder dünner ist.

Tabelle 25. (Fortsetzung.)

Dampf- druck Atm. abs.	Dampf- Ge- schwin- digkeit v_d m	Temperatur-Unterschied ($t_d - t_w$)									
		1°	5°	10°	20°	30°	40°	50°	60°	80°	100°
		WE	WE	WE	WE	WE	WE	WE	WE	WE	WE
5	5	10639	6876	5800	4765	4288	3997	3744	3585	3304	3114
	10	13248	8250	6732	5469	4860	4480	4188	3979	3650	3441
	20	19710	11640	9475	7550	6496	5910	5500	5210	4720	4440
	30	25400	14970	12000	9365	8255	7490	6990	6616	5994	7490
	40	30065	17910	14112	11400	9877	9075	8490	7910	7130	6642
	50	—	20425	16400	12950	11400	10430	9650	9109	8255	7706
	60	—	—	18590	14450	12615	11525	10630	10048	9110	8490
7,0	5	11175	7092	5774	4914	4446	4100	3845	3690	3412	3204
	10	14468	9450	7237	5850	5160	4752	4442	4241	3848	3640
	20	21773	13027	10410	8273	7200	6624	6098	5816	5295	4942
	30	28152	16884	13540	10684	9216	8480	7794	7416	6680	5942
	40	—	20020	15938	12700	11107	10110	9380	8970	8095	7490
	50	—	—	18550	14545	12636	11531	10675	10106	9180	8588
	60	—	—	—	—	14440	13976	12095	11448	10260	9522

C. Verdampfung und Erwärmung von Flüssigkeiten durch Doppelböden und weite Heizmäntel.

Heizdampf, der in Doppelböden oder um weite zylindrische Mäntel, die auf der anderen Seite von siedender Flüssigkeit bespült sind, zur Wirkung kommt, bestreicht die gesamte Heizfläche nicht so regelmäßig, strömt nicht so zwangsweise an der Heizfläche hin, wie er es in einer Heizschlange tun muß. Sogleich nach seinem Eintritt in diese weiten Räume verteilt sich der Dampf, er eilt auf dem kürzesten Wege an die freie Fläche, und dieses wird wohl auch der Grund dafür sein, daß die zur Verfügung stehenden Ergebnisse von Verdampfungs-Versuchen mit Doppelkesseln eine gesetzmäßige Abhängigkeit der Wärmeleitung von der Größe der Heizfläche nicht erkennen lassen, was bei den Heizschlangen in der Tat der Fall ist. Große und kleine Dampfkessel ergeben fast dieselbe Wärmeübertragung. Die bekannt gewordenen Werte für k_v sind sehr verschieden. Sie schwanken zwischen $k_v = 1300$ bis $k_v = 3300$, woran unserer Meinung nach besonders die oft mangelhafte Ent-

lüftung Schuld tragen wird. Im Mittel darf man darauf rechnen, daß beim Verdampfen von Wasser durch kupferne Doppelböden oder Heizmäntel bei einem Dampfeingang $k_v = 1400$ bis 1800 ist, und zwar bei Böden bis zu 1 m Durchmesser $k_v = 1800$, von 1 bis $1,3$ m Durchmesser $k_v = 1700$, von $1,5$ bis 2 m Durchmesser $k_v = 1600$ und darüber $k_v = 1400$. Die Wärmeübertragung der kupfernen Doppelböden ist also für Wasserverdampfung:

$$C = 1400 \cdot \mathcal{G}_m \cdot H \text{ bis } 1800 \cdot \mathcal{G}_m \cdot H \quad . \quad . \quad . \quad (69a)$$

Bei kleinen Kesseln bis zu 1 m Durchmesser darf man dabei den mittleren Temperatur-Unterschied beim Sieden etwa mit $0,85$ von der am Dampfeintritt annehmen; bei Kesseln von $1-2$ m Durchmesser etwa mit $0,8$ und bei noch größeren Kesseln etwa mit $0,75$ derselben. Aber alle diese Zahlen sind etwas schwankend, und es ist noch nicht möglich, festzustellen, welche Ursachen in jedem Fall bald einen geringeren, bald einen größeren Abfall der Spannung im Doppelboden bewirken. Die Entfernung vom Dampfkessel, die Weite der Zuleitung, der Wärmeverlust des Zuleitungsrohres, die Gestalt des Kessels, die Art und Form des Dampfeintritts und seine Weite sowie die Entlüftung werden gewiß eine Rolle dabei spielen.

Mit Dampf von $3-4$ Atmosphären im Dampferzeuger verdampft man im offenen Kessel erfahrungsgemäß aus ganz dünnen Flüssigkeiten in 1 Stunde mit Doppelböden von etwa $1-2$ qm 80 bis 100 Liter Wasser für 1 Quadratmeter. In großen Kesseln ist die Leistung etwas geringer. Es ist bei diesen ganz zweckmäßig, mehrere Dampfeingänge anzubringen, wodurch die Leistung sehr erhöht wird.

Mit Hilfe der Gleichung (69 a) ist die folgende kleine Aufstellung berechnet, die angibt, auf eine wie große Wasserverdampfung in 1 Stunde man bei kupfernen Doppelkesseln von $500-3700$ mm Durchmesser mit einem Dampfeintritt und bei Dampfspannungen von $2-5$ Atm. abs. rechnen darf.

		Durchmesser des Bodens in mm:											
		500—800—1000—1250—1500—1750—2000—2250—2500—2750—3000—3500.											
		Seine Tiefe in mm:											
		200	300	400	500	550	600	650	700	800	900	1000	1100.
		Seine Heizfläche in qm:											
		0,33	0,79	1,26	2,02	2,7	3,62	4,3	5,5	6,8	8,5	10,36	12,1.
		Atm. abs. Seine Wasserverdampfung pro Stunde in Liter:											
Spannung:	2	18,5	44	56	95	130	177	210	220	272	349	414	484
	3	30	62	92	159	212	281	340	365	449	560	684	798
	4	44	104	132	209	280	370	440	470	581	746	885	1035
	5	50	117	156	248	340	431	520	555	685	856	1040	1220

Werden bei den größeren Kesseln 2—4 Dampfingänge angeordnet, so steigt die stündliche Verdampfungsleistung leicht auf das 1,5 fache der hier angegebenen. Wird noch ein Rührwerk in der siedenden Flüssigkeit hinzugefügt, so kann meistens auf die doppelte Leistung gerechnet werden.

Beobachtungen: In einem Doppelkessel von 3450 Drm. = 11,2 qm wurden in einer Stunde verdampft durch Heizdampf von 2—2,5 Atm. abs. 1200 Liter = 107 Liter p. 1 qm, — durch Heizdampf von 2,5—3 Atm. abs. 1500 Liter = 134 Liter p. 1 qm (4 Dampfingänge).

Kupf. Maischpfanne mit Doppelboden und Rührwerk (mehrere Dampfingänge), 2609 Drm. — 754 Tiefe = 7,14 qm. Heizdampf 137° verdampft p. 1 St. 1425 kg Wasser = 200 kg p. qm = 2855 WE p. qm/St. u. 1° C.

Kupf. Würzpfanne mit Doppelboden und Rührwerk (mehrere Dampfingänge). 3614 Drm. — 1207 Tiefe = 14,84 qm. Heizdampf 131,7° C verdampft p. 1 St. = 2534 kg Wasser = 170,7 p. qm = 2889 WE p. St. u. 1° C. (Wochenschrift f. Brauerei 1900. Juni. Nr. 24.)

Rotierende Linsen verdampfen aus dicken Massen mit Dampf von 1,5 Atm. abs. etwa 11,5 Liter Wasser p. 1 qm/St.

Ist das Wasser im Doppelkessel nicht siedend, soll es vielmehr durch den Heizdampf nur erwärmt werden, so ist wegen der niedrigen Wassertemperatur der Temperatur-Unterschied zwischen Dampf und Wasser erheblich größer, als wenn es siedet. Die Spannung des Heizdampfes sinkt dann aber meistens schon am Eintritt sehr und ist beim Beginn der Heizung an der dem Eintritt entgegengesetzten Seite oft = 0. Mit steigender Temperatur des Wassers nimmt auch die Spannung des Dampfes im Doppelboden an allen Stellen zu, und man kann etwa darauf rechnen, daß der mittlere Temperatur-Unterschied ϑ_m zwischen Dampf und Wasser während der ganzen Dauer der Wassererwärmung bis zum Sieden etwa die Hälfte von der zwischen Heizdampf t_d und ursprünglicher Flüssigkeitstemperatur t_f sei.

$$\vartheta_m = \frac{t_d - t_f}{2} \dots \dots \dots (70)$$

Die Wärme-Übergangszahl unter Berücksichtigung der Inkrustation ist $k_e = 1400$.

Während der Zeit der Anwärmung werden also in 1 Stunde durch einen kupfernen mit Dampf geheizten Doppelboden an die nicht siedende Flüssigkeit übertragen:

$$C = 1400 H \vartheta_m = 700 H (t_d - t_f) \dots \dots \dots (71)$$

$$\text{bis } 1000 H \vartheta_m = 500 H (t_d - t_f),$$

woraus sich für jeden Fall die Heizfläche ergibt.

In den meisten Fällen, in denen Dampf von etwa 3—5 Atm. Spannung (130—160° Temperatur) im Kessel zur Verfügung steht, kann man in 1 Stunde mit 1 qm Doppelboden 1000 Liter Wasser von 10 auf 100° erwärmen. Ist die zu erwärmende Flüssigkeit dicker und schwerer beweglich als Wasser, so ist nur auf eine geringere Leistung zu rechnen. Wie das Beispiel im Abschnitt VII zeigt, wächst die Wärme-Übertragung mit steigender Temperatur der Flüssigkeit. (Siehe auch Abschnitt XXI B.)

Beobachtungen:

- 720 Liter Wasser von 13 auf 100° in 28 Minuten mit 1,2 qm (Kessel 1000 mm Drm.) durch Dampf von 3½ Atm. erwärmt, d. i. = 1285 Liter pro 1 qm in 1 Stunde.
- 640 Liter Wasser von 12 auf 100° in 30 Minuten mit 1,2 qm (Kessel 1000 mm Drm.) durch Dampf von 3½ Atm. erwärmt, d. i. = 1068 Liter pro 1 qm in 1 Stunde.
- 89,6 Liter Wasser von 20 auf 100° in 16 Minuten mit 1,45 qm (Kessel 540 mm Drm.) durch Dampf von 4 Atm. erwärmt, d. i. = 746 Liter pro 1 qm in 1 Stunde.
- 1075 Liter Wasser von 19,25 auf 100° in 47 Minuten mit 1,5 qm (Kessel 1295 mm Drm.) durch Dampf von 3½ Atm. erwärmt, d. i. = 921 Liter pro 1 qm in 1 Stunde.
- 4200 Liter Maische von 52,5 auf 100° in 45 Minuten mit 5,8 qm (Boden 2450 mm Drm.) durch Dampf von 100—139° in Doppelboden erwärmt, d. i. = 970 Liter pro 1 qm in 1 Stunde.
- 5000 Liter Maische von 65 auf 100° in 20 Minuten mit 5,8 qm (Boden 2450 mm Drm.) durch Dampf von 3,5 Atm. abs. erwärmt, d. i. = 2596 Liter pro 1 qm in 1 Stunde (2 Dampfeingänge — Rührwerk).
- 21000 Liter Würze von 68,5 auf 100° in 50 Minuten mit 11,2 qm (Boden 3400 mm Drm.) durch Dampf von 3,5 Atm. abs. erwärmt, d. i. = 2256 Liter pro 1 qm in 1 Stunde (4 Dampfeingänge).
- 4600 Liter Maische (spez. Wärme = 0,95) von 55÷100° in 23 Minuten mit 10,83 qm (Doppelboden durch Dampf von 2,8 Atm. abs. (118÷132° C) erwärmt, d. i. = 1108 Liter pro 1 qm u. Stunde ($\vartheta_m = 45,6^\circ - k = 1039$ WE) (1 Dampfeingang. Rührwerk)¹).
- 3500 Liter Maische mit derselben Pfanne von 65÷100° in 13 Minuten durch Dampf (122÷132° C) erwärmt, d. i. = 1491 Liter pro 1 qm u. Stunde ($\vartheta_m = 43,8^\circ - k = 1132$ WE)¹).
- 10000 Liter Würze mit derselben Pfanne von 27÷100° in 60 Minuten durch Dampf (122÷132°) erwärmt, d. i. = 923 Liter pro 1 qm u. Stunde ($\vartheta_m = 54,4^\circ - k = 1238$ WE)¹).
- 250 Liter Wasser aus Maische mit derselben Pfanne in 15 Minuten durch Dampf von 132° verdampft ($\vartheta_m = 32^\circ - k = 1558$ WE)¹).
- 1000 Liter Wasser aus Würze mit derselben Pfanne in 60 Minuten durch Dampf von 127° verdampft ($\vartheta_m = 27^\circ - k = 1846,7$ WE)¹).
- 1700 Liter Wasser aus Würze mit derselben Pfanne in 90 Minuten durch Dampf von 132° verdampft ($\vartheta_m = 32^\circ - k = 1651$ WE)¹).

¹) Lehranstalt für Gärungsgewerbe. April 1914.

Auf rotierenden Trommeln aus Eisen oder Kupfer, die innen mit Dampf von 1,25—1,5 Atm. abs. (105—110° C) geheizt werden, verdunsten aus Pappe, Papier, Holzstoff und ähnlichen Dingen die ursprünglich 40—55 % Wasser enthalten pro 1 qm u. Stunde 2,5—12 Kilo Wasser, im Mittel etwa 5 Kilo.

Beobachtung (von Herrn Dr. Max Müller). Gußeiserne Trommeln 1300 Dm. 2000 lang, 1800 breit bedeckt, 0,55 m des Umfangs nicht bedeckt, 1,5 Umdrehungen pro 1 Min., innere Dampfspannung 1,7 Atm. abs.: lieferten pro 1 Stunde Papiermasse:

— 707,3—638	255,8—214,8	349,3—333 Kilo.
-------------	-------------	-----------------

Diese wurde getrocknet

von 41 auf 45 %, von 56,7 auf 67,5 %, von 83 auf 87 % Trockensstoffgehalt. Es wurde also pro 1 qm u. 1 Stunde verdunstet:

10,9	6,5	2,52 Kilo Wasser
im Mittel 5,74 Kilo Wasser. Die mittlere Feuchtigkeit war:		
57	37,9	15 %,

also war die Verdunstung dieser etwa proportional.

D. Wärmeübergang an Luft, Gase und überhitzten Wasserdampf.

Luft und Gase erwärmen sich an heißen Flächen nur dann vollkommen und schnell, wenn möglichst jedes ihrer Teilchen mit der heißen Fläche in direkte Berührung gebracht wird. Werden Gase durch gerade, glatte, weite, von außen geheizte Rohre geführt, so bleibt ein mittlerer, etwa zylindrischer Kern entfernt von der heißen Wand und nimmt sehr wenig Wärme von ihr auf, so daß am Ausgang die Luftmischung kühler ist, als ihr äußerer Mantel. Deshalb ist es vorteilhaft, solche Rohre von kleinem Durchmesser zu wählen oder weite Rohre mit Einrichtungen zu versehen, die Wirbel oder Querströmungen erzeugen. Hierzu können eingesetzte kleine Scheiben, Drahtgewebe, Spiralen etc. dienen.

Strömt die Luft von außen über eine Anzahl von innen geheizter Rohre, die nur geringen Zwischenraum zwischen sich lassen, und die so angeordnet sind, daß jedes Rohr vor einem Zwischenraum liegt, so ist im allgemeinen die Wirkung besser, weil die Luft bei ihrem Durchgang vielfältig gemischt wird.

Nach den zahlreichen und ausführlichen Versuchen verschiedener Forscher scheint es, daß die Wärmeaufnahme der Luft von atmosphärischer Spannung, wenn sie sehr langsam über die Heizfläche geführt wird, recht gering ist, wohl weil sie dann zu Wirbelbewegungen wenig Anlaß hat. Strömt sie aber schnell, so wird die Wärmeaufnahme der lebhafteren Mischung wegen viel bedeutender.

Es ist erklärlich, daß der unsichtbaren sehr unvollkommen beherrschten und kaum zu kontrollierenden Luftbewegung wegen, ferner weil Temperatur, Spannung und Rauheit großen Einfluß ausüben, die Wärme-Übergangszahl sich bis jetzt nicht in eine für alle Fälle passende einfache Formel hat bringen lassen, und daß die Gleichung (33) nur beschränkten Wert hat. Es scheint, daß ihr für künstlich bewegte Luft an Dampfheizflächen die Gleichung:

$$k = 2 + 10 \sqrt[3]{v^2} \dots \dots \dots (71a)$$

näherkommt. Auch für Anwendung dieser muß vorausgesetzt werden, daß die Luft nicht in parallelen Strömen, sondern mit vielfachen Wirbeln und Querbewegungen die Heizfläche reichlich berührt. Nach dieser Gleichung hat *k* folgende Werte:

<i>v</i> = 2	4	6	8	10	12	14	16	18 m
<i>k</i> = 17,8	27	35	42	48,4	54,4	60	65,5	70,2 WE

Rietschel¹⁾ fand die Übergangszahl *k*: für qm/St./° C.

a) Wenn die Luft bei atmosphärischem Druck durch von außen mit Dampf geheizte Eisenrohre von 96 l. W. geblasen wurde, und wenn dabei eine kleine Scheibe am Eingange zur Wirbelerzeugung angebracht war, bei den Geschwindigkeiten *v*:

<i>v</i> = 1	2	3	4	5	6	7	8	9	10 m
<i>k</i> = 8	15	21	27	32	37	41	44	47	50 WE

b) Wenn die Scheibe fehlt:

<i>k</i> = 3,5	7,5	12	15	19	23	27	31	34	37 „
----------------	-----	----	----	----	----	----	----	----	------

c) Wenn die Luft über innen geheizte, parallele, in *n* Reihen mit 5 mm Zwischenraum angeordnete Eisenrohre von 33 mm äußeren Durchmesser geführt wurde:

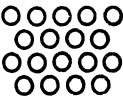

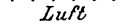
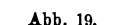
<i>n v</i> = 1	2	3	4	5	7	10	15	20 m	
1 <i>k</i> = 13,5	22	28	33	37	44	53	64	72 WE	
2 <i>k</i> = 13	21	27	32	36	43	51	52	70 „	
3 <i>k</i> = 12,5	20	26	31	35	42	50	60	67 „	
4 <i>k</i> = 12	19	24	29	33	39	47	57	63 „	



Abb. 19.

d) Wenn die zu erwärmende Luft an ebenen lotrechten Platten mit ihrer natürlichen Geschwindigkeit aufsteigt und die Platten nicht mit Dampf, sondern mit heißer Luft, der künstlich die Geschwindigkeit *v* gegeben wurde, geheizt werden:

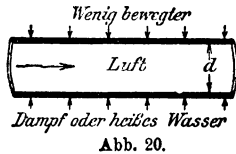
¹⁾ H. Rietschel, Leitfaden zum Berechnen und Entwerfen von Lüftungs- und Heizungs-Anlagen.

		bei $v = 0,5$					
Temp.-Unt.		1	2	3	6	8	10 m
$\mathcal{P}_m = 10$	$k = 0,8$	1,5	2,4	3,4	4	4,3	4,5 WE
„ = 20	$k = 1,2$	2	3,1	4,1	4,7	5	5,3 „
„ = 30	$k = 1,4$	2,4	3,5	4,5	5	5,4	5,9 „
„ = 40	$k = 1,6$	2,6	3,7	4,7	5,3	5,7	5,9 „
„ = 50	$k = 1,7$	2,7	3,8	4,8	5,4	5,8	6,0 „
„ = 60	$k = 1,8$	2,8	3,9	4,9	5,5	5,8	6,0 „

Nach Versuchen bei Gebr. Sulzer A.G.¹⁾ ergab ein mit Abdampf geheizter Sendric-Heizapparat an mit $v_i = 2 \div 16$ m Geschw. durchgeblasene Luft folgende Wärme-Übergangszahlen. St., qm, ° C.

$v_i = 2$	4	6	8	10	12	14	16 m
$k = 18,5$	27	30,8	43,5	51,5	60	68	76 WE

Nach Mitteilungen²⁾ der Prüfanstalt für Heizungs- und Lüftungsanlagen (Prof. Dr. Brabbée) darf nach den dort angestellten Versuchen an eisernen sauberen Rohren von $21,5 \div 119$ mm l. W. und etwa 1000 mm Länge die ganze Wärmeübergangszahl k von gesättigtem Heizdampf (oder auch warmem Wasser), die außen die Rohre umspülen, an die die Rohre durchfließende Luft nach der Gleichung (46) bestimmt, und in dieser die Faktoren $\frac{1}{\varepsilon}, \frac{\delta}{\lambda}, \frac{\delta_1}{\varepsilon_1}, \frac{1}{\eta}$ vernachlässigt werden. Denn der Teil-Übergang vom Dampf an die äußere Rohrwand $\frac{1}{\varepsilon}$ ist bei Dampf kaum größer als 0,0001 und $\frac{\delta}{\lambda}$ auch kaum größer als $\frac{0,006}{60} = 0,0001$. Für Wasser ist $\frac{1}{\varepsilon}$ höchstens = 0,0010. $\frac{\delta_1}{\lambda_1}$ und $\frac{1}{\eta}$ kommen hier überhaupt nicht in Betracht, weil sie für hier nicht vorhandene Bedeckung (Inkrustation) gelten. Die Versuche der Prüfanstalt haben für diese Fälle die ganze Übergangszahl k ergeben:



¹⁾ M. Hottinger, Ges.-Ing. 1916. S. 277.

²⁾ September 1910. Heft 3.

$$k = \alpha = 3,145 \frac{(\gamma \cdot v_i)^{0,79}}{d^{0,16}} \dots \dots \dots (72)$$

nach der die dort mitgeteilte Tabelle (26) berechnet ist, deren Werte mit denen von Nusselt (Tabelle 32) recht gut übereinstimmen:

Tabelle 26.

Ganze Wärmeübergangszahl k für 1 qm 1 St. 1° C von gesättigtem Dampf (oder warmem Wasser), die um eiserne Röhre spülen an die die Röhre durchströmende Luft (nach Gleich. 72).

Geschw. der Luft im Rohr v _i -Meter	Innerer Durchmesser der Röhre in mm							
	21,5	33,5	46	57,5	70	62,5	94,5	112
1	7,1	6,6	6,3	6,1	5,9	5,7	5,6	5,4
1,5	9,8	9,1	8,7	8,4	8,1	7,9	7,7	7,4
2	12,3	11,4	10,9	10,5	10,2	9,9	9,7	9,3
2,5	14,6	13,6	13,0	12,5	12,1	11,8	11,6	11,1
3	16,9	15,8	15,0	14,4	14,0	13,6	13,3	12,9
3,5	19,1	17,8	16,9	16,3	15,8	15,4	15,1	14,5
4	21,2	19,8	18,8	18,1	17,6	17,1	16,8	16,1
4,5	23,3	21,7	20,6	19,9	19,3	18,8	18,4	17,7
5	25,3	23,6	22,4	21,6	21,0	20,4	20,0	19,2
6	29,2	27,2	25,9	25,0	24,2	23,6	23,1	22,2
7	33	30,8	29,2	28,2	27,3	26,6	26,1	25,1
8	36,7	34,2	32,5	31,4	30,4	29,6	29,0	27,9
9	40,3	37,5	35,6	34,4	33,3	32,5	31,8	30,6
10	43,8	40,8	38,8	37,4	36,2	35,5	34,6	33,2
11	47,2	44,0	41,8	40,4	39,1	38,1	37,3	35,9
12	50,6	47,1	44,8	43,2	41,8	40,8	39,9	38,4
13	53,9	50,2	47,7	46,0	44,6	43,4	42,5	41,0
14	57,2	53,3	50,6	48,8	47,3	46,1	45,1	43,5
15	60,4	56,2	53,4	51,6	50,0	48,7	47,6	45,9
17	66,6	62	58,9	56,9	55,0	53,7	52,5	50,6
20	75,7	70,5	67,0	64,7	62,7	61,1	59,8	57,6
25	90,3	84,1	80,0	77,2	74,8	72,8	71,3	68,7
30	104,3	97,1	92,3	89,1	86,3	84,0	82,3	79,3

Hat die Luft nicht 0°, sondern:
 10 20 30 40
 Zahlen der Tabelle zu multiplizieren mit: 0,97 0,95 0,92 0,90 0,88

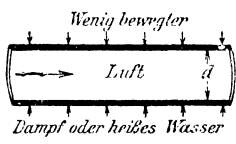


Abb. 21.

Wenn Luft rechtwinklig von außen auf eiserne von Dampf von 1 ÷ 5 Atm. abs. durchflossene Röhre von 33 ä. D., die mit Zwischenraum angeordnet sind, geblasen wird, so soll die ganze Wärmeübertragung k , wenn die Röhre in

2 3 4 Reihen hinter-
einander gelagert sind, etwa wie Abb. 19, betragen:

$$k = 15,8 (\gamma \cdot v_i)^{0,59} \quad 16,9 (\gamma \cdot v_i)^{0,59} \quad 18,1 (\gamma \cdot v_i)^{0,59} \quad (73)$$

Die Tabelle 27 gibt nach den Mitteilungen (Heft III) die Werte von k .

Tabelle 27. (Gleichungen 73).

Geschw. der Luft va-Meter	Anzahl der Rohrreihen			Geschw. der Luft va-Meter	Anzahl der Rohrreihen			
	2	3	4		2	3	4	
0,5	12,2	13,0	14,0	7	57,7	61,8	66,3	Hat die Luft nicht 0°, sondern: 10 20 30 40 50° C, so sind die Werte der Tabelle zu multiplizieren mit: 0,98 0,96 0,94 0,92 0,90
1,0	18,3	19,6	21,0	8	62,5	67,0	71,8	
1,5	23,3	24,9	26,7	9	67,0	71,8	76,9	
2,0	27,6	29,6	31,7	10	71,3	76,4	81,9	
2,5	31,5	33,7	36,1	11	75,4	80,8	86,6	
3,0	35,0	37,5	40,2	12	79,4	85,0	91,1	
3,5	38,4	41,1	44,2	13	83,2	89,1	95,5	
4,0	41,5	44,5	47,7	14	87,0	93,2	99,8	
4,5	44,5	47,7	51,1	15	90,6	97,1	104,0	
5,0	47,4	50,8	54,4	17	97,5	104,5	111,9	
6,0	52,7	56,5	60,5	20	107,4	115,1	123,3	

Wenn für den Wärmeübergang von warmem Wasser (außen) an Luft (innen) wie bekannt die Gleichung $\frac{1}{k} = \frac{1}{\varepsilon} + \frac{1}{\alpha}$ gilt, so soll in dieser für Wasser nach T. E. Stanton (Philos. Transact. Roy. Soc. London 1897) sein: $\varepsilon = 6410 v_w^{0,8}$ (worin v_w = Wassergeschwindigkeit) und α der reziproke Wert der Zahlen in der Tabelle 27 sein. Die nachstehende kleine Tabelle 28 zeigt die Größe von $\frac{1}{\varepsilon}$ für verschiedene Wassergeschwindigkeiten v_w . Hieraus ist zu schließen, daß auch für diesen Fall, der Kleinheit von $\frac{1}{\varepsilon}$ wegen, dieser Summand vernachlässigt werden kann, woraus sich auch nach dieser Betrachtung die Berechtigung ergibt $k = \alpha$ zu setzen wie in Gleich. (72) geschehen.

Tabelle 28.

v_w	0,8 v_w	ϵ	$\frac{1}{\epsilon}$	v_w	0,8 v_w	ϵ	$\frac{1}{\epsilon}$
0,1	0,1585	1017	0,000 985	0,8	0,8365	5362	0,000 187
0,2	0,2807	1800	0 000 555	0,9	0,9192	5891	0,000 170
0,3	0,3817	2445	0,000 409	1,0	1,0000	6410	0,000 156
0,4	0,4805	3080	0,000 324	1,25	1,1954	7650	0,000 131
0,5	0,5743	3680	0,000 272	1,50	1,3821	8910	0,000 112
0,6	0,6645	4260	0,000 235	1,75	1,5647	10020	0,000 100
0,7	0,7518	4818	0,000 208	2,0	1,7411	11181	0,000 089

An Lufterwärmern, die aus hohlen, rhombischen, glattwandigen, parallelen Körpern mit schmalen Zwischenspalten bestehen (Rhombikus) Abb. 22, stellte A. Margolis¹⁾ Versuche über ihre Gesamtwärmeabgabe K an Luft an, unter Berücksichtigung ihres Druckverlustes und Luftwiderstandes. Die umfangreichen Tabellen über die Leistung dieser Heizkörper finden sich an der angegebenen Stelle. Der Herr Verfasser spricht aus, daß für die Bewertung eines Lufterhitzers die gleichzeitige Angabe von Wärmedurchgang, Lufterwärmung und Druckverlust erforderlich sei, die Luftgeschwindigkeit dabei aber vollständig ausgeschaltet werden könne. Es ist dabei wohl besonders an solche vielzellige Lufterwärmer gedacht, durch deren von den Zellen gebildeten Kanäle die zu erwärmende Luft mechanisch mit gewisser Geschwindigkeit getrieben wird.



Abb. 22.

Wohl auch zu dem Zweck, um für Heizungsanlagen zuverlässige Unterlagen zu gewinnen, hat Dr. Friedrich Wamsler²⁾ sowohl den Wärmeverlust durch Strahlung k_s verschiedener Körper als auch den ganzen Wärmeverlust ($k = k_s + k_u$) von Rohren, die in einem gegen Luftbewegung ziemlich geschützten Raum horizontal aufgehängt waren, aus verschiedenen Materialien bestanden und verschiedene

¹⁾ Dipl.-Ing. A. Margolis, Gesundheits-Ingenieur 1916. Nr. 19. Die Bewertung von Lufterhitzern unter besonderer Berücksichtigung des Rhombikus-Lufterhitzers.

²⁾ Z. d. V. d. Ing. 1911. S. 599, 628.

Durchmesser hatten (14,5—25,5—39,5—65,5—79—59 mm ä. D.), untersucht.

Wenn heiße Körper Wärme an ihre luftefüllte Umgebung abgeben, so geschieht dieses zugleich sowohl durch direkte Wärmeleitung an die umgebende Luft, die die Wärme abhängig von ihrer Geschwindigkeit (Konvektion) mehr oder weniger leicht aufnimmt (= k_u) als auch ohne Vermittelung dieser durch Strahlung¹⁾ in den Raum (k_s). Dieser letztere Strahlungsverlust k_s ist nach der Entdeckung und Begründung von Stefan und Boltzmann für den absolut schwarzen Körper direkt proportional der vierten Potenz der absoluten Temperatur T und abhängig von einem für jeden Stoff verschiedenen Festwert σ

$$k_s = \sigma T^4$$

(worin σ in Gramm Kalorien in 1 Sekunde und qcm ausgedrückt für den absolut schwarzen Körper = $1,28 \cdot 10^{-12}$ ist).

Nach Wamsler scheint nun dieses Gesetz mit praktisch hinreichender Genauigkeit auch für andere, nicht absolut schwarze Körper zu gelten, und er fand, den Festwert S für die von ihm untersuchten Stoffe in Kilogramm Kalorien für Stunde 1 qm und 1^0 C:

für Lampenruß	$S = 4,44 \cdot 10^{-8}$
„ Messing (matt)	$S = 1,03 \cdot 10^{-8}$
„ Kupfer (schwach poliert)	$S = 0,79 \cdot 10^{-8}$
„ Schmiedeeisen (matt oxydiert)	$S = 4,40 \cdot 10^{-8}$
„ Schmiedeeisen (hochblank)	$S = 1,33 \cdot 10^{-8}$
„ Zink	$S = 0,97 \cdot 10^{-8}$
„ Gußeisen	$S = 4,48 \cdot 10^{-8}$
„ Kalkmörtel	$S_k = 4,30 \cdot 10^{-8}$
„ den absolut schwarzen Körper S_s	$S_s = 4,61 \cdot 10^{-8}$

Der Strahlungsverlust ist dann nach Wamsler:

$$k_s = \frac{\left(\frac{T_r}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_l}{100}\right)^4}{\frac{1}{S} + \frac{1}{S_k} - \frac{1}{S_s}} \dots \dots \dots (74)$$

worin S_s den Strahlungsfestwert für den absolut schwarzen Körper

¹⁾ E. G. Reif. Die Wärmeaufnahme-fähigkeit der Farben bei Bestrahlung ist verschieden. Wird sie bei weiß = 100 gesetzt, so ist sie bei gelb = 102, dunkelgelb = 140, hellgrün = 152, dunkelgrün = 161, rot = 168, hellbraun = 198, schwarz = 108. Eis- und Kälte-Industrie 1916. S. 90.

= 4,61 (Kurlbaum), S_k den Festwert für Kalkmörtel = 4,30 (da der Vorgang in einem von mit Kalkmörtel bedeckten Wänden umgebenen Raum gedacht wird), S den Festwert für die verschiedenen Rohrmaterialien, T_r und T_l die absoluten Temperaturen der Oberfläche des heißen Rohres und der umgebenden Luft bedeuten. (In die Gleichung (74) sind die Werte von S , S_n , S_k ohne den Faktor 10^{-8} einzusetzen, weil dieser zweckmäßigerweise schon durch $\left(\frac{1}{100}\right)^4$ berücksichtigt ist.)

Für Leitung und Strömung stellt Wamsler die rein empirische Formel auf:

$$k_u = \frac{M \cdot (t_r - t_l)^{0,233}}{D^{0,3}} \dots \dots \dots (75)$$

worin M einen Festwert bedeutet, der vom Rohrmaterial abhängt und für Gußeisen = 0,97, Schmiedeeisen 0,91, Kupfer 1,04 ist. D ist der Rohrdurchmesser in Metern und t_r und t_l die Temperaturen des Rohres und der Luft.

Tabelle 29.

Wärmeabgabe durch Strahlung k_s und durch Leitung und Strömung k_u wagerechter geheizter Metallrohre an die umgebende (nicht besonders bewegte) Luft für Stunde und qm bei dem Temperaturunterschied ϑ . Die Summe von k_s und k_u gibt in jedem Fall den ganzen Verlust (Gl. 77).

Temperaturen			Strahlungsverlust k_s horizontaler Rohre, wenn ihre Oberfläche besteht aus:							Leitungs- und Strömungsverlust k_u horizontaler Rohre, wenn ihr äußerer Durchmesser d in mm ist:				
des Heizrohres	der umgebenden Luft	Differenz	Lam- ruß	Messing matt	Kupfer schwach poliert	Schmiede- eisen matt oxydiert	Schmiede- eisen hochblank	Zink	Gußeisen	38	51	60	83	102
$t_r, ^\circ$	$t_l, ^\circ$	ϑ												
120	20	100	703	173	125	703	216	158	703	7,37	6,79	6,42	6,00	5,76
110	20	90	600	147	107	600	185	135	600	7,11	6,61	6,34	5,85	5,49
100	20	80	511	127	93	511	157	114	511	6,91	6,42	6,16	5,68	5,41
90	20	70	426	105	76	426	121	95	426	6,69	6,22	5,96	5,50	5,22
80	20	60	336	85	61	336	106	77	336	6,48	5,97	5,64	5,29	5,03
70	20	50	264	67	49	264	84	62	264	6,15	5,71	5,49	5,05	4,81
60	20	40	212	55	37	212	65	48	212	5,84	5,40	5,15	4,77	4,54
50	20	30	150	37	27	150	46	34	150	5,45	5,01	4,76	4,45	4,23
40	20	20	93	23	17	93	29	21	93	4,93	4,54	4,36	4,02	3,82
30	20	10	44	11	8	44	14	10	44	4,15	3,82	3,67	3,38	3,20

Nach einer Formel von Nusselt ist ohne Berücksichtigung des Rohrmaterials:

$$k_u = 1,02 \sqrt[4]{\frac{t_r - t_i}{D}} \dots \dots \dots (76)$$

Wird die Gleichung (74) für die Strahlung und die Gleichung (76) für die Leitung und Strömung benutzt, so ergibt sich die nachstehende Formel (77), aus der man den ganzen Wärmeverlust wage-rechter Metallrohre in ruhiger Luft bestimmen kann, was in der Tabelle 29 für einige Fälle vom Verfasser geschehen ist:

$$k = k_s + k_u = \frac{\left(\frac{T_r}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_i}{100}\right)^4}{\frac{1}{S} + \frac{1}{S_k} - \frac{1}{S_s}} + 1,02 \sqrt[4]{\frac{t_r - t_i}{D}} \dots (77)$$

Professor E. Josse, Charlottenburg, stellte durch Versuche fest, daß Luft die Wärme um so schwerer aufnimmt, je verdünnter sie ist, was ja auch mit den von uns und anderen gemachten Beobachtungen übereinstimmt, nach denen überhitzter Dampf oder solcher von geringer Spannung sich ähnlich verhält. Hier wie dort macht es den Eindruck, als ob die Wärmeaufnahme unter sonst gleichen Umständen mit der Dichte zu- und abnehme.

Die Geschwindigkeit scheint auch nach Josses Versuchen die Wärme-Übergangszahl etwa proportional $\sqrt[3]{v^2}$ zu beeinflussen.

Der Genannte beobachtete an einem Rohr von 23 mm l. W., 1320 mm Länge, also 0,0594 qm, das außen mit Dampf von 100° C geheizt wurde, folgendes:

Abs. Druck der Luft	Geschw. der Luft	Wärme-Über-gangszahl	Abs. Druck der Luft	Geschw. der Luft	Wärme-Über-gangszahl	Abs. Druck der Luft	Geschw. der Luft	Wärme-Über-gangszahl
Atm.	v	k	Atm.	v	k	Atm.	"	k
1,034	18,95	56,3	0,515	18,70	32,6	0,106	10,30	4,13 (?)
1,034	12,46	41,8	0,515	10,85	25,2	0,106	7,77	4,66
1,034	6,65	26,9	0,515	8,54	20,6	0,106	4,97	3,03
1,034	4,60	19,6	0,515	4,89	4,89	0,106	4,08	2,76
1,034	3,55	16,1	0,515	2,71	2,71	0,106	1,47	0,84
1,034	2,52	10,6	—	—	—	—	—	—
1,034	1,50	7,78	—	—	—	—	—	—

Nach Versuchen von Erwin Hinlein¹⁾ ist der ganze Wärmeverlust um eine wagerechte Achse drehender, heißer Kupferzylinder, innerhalb der Temperaturgrenzen von 15 bis 60° C fast ganz proportional dem Temperatur-Unterschied zwischen Zylindermantel und umgebender Luft aber veränderlich mit der Umfangsgeschwindigkeit und dem Anstrich.

Der Genannte fand den Wärmeverlust k_l der Kupfertrommel für 1 qm 1 Stunde und 1° C Temperatur-Unterschied in WE wie folgt:

Tabelle 30.

Umfangsgeschwindigkeit	Kupfer-Zylinder blank	Umfangsgeschwindigkeit	Kupfer-Zylinder mit Dynamolack gestrichen	Umfangsgeschwindigkeit	Kupfer-Zylinder mit Mattlack gestrichen
	WE		WE		WE
met/sek		met/sek		met/sek	
0	3,045	0	5,022	0	5,274
0,5	3,161	—	—	—	—
3,15	7,128	—	—	—	—
9,64	12,744	9,28	16,922	9,92	17,388
14,65	15,444	14,48	19,584	13,96	19,620
22,70	16,560	22,15	23,184	22,40	23,472
25,70	16,920	—	—	—	—

Den Wärmeübergang α von einer gewalzten warmen Kupferplatte an die Luft des umgebenden Raumes, deren Temperatur gemessen wurde in der Entfernung e von der Platte, d. h. da wo die Konvektionsströme aufhören, fand Hencky²⁾ für Temperaturunterschiede ϑ wie folgt:

ϑ	Die Platte lag				ϑ	Die Platte lag			
	lotrecht		wagrecht			lotrecht		wagrecht	
	e	α	e	α		e	α	e	α
10	500	6,6	800	5,8	70	2400	10,4	1500	8,5
20	2000	7,7	1000	6,7	80	„	10,75	„	8,8
30	2400	8,25	1200	7,1	90	„	11,0	„	8,9
40	„	8,9	1300	7,6	100	„	11,25	„	9,1
50	„	9,5	1400	7,9	110	„	11,5	„	9,33
60	„	10	1500	8,2	120	„	11,8	„	9,6

¹⁾ Z. d. V. d. Ing. 1911. Nr. 18. S. 730.

²⁾ Dipl.-Ing. K. Hencky, Z. f. d. ges. Kälteind. 1915. Heft 8—9

Die Teilwärmübergangszahlen ϵ und α von etwas zusammengepresster Luft an eine Kupferwand und von dieser an Wasser untersuchte Jordan ¹⁾ recht ausführlich, indem er auf 370—450—600—725° erhitze Luft von oben nach unten durch ein lotrecht befestigtes Kupferrohr von $\frac{3}{4}$ “ i. Dr., das außen von einem zweiten umgeben war, blies. Durch den ringförmigen Querschnitt um das innere Rohr floß Wasser, das sich dabei von 45—107° auf 65—130° C erwärmte. Es werden die Geschwindigkeiten v_l und v_w von Luft und Wasser, sowie die von jedem aufgenommenen Wärmemengen besonders festgestellt und es zeigte sich, daß die Teilwärmübergänge fast proportional mit den Geschwindigkeiten wachsen. Einige der von Jordan gefundenen Ergebnisse (in metrisches Maß umgerechnet) folgen hier.

Die Zahlen für ϵ und α gelten für 1 qm, 1 St. und 1° C Unterschied zwischen Kupferwand und Flüssigkeit.

Wärmübergang ϵ zwischen heizender Luft und Kupferwand:

v_l	=	10	15	20	30	40	50	60	70	75	m.
ϵ	=	54	71	85	116	147	178	208	239	295	WE.

Wärmübergang α zwischen Kupferwand und geheiztem Wasser mittlerer Temperatur-Unterschied $\vartheta_m = 28$ °.

v_w	=	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	m.
α	=	1320	2280	3168	3960	5040	5940	6776	7600	WE.

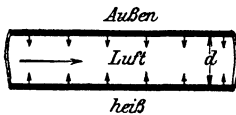


Abb. 23.

Den Übergang der Wärme von der heißen Innenwand eines von außen durch gesättigten Dampf geheizten Metallrohrs an Luft, Gas und überhitzten Wasserdampf hat Nusselt ²⁾ nach eigenen ausgezeichneten Versuchen und unter Berücksichtigung aller dabei eintretenden Umstände und Vorgänge erörtert und ist zu folgender Formel gelangt, die auch für den Wärmübergang von Gas an die Innenwand gilt.

$$\alpha = 15,90 \frac{\lambda_{wand}}{d^{0,214}} \left(\frac{v \cdot C_p}{\lambda} \right)^{0,786} \dots \dots \dots (78)$$

Darin bedeutet α = die Wärmübergangszahl qm/st/° C von der Wand an das Gas (nicht den ganzen Festwert k), d = den Rohrdurchmesser in m, λ die Wärmeleitung des Gases bei seiner Durchschnittstemperatur, λ_{wand} seine Wärmeleitung bei der

¹⁾ Prof. H. C. Jordan. Instit. of mech. Engineers. 1909. S. 1317.
²⁾ Prof. Dr. W. Nusselt, Mitteil. über Forschungsarb. 1910. Nr. 89.

Wandtemperatur, v = die Geschwindigkeit m/Sec, C_p die spezifische Wärme des Gases für 1 cbm. Nach dieser Gleichung sind die Tabellen 32 und 33 für Luft und überhitzten Wasserdampf vom Verfasser berechnet.

Für Luft ist dabei die Wärmeleitung λ , die sich mit der Temperatur ändert, nach der Gleichung

$$\lambda = 0,01894 (1 + 0,00228 \cdot t) \dots \dots \dots (79)$$

bestimmt und ergab sich wie folgt:

Tabelle 31¹⁾.Wärmeleitzahl der Luft in WE_{st}/cbm, °C.

t°	λ	f_t	t°	λ	f_t	t°	λ	f_t
0	0,01894	0,818	90	0,02282	0,986	180	0,02671	1,153
10	0,01935	0,836	100	0,02315	1,000	190	0,02713	1,172
20	0,01980	0,855	110	0,02369	1,015	200	0,02760	1,192
30	0,02024	0,874	120	0,02415	1,043	210	0,02799	1,209
40	0,02066	0,891	130	0,02454	1,060	220	0,02842	1,220
50	0,02119	0,911	140	0,02494	1,076	230	0,02879	1,244
60	0,02152	0,919	150	0,02541	1,098	240	0,02930	1,261
70	0,02200	0,950	160	0,02576	1,112	250	0,02974	1,285
80	0,02238	0,967	170	0,02626	1,134			

Die spezifische Wärme eines Kubikmeters Luft ist

$$C_p = \frac{p \cdot \gamma_t \cdot T \cdot \sigma_t}{T_t} = \frac{p \cdot 1,293 \cdot 273 \cdot 0,2378}{T_t} \dots \dots (80)$$

worin p = den Druck in Atmosphären, γ_t das Luftgewicht für cbm bei 0° C ($T = 273$), σ_t die spezifische Wärme pro 1 kg = 0,2375, T_t die absolute Temperatur der Luft bedeutet. In der Tabelle 32 ist in der Spalte 2 das Produkt $v \cdot p$ angegeben, das also bei ihrer Benutzung vorher festgestellt werden muß.

Die Wärmeleitung an der Wand ist in der Tabelle 32 immer für eine Wandtemperatur von 100° angenommen worden, d. h. $\lambda_{wand} = 0,02315$; für andere Wandtemperaturen t von 0 ÷ 250° müssen die Werte der Tabelle 32 mit dem Faktor f_t multipliziert

¹⁾ Siehe auch Seite 73.

Tabelle 32.

Teil-Wärmetübergangszahl a von heißer Metallrohrwand an durchströmende Luft oder umgekehrt von dieser an jene.

Nach der von W. Nusselt aufgestellten Gleichung (78), berechnet v. Verf.

Rohr- Durch- messer	Produkt aus Ge- schwin- digk. $v \times$ Druck (Atm.) p. v. p.	Mittlere Temperatur t° der Luft im Rohr.							
		10	20	40	60	80	100	120	140
10	0,4	3,989	3,907	3,422	3,304	3,154	2,854	2,649	2,483
	0,6	5,570	5,396	4,928	4,546	4,257	3,848	3,644	3,401
	0,8	7,000	6,684	6,177	5,712	5,344	4,944	4,563	4,282
	1,0	8,346	8,010	7,360	6,793	6,368	5,866	5,443	5,099
	1,5	11,26	11,04	10,12	9,344	8,741	8,065	7,488	7,022
	2	14,46	13,80	12,73	11,71	11,00	10,11	9,170	8,796
	4	24,02	23,82	20,90	20,18	19,26	17,43	16,18	15,17
	6	34,18	32,59	30,10	27,77	26,00	23,98	22,26	20,76
	8	42,84	40,76	37,71	34,80	32,65	30,23	27,88	26,16
	10	51,10	48,94	44,96	40,55	38,90	35,84	33,82	31,15
	15	68,83	67,32	61,84	57,08	53,40	49,27	45,75	42,90
	20	88,34	84,35	77,80	71,58	67,20	61,77	57,46	53,74
	30	121,7	115,5	107,1	98,42	92,08	85,80	78,94	73,84
	40	152,3	145,5	133,6	123,2	115,7	106,5	98,85	92,15
50	181,5	173,4	161,0	139,6	137,5	126,8	117,8	110,3	
75	250,0	235,2	219,5	203,0	189,5	170,8	162,2	152,0	
100	313,0	299,5	274,7	253,4	237,3	215,0	203,1	190,2	
20	0,4	3,533	3,375	2,962	2,860	2,729	2,176	2,293	2,149
	0,6	4,861	4,726	4,266	3,936	3,684	3,389	3,154	2,941
	0,8	6,058	5,775	5,346	4,932	4,627	4,279	3,950	3,706
	1,0	7,224	6,935	6,370	5,879	5,511	5,078	4,712	4,413
	1,5	9,752	9,538	8,762	8,087	7,566	6,980	6,481	6,072
	2	12,51	11,95	11,02	10,13	9,521	8,751	8,122	7,613
	4	21,05	20,62	18,09	17,47	16,67	15,09	14,00	13,13
	6	29,58	28,21	26,06	24,04	22,51	20,75	19,27	17,97
	8	37,01	35,23	32,66	30,13	28,26	26,14	24,13	22,64
	10	44,18	42,37	38,03	35,10	33,67	31,02	28,19	26,95
	15	59,21	58,27	53,50	49,48	46,22	42,64	39,53	37,13
	20	76,47	73,01	67,34	61,93	58,15	53,46	49,62	46,51
30	105,3	109,5	92,70	85,19	79,70	74,26	68,32	63,91	
40	131,8	125,9	115,6	106,6	100,2	92,23	85,54	79,76	

Tabelle 32.

Rohr- durch- messer d mm	Produkt aus Ge- schwin- digk. v × Druck (Atm.) p. v p.	Mittlere Temperatur t° der Luft im Rohr							
		10	20	40	60	80	100	120	140
20	50	157,1	150,1	139,4	129,08	119,0	109,7	101,9	95,50
	75	216,4	203,6	190,0	175,2	164,1	152,8	140,4	131,5
	100	270,9	259,0	238,0	219,3	205,4	190,5	175,8	164,7
40	0,4	2,990	2,922	2,565	2,476	2,363	2,139	1,985	1,861
	0,6	4,210	4,093	3,678	3,487	3,190	2,942	2,731	2,547
	0,8	5,246	5,001	4,630	4,271	4,005	3,705	3,500	3,210
	1,0	6,256	6,004	5,513	5,079	4,766	4,397	4,080	3,822
	1,5	8,445	8,260	7,587	7,003	6,552	6,045	5,613	4,822
	2	10,84	10,34	9,545	8,578	8,245	7,578	7,034	6,593
	4	18,23	17,85	15,67	14,82	14,43	13,07	12,10	11,37
	6	25,62	24,43	22,56	20,82	19,49	17,97	16,68	15,56
	8	32,05	30,55	28,28	26,09	24,47	22,64	20,89	19,61
	10	38,30	35,68	33,70	30,39	29,16	26,86	24,92	22,95
	15	51,59	50,46	46,35	42,75	40,03	36,93	34,45	32,16
	20	66,23	63,22	58,31	53,63	50,37	46,30	42,97	40,28
	30	91,36	85,80	80,27	73,77	68,86	64,31	59,17	55,34
	40	114,1	109,0	100,1	92,36	86,77	79,87	74,11	69,07
50	136,1	130,0	120,7	104,6	103,1	95,06	88,31	82,70	
75	187,4	176,3	164,4	151,7	144,0	128,0	121,5	113,9	
100	234,6	224,3	205,8	189,9	177,8	163,7	148,6	142,6	
60	0,4	2,734	2,672	2,345	2,265	2,160	1,956	1,815	1,702
	0,6	3,849	3,742	3,377	3,116	2,918	2,684	2,497	2,329
	0,8	4,787	4,573	4,233	3,905	3,662	3,388	3,127	2,935
	1,0	5,720	5,490	5,044	4,655	4,364	4,019	3,730	3,494
	1,5	7,721	7,552	6,937	6,403	5,991	5,527	5,132	4,812
	2	9,910	9,462	8,727	8,026	7,538	6,929	6,432	6,028
	4	16,67	16,32	14,32	13,83	12,94	11,95	11,09	10,40
	6	23,42	22,34	20,63	19,03	17,82	16,43	15,25	14,23
	8	29,30	27,90	25,86	23,85	22,37	20,70	19,10	17,93
	10	35,02	33,54	30,81	27,79	26,66	24,56	22,79	21,35
	15	47,17	46,14	42,38	39,12	36,61	33,76	31,35	29,40
	20	60,54	57,81	53,32	49,03	46,05	42,33	39,29	36,82
	30	83,44	78,10	73,36	67,46	63,09	58,80	54,10	50,60
	40	104,3	99,74	91,60	84,45	81,19	73,03	67,74	63,15
50	124,4	118,8	110,3	95,67	94,26	86,91	80,74	75,61	

Tabelle 32.

Rohr- durch- messer	Produkt aus Ge- schwin- digk. v X Druck (Atm. p. v. p.)	Mittlere Temperatur t° der Luft im Rohr							
		10	20	40	60	80	100	120	140
60	75	171,2	161,2	150,4	138,7	129,9	117,1	111,1	104,1
	100	214,5	205,1	188,2	173,7	162,6	150,4	139,1	130,3
80	0,4	2,555	2,497	2,191	2,116	1,997	1,820	1,696	1,590
	0,6	3,598	3,497	3,156	2,912	2,726	2,514	2,334	2,176
	0,8	4,483	4,273	3,956	3,650	3,422	3,166	2,922	2,742
	1,0	5,346	5,136	4,714	4,350	4,078	3,757	3,486	3,258
	1,5	7,216	7,057	6,483	5,985	5,598	5,165	4,796	4,498
	2,0	9,261	8,843	8,231	7,506	7,045	6,530	6,010	5,633
	4	15,58	15,14	13,08	12,93	12,85	12,72	10,36	9,720
	6	21,89	20,87	19,28	17,78	16,65	15,36	14,26	13,60
	8	27,39	26,10	24,17	22,29	20,91	19,34	17,85	16,75
	10	32,73	31,39	28,80	25,97	24,91	22,95	21,30	19,95
	15	44,08	43,12	39,61	36,56	34,23	31,55	29,30	27,48
	20	56,56	47,02	49,83	45,82	42,99	39,56	36,71	34,42
	30	78,00	73,10	67,59	60,20	58,97	54,95	50,56	47,29
	40	97,54	93,21	85,60	78,92	74,14	68,25	63,31	59,03
50	116,3	111,0	103,1	89,41	88,12	81,22	73,74	70,66	
75	160,1	150,6	140,6	129,6	121,4	109,4	103,9	97,33	
100	200,5	191,6	175,1	162,3	151,9	140,5	130,0	121,8	
100	0,4	2,445	2,390	2,097	2,025	1,932	1,750	1,624	1,522
	0,6	3,436	3,347	3,021	2,787	2,609	2,405	2,234	2,083
	0,8	4,291	4,090	3,787	3,493	3,276	3,031	2,497	2,625
	1,0	5,105	4,911	4,512	4,164	3,905	3,680	3,337	3,119
	1,5	6,760	6,556	6,205	5,734	5,359	4,944	4,590	4,306
	2	8,865	8,464	7,807	7,163	6,743	6,198	5,753	5,392
	4	14,91	14,60	12,90	12,85	12,80	12,67	9,922	9,304
	6	20,95	19,95	18,45	17,03	15,94	14,70	13,64	12,72
	8	26,21	24,99	32,13	21,34	19,96	18,51	17,09	15,86
	10	31,26	30,00	27,56	24,86	23,85	21,47	20,38	19,99
	15	42,19	41,27	37,91	35,00	33,74	30,20	28,04	26,30
	20	54,16	51,71	47,69	43,76	41,20	37,87	35,14	32,94
	30	74,48	69,70	65,66	60,33	56,45	52,60	48,55	45,28
	40	93,36	89,22	81,94	75,54	70,97	65,82	60,60	56,36
50	111,3	101,5	98,74	85,58	84,35	77,75	72,22	67,63	
75	153,2	144,2	134,5	124,1	116,2	104,7	99,51	93,19	

Tabelle 32.

Rohr- durch- messer d mm	Produkt aus Ge- schwin- digk v × Druck (Atm.p. v. p.	Mittlere Temperatur t° der Luft im Rohr.							
		10	20	40	60	80	100	120	140
100	100	191,9	183,4	168,3	155,3	145,5	133,5	124,5	116,60
150	0,4	2,242	2,191	1,923	1,823	1,772	1,604	1,489	1,396
	0,6	3,157	3,069	2,770	2,555	2,392	2,206	2,048	1,910
	0,8	3,934	3,750	3,472	3,203	3,004	2,779	2,564	2,407
	1,0	4,691	4,503	4,137	3,817	3,579	3,305	3,059	2,866
	1,5	6,332	6,195	5,689	5,251	4,914	4,533	4,209	3,947
	2	8,128	7,760	7,185	6,582	6,183	5,683	5,274	4,932
	4	13,67	12,96	12,79	12,74	12,63	9,801	9,097	8,531
	6	19,21	18,32	16,92	15,61	14,61	13,48	12,51	11,67
	8	24,03	22,91	21,24	19,57	18,35	16,97	15,67	14,70
	10	28,72	27,51	25,27	22,79	21,86	20,14	18,69	17,51
	15	38,69	37,84	34,76	32,08	30,02	27,69	25,71	24,11
	20	49,76	47,41	43,73	40,21	37,77	34,72	32,72	30,20
	30	68,43	64,0	60,20	55,33	51,76	48,22	44,37	41,50
	40	85,60	81,75	75,12	69,26	65,07	59,89	55,97	51,79
50	102,0	97,47	90,53	78,47	77,33	71,28	66,22	61,97	
75	140,5	132,2	120,5	113,8	106,5	96,00	91,20	85,44	
100	175,9	168,2	154,3	142,4	133,3	123,2	114,1	106,9	
200	0,4	2,123	2,075	1,821	1,758	1,677	1,519	1,410	1,321
	0,6	3,092	2,906	2,623	2,419	2,265	2,039	1,939	1,808
	0,8	3,725	3,600	3,287	3,176	2,844	2,631	2,428	2,279
	1,0	4,442	4,263	3,918	3,615	3,389	3,122	2,898	2,713
	1,5	5,996	5,865	5,387	4,972	4,652	4,293	3,985	3,737
	2	7,696	7,348	6,777	6,233	5,854	5,506	4,994	4,681
	4	12,94	12,80	12,72	12,68	12,30	9,281	8,614	8,077
	6	18,19	17,35	16,02	14,78	13,84	12,76	11,85	11,05
	8	22,71	21,69	20,08	18,52	17,38	16,07	14,82	13,92
	10	27,20	26,05	23,93	21,53	20,70	19,07	17,70	16,58
	15	36,63	35,83	32,91	30,38	28,42	26,22	24,35	22,83
	20	47,02	44,89	41,41	38,08	34,67	32,87	30,51	28,60
	30	64,80	59,8	55,70	52,38	49,01	45,66	42,01	39,30
	40	81,05	77,46	71,13	65,58	61,61	56,71	52,61	49,04
50	96,65	92,30	85,72	74,30	73,20	67,50	62,70	58,72	
75	133,0	125,2	116,8	107,7	100,9	90,90	86,33	80,91	
100	166,6	159,3	146,1	134,9	126,3	116,3	108,10	101,20	

Tabelle 33.
Wärmeleitungskoeffizient λ_a des überhitzten Dampfes.

t°	λ_a	f_a	t°	λ_a	f_a	t°	λ_a	f_a
100	0,02753	0,638	190	0,03502	0,876	260	0,04095	1,024
120	0,02937	0,734	195	0,03542	0,888	270	0,04168	1,042
125	0,02980	0,745	200	0,03586	0,897	275	0,04208	1,052
130	0,03004	0,751	210	0,03669	0,917	280	0,04252	1,063
140	0,03085	0,771	215	0,03709	0,927	290	0,04335	1,084
150	0,03170	0,793	220	0,03753	0,938	300	0,04417	1,104
160	0,03250	0,813	225	0,03794	0,948	320	0,04585	1,146
165	0,03292	0,823	230	0,03836	0,959	340	0,04747	1,187
170	0,03337	0,834	235	0,03876	0,969	360	0,04919	1,239
175	0,03375	0,844	240	0,03957	0,989	380	0,05016	1,254
180	0,03419	0,855	250	0,04003	0,1000	400	0,05253	1,313

werden, der in den Spalten 3 der Tabelle 31 verzeichnet ist. Die in der Tabelle 32 angegebene mittlere Temperatur t der Luft ist das arithmetrische Mittel aus ihrer Eintritts- und Austrittstemperatur.

Beispiel: Luft, die mit 20° ein- und mit 140° austritt, hat eine mittlere Temperatur von 80° . Ist ihre Spannung = 2 Atm. und ihre Geschwindigkeit = 10 m, so ist $v \cdot p = 20$, der Rohrdurchmesser d sei = 0,060 m und die Wandtemperatur = 200° , dann ist ihre wirkliche Wärmeübergangszahl von der Innenwand an die Luft $a \cdot f_i = 46,05 \cdot 1,192 = 54,89 WE$.

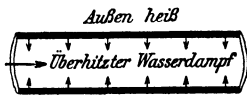


Abb. 24.

Für überhitzten Wasserdampf wurde die Wärmeleitung nach der Formel

$$\lambda = 0,0192 (1 + 0,0434 \cdot t) \quad (81)$$

bestimmt. Bei der Berechnung der Tabelle 35 selbst ist als Temperatur der heißen Rohrwand durchweg 250° , d. h. also $\lambda_{wand} = 0,04003$

zugrunde gelegt. Für jede andere Wandtemperatur müssen die Werte der Tabelle 35 mit dem Faktor f_a multipliziert werden, der sich in der kleinen Tabelle 33 in den Spalten 3 befindet.

Die mittlere spezifische Wärme σ_a des überhitzten Wasserdampfes für 1 kg ist für fast alle Temperaturen aus der Tabelle 7 zu entnehmen und das Gewicht von 1 cbm kann nach der Zeunerschen Formel

$$p V_a = 50,9 T - 192,5 \sqrt{p} \quad (82)$$

Tabelle 34.
 Zusammenstellung der Werte zur Berechnung der Wärmeübergangszahlen α an überhitztem Wasserdampf in von aussen erwärmten Röhren.
 t_m mittlere Temperatur, γ_d Gewicht pro cbm, σ_d spezif. Wärme pro Kilo, λ Wärmeleitung, σ_u spezif. Wärme pro cbm.

Spannung des Dampfes p Atm. abs.	Temperatur des gesättigten Dampfes t_s °C	Temperatur, bis zu welcher der Dampf überhitzt wird												
		200		250		300		350		400				
0,1	47	t_m	123	150	175	200	225	250	275	300	325	350	375	400
		σ_d	0,36	0,02980	0,36	0,03170	0,36	0,03375	0,36	0,03586	0,36	0,03806	0,36	0,04031
0,5	82	t_m	141	166	191	216	241	266	291	316	341	366	391	416
		σ_d	0,40	0,03085	0,40	0,03298	0,40	0,03502	0,40	0,03709	0,40	0,03920	0,40	0,04131
1	100	t_m	150	175	200	225	250	275	300	325	350	375	400	
		σ_d	0,462	0,03170	0,462	0,03375	0,462	0,03586	0,462	0,03794	0,462	0,04003	0,462	0,04212
3	139	t_m	170	195	220	245	270	295	320	345	370	395	420	
		σ_d	0,50	0,03387	0,50	0,03542	0,49	0,03753	0,49	0,03964	0,48	0,04175	0,48	0,04386
5	152	t_m	175	200	225	250	275	300	325	350	375	400		
		σ_d	0,53	0,03375	0,51	0,03586	0,49	0,03794	0,48	0,04003	0,47	0,04212	0,46	0,04423
7	165	t_m	183	207	231	255	279	303	327	351	375	399	423	
		σ_d	0,56	0,03440	0,52	0,03655	0,49	0,03878	0,48	0,04102	0,47	0,04326	0,46	0,04550
10	180	t_m	190	215	240	265	290	315	340	365	390	415	440	
		σ_d	0,597	0,03502	0,552	0,03709	0,51	0,03920	0,51	0,04131	0,50	0,04342	0,49	0,04553
15	199	t_m	200	225	250	275	300	325	350	375	400	425	450	
		σ_d	0,68	0,03586	0,65	0,03797	0,572	0,04003	0,540	0,04208	0,510	0,04419	0,480	0,04620

Tabelle 35.

Wärmübergangskoeffizient a $\text{qm/St}^{\circ}\text{C}$ nur von innerer Metallrohrwand an durchströmenden überhitzten Wasserdampf nach der Gleichung (78) von Dr.-Ing. W. Nusselt (berechnet vom Verfasser).

Dampf		Temperatur bis zu welcher der Dampf überhitzt wird									
Spannung Atm. abs.	Geschwindigkeit m	200		250		300		350		400	
		lichte Weite des Rohres d (in mm) durch das der Dampf strömt									
p	v	10	50	10	50	10	50	10	50	10	50
0,1	40	21,67	15,33	18,85	13,33	17,66	12,50	16,12	11,41	14,80	10,47
	60	29,8	21,08	25,96	19,34	24,31	17,19	22,16	15,68	20,36	14,38
	100	44,5	31,48	38,74	27,41	36,25	25,65	33,12	23,43	30,41	21,51
0,5	30	64,06	45,32	57,33	40,56	53,87	38,11	47,86	33,86	42,72	30,93
	40	80,20	56,78	71,83	50,85	67,96	48,11	59,96	42,44	54,75	38,76
	60	110,3	78,11	98,83	69,91	93,28	65,99	82,49	58,35	75,35	53,36
	100	164,9	116,6	148,0	104,7	139,6	98,81	123,3	87,23	112,6	79,67
1	20	87,25	61,70	77,08	54,45	71,59	50,65	65,52	46,40	61,34	43,40
	30	119,9	84,87	108,2	76,55	98,49	69,67	89,59	63,38	84,48	59,56
	40	156,4	116,4	135,8	96,40	123,5	87,39	112,3	79,43	106,8	74,83
	60	207,0	146,4	186,5	132,0	170,7	120,5	154,4	109,2	145,5	102,4
3	15	165,6	117,1	150,3	106,3	135,2	95,69	130,1	92,04	112,4	79,57
	20	207,5	146,8	188,5	133,3	169,5	120,0	163,1	115,4	141,0	99,79
	30	285,8	202,2	258,8	182,9	233,0	164,9	224,3	158,9	194,0	137,2
5	40	358,3	252,5	329,0	232,7	292,4	206,8	280,5	199,0	243,2	171,8
	10	181,8	128,5	164,2	116,1	145,8	103,1	136,1	96,27	125,1	88,53
	15	250,1	176,9	227,3	160,8	200,2	141,6	180,4	127,6	171,0	121,0
20	313,6	221,8	285,0	201,6	254,9	177,8	227,6	161,0	215,6	152,5	
	430,5	303,9	391,8	277,2	348,2	244,5	313,1	221,5	296,6	209,8	
	8	209,1	148,3	178,4	126,2	163,6	115,7	148,0	104,7	142,4	100,8
7	10	243,4	172,2	213,9	151,3	196,2	138,8	176,4	124,8	168,8	119,4
	15	342,7	242,4	294,3	208,2	269,9	190,9	242,7	171,7	233,6	165,2
	20	429,7	304,0	367,7	260,2	338,4	239,5	307,9	215,6	292,9	207,2
	30	591,9	418,7	507,4	359,0	465,0	329,0	418,5	296,0	403,0	284,9
10	8	282,4	201,7	245,1	173,4	215,6	152,6	190,7	170,1	180,0	166,0
	10	339,1	239,9	292,1	206,4	253,5	179,3	235,5	189,4	250,0	176,8
	15	466,1	329,7	401,7	284,1	353,4	250,0	324,1	225,4	297,6	210,4
	20	584,5	413,5	503,0	355,8	443,2	313,5	406,3	309,7	402,8	289,9
15	7	387,0	270,4	341,6	238,6	282,2	197,2	243,2	170,1	227,5	166,0
	8	425,0	300,6	374,6	265,0	310,3	221,6	264,2	189,4	250,0	176,8
	10	503,0	356,7	446,4	315,8	369,9	261,6	318,7	225,4	297,6	210,4
	15	696,4	492,7	642,6	454,6	508,8	360,0	437,8	309,7	402,8	287,9

die das Volumen eines Kilogramms überhitzten Dampfes angibt, bestimmt werden. Das Produkt $\gamma_a \cdot \sigma_a$ ist dann die spezifische Wärme σ_a des überhitzten Wasserdampfes für Kubikmeter.

In der Tabelle 35 ist der Wärmeübergang α von der Wand an das Gas (und umgekehrt) nur für 2 Rohrdurchmesser 10 mm und 50 mm ausgerechnet. Für jeden andern inneren Durchmesser d_a müssen die Werte, die in der Tabelle 35 für 10 mm angegeben sind, mit dem Faktor m multipliziert werden, und zwar ist m :

$$\begin{aligned} \text{für } d_a &= 10 - 20 - 30 - 40 - 50 \text{ mm} \\ m &= 1 - 0,861 - 0,709 - 0,742 - 0,708. \end{aligned}$$

Wenn die Rohrdurchmesser d_a und die Geschwindigkeiten v_a andere sind, so sind die in der Tabelle 35 für $d = 10$ und $v = 20$ angegebenen Werte mit dem Faktor i , den die folgende kleine Tabelle angibt, zu multiplizieren nach der Gleichung:

$$\alpha = \frac{0,01^{0,214} v_a^{0,786}}{d_a^{0,214} 20^{0,786}} \cdot \dots \cdot \dots \quad (83)$$

v_a	$d_a =$	10	20	30	40	50
5	$i =$	0,337	0,290	0,266	0,249	0,238
10	$i =$	0,581	0,500	0,459	0,430	0,411
15	$i =$	0,795	0,685	0,628	0,590	0,562
20	$i =$	1,000	0,861	0,790	0,742	0,708

In der Tabelle 34 sind die für die Berechnung der Tabelle 35 erforderlichen Zwischenwerte zusammengestellt.

Die Werte der in den Tabellen 32 und 35 angegebenen Festwerte α sind nur diejenigen von der heißen Innenwand eines sauberen Metallrohrs an durchströmende Luft und überhitztem Dampf. Wenn die Erwärmung dieses Rohrs aber von außen durch gesättigten Dampf geschieht (nicht durch Gas oder Flüssigkeit), so darf man sie (nach einem Abzug von 15 bis 25 %) bis auf weiteres für solche Fälle wohl auch als die ganze Wärmeübergangszahl k (von heizendem Sattdampf an Luft und überhitzten Dampf) verwerten, weil der gesättigte Dampf viel mehr Wärme abzugeben als die genannten Stoffe aufzunehmen bereit ist, und die dünne Metallwand den Wärmedurchgang nur wenig hindert.

Poensgen¹⁾ untersuchte gleichfalls die Wärmeübergangszahl α von überhitztem Wasserdampf an die Wand schmiedeeiserner Rohre von 39,4 mm innerem Durchmesser (und 95,7 i. D.) und 3500 mm Länge bei Dampftemperaturen bis etwa 350° und Geschwindigkeiten bis etwa 20 m bei Dampfspannungen von 1, 3, 5,



Abb. 25.

7, 9 Atm. absolut. Das Versuchsrohr war außen von der Luft des Versuchsraums umgeben. Die durch eine bestimmte Fläche der inneren Rohrwand getretene Wärme wurde bestimmt durch den Wärmeverlust des das Rohr durchströmenden Gewichts an überhitztem Wasserdampf. Es stellt sich auch bei diesen Versuchen heraus, daß die Temperatur des Dampfes ungleichmäßig über den Querschnitt des Rohres verteilt ist, daß gleich hinter dem Dampfeintritt auf eine gewisse Länge L im Rohr der Dampf erhebliche Wirbelung ausführt, die den Wärmeübergang an die Wand vergrößert, daß nach der Strecke L , die etwa $L = 2,65 + 8,9 d$ (worin d der Rohrdurchmesser in Metern) beträgt, die Dampfbewegung ziemlich parallel strömend wird, und daß dabei eine Abnahme der Wärmeübergangszahl mit wachsender Rohrlänge eintritt. Auf diese ruhige Strecke hinter L beziehen sich die Versuchszahlen der von Poensgen herrührenden folgenden Tabelle 36. An einer Stelle des Rohres, die innerhalb der anfänglichen Wirbelstrecke L und vom Eintritt x -Meter entfernt liegt, ist die Wärmeübergangszahl:

$$\alpha_x = \left(\frac{L}{x}\right)^{0,156} \alpha \dots \dots \dots (84)$$

Die von Poensgen für die Berechnung der Teilübergangszahl α von überhitztem Wasserdampf an eine schmiedeeiserne Rohrwand gefundene Gleichung lautet

$$\alpha = 3,29 \frac{p^{1,082} v_d^{0,892}}{d^{0,164} 10^{0,0017 t_w}} WE \dots \dots \dots (85)$$

worin p der absolute Dampfdruck in kg/qcm, v die Geschwindigkeit, d den Rohrdurchmesser in m, t_w die Wandtemperatur bedeutet. Um einen ungefähren Vergleich der Resultate dieser Untersuchungen mit denen von Nusselt zu ermöglichen, sind vom Verfasser in den mit N überschriebenen Spalten die nach Gleichung 78 für ein Rohr von 40 l. W. geltenden Werte von α eingetragen. Es zeigt sich, daß die Werte von Nusselt zum Teil erheblich größer als die von Poensgen ausfallen.

¹⁾ Dr.-Ing. R. Poensgen, Gesundheitsingenieur.

Tabelle 36.

Teil-Wärmeübergangszahl α für 1 qm 1 St. 1° C zwischen überhitztem Wasserdampf und der Wand eines schmiedeeisernen Rohrs von 39,42 mm inneren Dm. von Dr. R. Poensgen.

Die mit N überschriebenen Spalten sind zum Vergleich nach der Formel 65 von Nusselt für Rohre von 40 l. W. vom Verfasser beigefügt.

Dampf- Druck in Atm. abs. <i>p</i>	Ge- schwin- digkeit in qm/sec. <i>v</i>	Wandtemperatur: t_{wand}										
		100°	150°	200°	200°	250°	300°	300°	350°	400°	400°	450°
1	2,5	8,6	7,1	5,8	N	4,8	3,7	N	3,2	2,8	N	2,2
	5,0	15,9	13,2	10,8	21,72	8,6	7,2	17,82	5,8	4,9	15,26	4,1
	7,5	22,9	18,6	15,5	—	12,6	10,5	—	8,6	7,1	—	5,8
	10,0	29,5	24,3	20,0	37,5	16,0	13,2	31,80	10,7	9,2	26,53	7,4
	12,5	36,0	29,5	24,3	—	19,6	16,4	—	13,5	11,0	—	9,1
	15,0	42,3	35,0	28,6	51,48	23,4	19,3	42,24	15,9	13,0	36,16	10,8
	17,5	48,6	40,2	32,8	—	37,0	22,2	—	18,1	15,0	—	12,5
	20,0	54,8	45,3	37,1	71,63	30,3	25,1	58,75	20,5	16,7	50,35	14,0
3	2,5	28	23	19	—	16	13	—	11	8	—	7
	5,0	52	43	35	51,6	29	24	42,1	20	16	35,6	14
	7,5	75	62	51	—	41	33	—	27	23	—	21
	10,0	97	80	66	89,4	54	44	72,8	36	30	60,6	27
	12,5	118	97	80	—	66	53	—	44	36	—	32
	15,0	139	114	94	135,4	78	63	110,8	51	42	91,1	36
	17,5	160	131	108	—	89	72	—	60	49	—	41
	20,0	180	148	122	169,9	100	81	138,7	67	54	115,7	46
5	2,5	—	40	32	—	26	20	—	17	15	—	12
	5,0	—	75	62	77,9	51	41	63,2	34	28	53,5	24
	7,5	—	108	90	—	76	62	—	51	42	—	36
	10,0	—	138	114	148,6	94	76	119	63	53	102,6	44
	12,5	—	170	141	—	118	95	—	78	63	—	53
	15,0	—	199	167	205,2	136	111	164	90	73	140,3	60
	17,5	—	228	187	—	153	126	—	104	86	—	70
	20,0	—	257	214	256,9	177	143	315	118	97	176,5	79
7	2,5	—	—	48	—	29	32	—	25	20	—	16
	5,0	—	—	91	106,8	74	60	84,1	49	40	72,9	33
	7,5	—	—	131	—	108	89	—	72	57	—	48
	10,0	—	—	169	199,5	140	114	160	91	73	137,9	59
	12,5	—	—	210	—	170	139	—	112	90	—	73

Tabelle 36.

Druck in Atm. abs. <i>p</i>	Dampf- Ge- schwin- digkeit in qm/sec. <i>v</i>	Wandtemperatur: t_{wand}										
		100°	150°	200°	200°	250°	300°	300°	350°	400°	400°	450°
7	15,0	—	—	234	N 280,7	192	159	221	132	107	191,6	86
	17,5	—	—	267	—	219	182	—	149	123	—	100
	20,0	—	—	304	352	250	206	277,4	168	139	240,4	114
9	2,5	—	—	63	—	53	42	—	34	28	—	23
	5,0	—	—	118	137	96	77	102	64	54	89	44
	7,5	—	—	172	—	143	116	—	94	76	—	61
	10,0	—	—	226	236	187	152	175	124	99	153	80
	12,5	—	—	267	—	219	182	—	149	123	—	101
	15,0	—	—	315	324	256	211	241	170	140	210	118
	17,5	—	—	361	—	294	244	—	203	165	—	132
	20,0	—	—	408	407	335	276	303	227	187	264	153
11	2,5	—	—	78	—	65	53	—	43	34	—	28
	5,0	—	—	150	160	121	98	122	79	64	109	53
	7,5	—	—	214	—	176	146	—	117	94	—	76
	10,0	—	—	270	276	223	186	210	149	122	187	101
	12,5	—	—	326	—	274	224	—	182	148	—	122
	15,0	—	—	382	379	327	260	289	213	173	257	144
	17,5	—	—	440	—	360	297	—	244	200	—	165
	20,0	—	—	492	476	409	334	363	276	225	324	187
13	2,5	—	—	109	—	89	72	—	59	49	—	41
	5,0	—	—	178	185	142	117	144	97	78	125	63
	7,5	—	—	249	—	205	169	—	138	113	—	94
	10,0	—	—	321	319	264	216	249	179	147	216	122
	12,5	—	—	386	—	321	265	—	220	178	—	147
	15,0	—	—	460	438	381	311	342	258	210	297	173
	17,5	—	—	528	—	436	360	—	297	242	—	198
	20,0	—	—	597	519	491	404	430	332	272	373	224
15	2,5	—	—	108	—	88	73	—	60	50	—	41
	5,0	—	—	201	217	165	136	167	112	92	142	75
	7,5	—	—	290	—	238	196	—	161	132	—	111
	10,0	—	—	373	376	307	253	289	208	169	245	138
	12,5	—	—	455	—	376	308	—	253	208	—	172
	15,0	—	—	535	515	442	362	396	294	244	336	202
	17,5	—	—	614	—	505	416	—	342	280	—	231
	20,0	—	—	695	647	567	470	499	384	317	422	261

Für andere Rohrdurchmesser d_a (als 39,42, für den die vorhergehende Tabelle gilt), sind ihre Werte zu multiplizieren mit dem Faktor m :

für $d_a = 10$	20	30	40	50	60	70
$m = 1,253$	1,114	1,046	0,997	0,961	0,933	0,910
$d_a = 80$	90	100	110	120		
$m = 0,890$	0,873	0,858	0,845	0,833		

Innerhalb der Wirbel-Rohrlänge L in der Entfernung x vom Anfang ist α_1 größer und die Werte der Tabelle dann mit dem Faktor b zu multiplizieren:

$x = 0,5$	1,0	1,5	2,0	2,5	3
$\alpha = 0,05 = 1,30$	1,19	1,11	1,07	1,04	1,00
$x = 0,10 = 1,36$	1,22	1,14	1,09	1,06	1,02

Für den Teilwärmeübergang α (also nicht k) von einem waagrechten zylindrischen Körper mit kreisförmigem Querschnitt (Rohr) an ruhende Luft (und an andere zweiatomige Gase, Sauerstoff, Stickstoff, Wasserstoff) und umgekehrt errechnet Nusselt¹⁾ (indem er die Strahlung für die Lufterwärmung, deren Diathermansie wegen vernachlässigt) die Gleichung:



$$\alpha = \frac{\lambda_l}{d} \Phi \left(\frac{d^3 \cdot \gamma_l^2 \vartheta_m}{g \cdot \eta_l T_m} \right) \dots \dots \dots (86)$$

In dieser bedeutet d den äußeren Durchmesser in Meter, λ_l die Wärmeleitzahl der Luft (s. Gl. (79)), γ_l ihr Gewicht in Kubikmeter, η_l die Zähigkeitszahl in Sekunden, alles bei der mittleren abs. Temperatur T_m (zwischen der des Körpers und der Luft), g die Erdbeschleunigung 9,81, Φ eine Funktion.

Wird $\frac{\alpha \cdot d}{\lambda} = A$ und $\frac{d^3 \cdot \gamma_l^2 \vartheta_m}{g \cdot \eta_l^2 T_m} = B$ genannt (also $A = \Phi B$), so ergibt nach Ausrechnung von B die Funktion davon (ΦB) den Wert von A und damit von α . Die Funktion von B wird gefunden aus einer Kurve, die in Abb. 27 dargestellt und von Nusselt aus Nachrechnung zahlreicher Versuche von Kennely, Wright, Bylevelt, Wamsler, Longmuir gebildet ist. Diese Kurve gibt

¹⁾ Prof. Dr. W. Nusselt, Das Grundgesetz des Wärmeübergangs. Gesundheits-Ingenieur 1915. Heft 42 und 43.

für den errechneten $\log B$ (auf der Abszisse) den $\log A$ (in der Ordinate). Die nachfolgende Tabelle 37 ist von Nusselt davon abgeleitet worden.

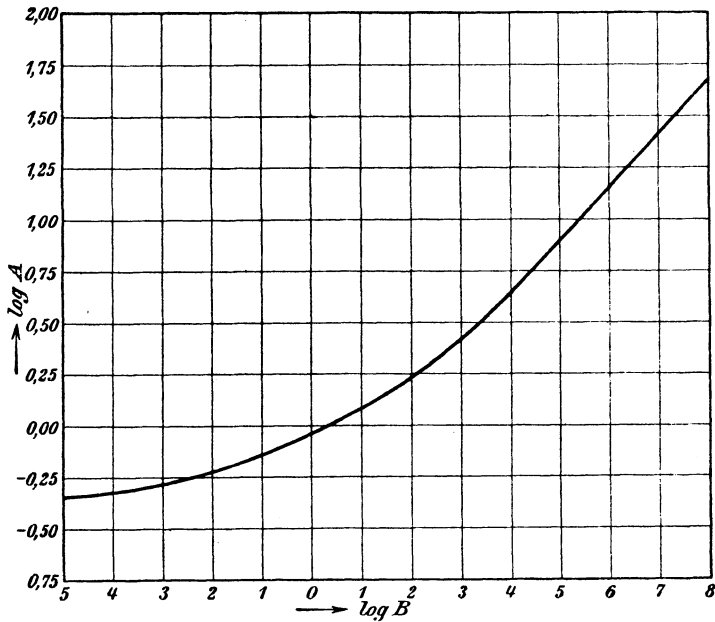


Abb. 27.

Beziehung zwischen $\log B$ und $\log A$ ($A = \Phi B$) in der Gleichung 86.

Tabelle 37.

Beziehung zwischen B und A nach Abb. 27.

B	$\log B$	$\log A$	A	B	$\log B$	$\log A$	A
10^{-5}	- 5	0,650-1	0,447	10^2	2	0,23	1,698
10^{-4}	- 4	0,670-1	0,468	10^3	3	0,42	2,630
10^{-3}	- 3	0,710-1	0,512	10^4	4	0,64	4,36
10^{-2}	- 2	0,767-1	0,585	10^5	5	0,90	7,95
10^{-1}	- 1	0,855-1	0,716	10^6	6	1,16	14,46
1	0	0,967-1	0,905	10^7	7	1,42	26,30
10	1	0,08	1,203				

Zwischen $B = 10^4 \div 10^7$ ist ziemlich genau: $A = 0,398 \cdot B^{0,26}$.
Für B kleiner als 10^{-5} scheint A sich einem festen Wert zu nähern.
Je kleiner der Durchmesser d des heizenden wagerechten Körpers,
desto größer ist der Wärmeübergang α ; z. B. bei 1 Atm. abs. Körper-
temperatur $t = 25^\circ$ ($T = 298$), Lufttemperatur $t_0 = 15^\circ$ ($T = 288$)
ergibt die Gleichung (86) den Wert von α :

$d = 100$	10	1	0,01	0,002 mm
$\alpha = 3,45$	6,28	20,5	138,5	963,0 WE.

Tabelle 38.

Teil - Wärmeübergangszahl α für 1 qm 1 St. 1° C zwischen einem waga-
rechten kreiszylindrischen Körper und ruhender Luft von atm. Druck
bei den Temperaturunterschieden ϑ_m nach der Gleichung (86) von Nusselt
(berechnet vom Verfasser).

	15	15	15	15	15	15	15	15	15° C
Luft t_0	15	15	15	15	15	15	15	15	15° C
Körper t	20	25	35	40	45	55	75	95	115
T_m	290,5	293	298	300	303	308	318	328	338
λ	0,0214	0,0216	0,0218	0,0220	0,0222	0,0225	0,0231	0,0235	0,0240
$\eta \cdot 10^8$	1,81	1,81	1,82	1,82	1,82	1,85	1,91	1,97	2,02
γ	1,216	1,200	1,185	1,179	1,167	1,120	1,078	1,056	1,035
ϑ_m	5	10	20	25	30	40	60	80	100
$d = 10$	5,3	6,28	7,00	7,3	7,61	8,10	8,77	9,35	10,10
20	4,25	4,91	5,61	5,96	6,28	6,75	7,31	7,80	8,30
25	3,82	4,69	5,45	5,75	6,10	6,67	7,34	7,75	8,20
30	3,65	4,33	5,20	5,55	5,87	6,30	6,86	7,40	7,99
40	3,45	4,20	4,90	5,20	5,55	5,83	6,29	6,60	7,14
50	3,39	4,03	4,56	4,90	5,21	5,58	6,08	6,34	6,76
60	3,25	3,77	4,35	4,60	4,95	5,28	5,69	6,10	6,68
70	3,10	3,65	4,14	4,42	4,78	5,12	5,61	5,85	6,20
80	3,02	3,52	4,00	4,26	4,50	4,87	5,32	5,70	6,00
90	2,98	3,49	3,91	4,15	4,36	4,74	5,20	5,69	5,95
100	2,84	3,45	3,85	4,08	4,30	4,60	5,10	5,56	5,82
125	2,83	3,30	3,54	3,85	4,13	4,41	4,80	5,25	5,50
150	2,68	3,21	3,43	3,68	4,08	4,25	4,65	4,83	5,26
200	2,50	2,72	3,21	3,55	3,70	4,05	4,40	4,69	5,05
300	2,10	2,70	2,88	3,05	3,50	—	—	—	—

Der Luftdruck übt einen sehr begünstigenden Einfluß auf den
Wärmeübergang. Bei 1 Atm. und mehr steigt er etwa proportional
der Wurzel aus dem Druck; z. B. verliert ein wagerechtes Rohr
von 25 mm ä. Dr. und $t = 25^\circ$ in ruhender Luft von 15° C bei:

Atm. abs. = 0,0001	0,001	0,01	0,1	0,5	1	2
$\alpha = 0,418$	0,543	0,868	1,72	3,34	4,69	6,72 WE
Atm. abs. = 5	10	2,5	50	75	100	
$\alpha = 10,84$	15,55	25,0	36,8	44,5	51,4 WE.	

Die Temperaturhöhe, in der der Vorgang sich abspielt, hat wenig Einfluß.

Der Temperatur-Unterschied zwischen Körper und Luft bedeutet viel; z. B. bei atm. Druck und einem Rohr von 25 mm ä. Dr. st. und qm.

Temp.-Unt.	α	Temp.-Unt.	α	Temp.-Unt.	α
-100°	9,30 WE	1°	2,74 WE	500°	11,07 WE
-50°	7,38 „	10°	4,69 „	750°	11,88 „
-10°	4,83 „	50°	7,00 „	1000°	12,45 „
+0,0000001°	0,414 „	100°	8,20 „	1250°	13,09 „
+0,01°	1,17 „	200°	9,40 „	1500°	13,34 „
+0,1°	1,72 „	300°	9,96 „	2000°	14,14 „

E. Verdunstung an offener Luft.

Nach mehrfachen Beobachtungen verdunstet die Oberfläche salzhaltiger Sole auf 1 qm/Stunde, wenn sie erhalten wird auf:

50—57°	57—64°	64—73°	73—80°	77—80°	95°	109°
1,1 kg	2 kg	3,1 kg	5,3 kg	8,3 kg	9 kg	12,5 kg

Wasser.

In einen künstlichen Teich von 26755 qm Oberfläche, 1,633 m mittlerer Tiefe, 43698 cbm Inhalt floß das Abwasser eines großen Verdichters: Das Verdunstete wurde durch an einem Ende eingepumptes Flußwasser ergänzt. Das Einspritzwasser wurde am andern Ende abgesaugt. Beobachtungen im Mai, Juli, November 1900 ergaben folgendes¹⁾:

	Mai	Juli	November
Temperatur des Abwassers . . .	38,54	54,1	38,2° C
„ des Flußwassers . . .	14,20	25	2,22 „
„ des Teichwassers . . .	30,55	49	28,80 „
„ der Luft	10,55	25,8	0,61 „
„ des Einspritzwassers . . .	22,50	39,6	16,50 „
Temp.-Unt. zw. Luft u. Teich . .	20,0	24,8	24,2 „
Wärmeverlust auf 1 qm, 1 St. u. 1° C			
Temp.-Unt.	18,01	18,10	15,71 WE

¹⁾ W. B. Ruggles, Amer. Soc. of mech. engin. 1912. S. 561.

Nach Dr. R. Lütgens soll aus der Meeresoberfläche Wasser verdunsten:

In 24 Stunden:

Zwischen dem 40° N und dem 40° S	5,7 mm
Nördlich und südlich davon	3,2 „
Das Maximum der nördlichen Halbkugel liegt beim 30. Parallelkreis.	
Das Maximum der südlichen Halbkugel liegt beim 20. Parallelkreis.	
Das beobachtete Maximum ist	12,6 „
Im Südpassatwinde ist die mittlere Verdunstung	8,0 „
Im Jahresmittel (365) Tage	2000 „
Im Jahresmittel im Südpassat	3250 „
Im Jahresmittel am Amü Dārja	1280 „
In Seen bei Bombay	1600 „
In Meeresnähe gemäßigten Klimas	400—600 „

Nach Dr. A. de Quervain:

In 24 Stunden:

In der Kapstadt-Gegend	1,5—2 „
Zwischen Grönland und Europa	0,6—1,2 „
Im Jahresmittel dort	500 „

J. Maurer-Zürich beobachtete August 1911 im Greifensee und Zürichersee tägliche Verdunstung = 4,7 mm, also für Monat 144 mm (Prometh. 4. VI. 1912).

Die Sonne strahlt über der Atmosphäre $3 \div 4$ g cal. auf 1 qcm in 1 Minute, das ist $1800 \div 2400$ WE auf 1 qm/st, gleich einer Verdampfung von $3 \div 4$ Kilo Wasser auf 1 qm/st.

IX. Das Verdampfen im Vakuum.

Ein Vakuum-Apparat ist ein geschlossenes Gefäß, das durch Dampf oder seltener durch offenes Feuer geheizt wird, und in dem durch geeignete Vorrichtungen ein kleinerer Druck als der atmosphärische erhalten werden kann. Der verminderte Druck, das Vakuum, wird dadurch erzielt, daß die Dämpfe, die sich aus der in dem Apparat verdampfenden Flüssigkeit entwickeln, durch ein möglichst kurzes Rohr in ein zweites geschlossenes Gefäß — den Konden-

sator (Verdichter) — geleitet und dort durch direkt eingespritztes Wasser oder an stark gekühlten Metallwänden niedergeschlagen werden.

In den ganz geschlossenen Gefäßen würde allein durch das Verflüssigen des Dampfes, durch sein Verschwinden ein Minderdruck, ein Vakuum, eine teilweise Luftleere, ja eine vollständige Drucklosigkeit entstehen müssen, wenn nicht immer aus der verdampfenden Flüssigkeit, aus dem Einspritzwasser und durch die nie vollkommen dichten Wände der Apparate etwas Luft eindringen würde. Diese Luft muß bei allen Vakuum-Apparaten entfernt werden. Zu einem Vakuum-Apparat gehört also immer eine Luftpumpe.

Man kann zwar in der Tat durch Verdichtung der in einem geschlossenen Gefäß entwickelten Dämpfe ein Vakuum erzeugen, allein dieses vermindert sich bald, weil die aus der Flüssigkeit, aus dem Wasser und durch die Undichtigkeiten eintretende Luft es in kurzer Zeit aufhebt. Ohne Absaugung der Luft kann dauernd ein Vakuum nicht erhalten werden.

Die Abmessungen der Rohrleitung, der Kondensatoren (Verdichter) und Luftpumpen sollen in den späteren Abschnitten behandelt werden.

Die Vakuum-Apparate können jede widerstandsfähige Form haben, Kugelform, Eiform, stehende, liegende Zylinder, Konus; sie können von Schmiedeeisen, Gußeisen, Kupfer, Messing, Blei und Zinn, ja Ton, Glas, Porzellan sein; sie können mit Dampf (Schlangen, Doppelböden, Rohrsystemen) oder heißen Flüssigkeiten geheizt werden oder auf offenem Feuer stehen, alles je nach den Eigenschaften der Stoffe, die man verarbeiten will und den Zwecken, die man verfolgt.

Da von der Flüssigkeit, die in die Vakuum-Apparate eingezogen wird, nur ein Teil verdampft, der andere zurückbleibt, so braucht ihr Inhalt in den meisten Fällen nicht so groß zu sein, wie die Masse der dünnen, in bestimmter Zeit einzudampfenden Flüssigkeit, sondern nur so groß, wie die Masse der eingedampften, da man ja, um die gleiche Höhe im Apparat zu behalten, immer nach Bedürfnis dünne Flüssigkeit nachziehen kann. Allerdings gibt es auch seltene Fälle, in denen das Nachziehen nicht zulässig ist. In diesen Fällen muß der Inhalt des Apparates gleich dem Raumgehalt der dünnen Lauge sein.

Das Verhältnis der Heizfläche zum Inhalt hängt bei den Vakuum-Apparaten von ihrem Zweck ab. Für manche Flüssigkeiten ist es erwünscht, ihren Aufenthalt im Vakuum so

kurze Zeit wie möglich wahren zu lassen, und für diese Stoffe werden große Heizflächen bei kleinem Inhalt gewählt; in anderen Fällen soll zum Zwecke der Gewinnung von Kristallen die Füllung allmählich vergrößert werden können. Hier gibt die Erfahrung die Regeln für das Verhältnis, das von der Dauer der Kristallisation abhängt; eine allgemein gültige Vorschrift läßt sich nicht aufstellen, es sei denn die, daß der Inhalt nach der Leistung und die Heizfläche nach der Zeit, in der eine bestimmte Wassermenge (oder Flüssigkeitsmenge) aus der Masse entfernt werden soll, festzusetzen ist.

Der eine Vorteil der Vakuum-Verdampfung gegenüber der Verdampfung bei atmosphärischem Druck besteht darin, daß im luftverdünnten Raum alle Flüssigkeiten bei erheblich niedrigerer Temperatur sieden und verdampfen als bei atmosphärischem Druck, wodurch ein viel größerer Temperatur-Unterschied zwischen Heizdampf und siedender Flüssigkeit entsteht und folglich ein viel größerer Wärme-Übertragung für den Quadratmeter der Heizfläche erzielt wird. Es kann also zum Heizen im Vakuum noch mit dem größten Erfolge Dampf von ganz geringer Spannung verbraucht werden, selbst solcher von 100° und weniger. Der abgehende Dampf von Maschinen und aus anderen Quellen findet hier sehr vorteilhafte Verwertung, denn da die Siede-Temperatur der meisten Flüssigkeiten im Vakuum um 40° und mehr sinkt, so entsteht immer noch ein großes Temperaturgefälle.

Flüssigkeiten, die bei höheren Temperaturen sieden (180° und höher), können unter atmosphärischem Druck meistens nicht mehr mit gespanntem Dampf verdampft werden, weil hierzu Heizdämpfe von so hohen Temperaturen, also von so hohen Spannungen verwendet werden müßten, daß ihre Erzeugung stets unbequem, oft gefährlich wäre. Im Vakuum-Apparat sinkt aber die Siede-Temperatur der Flüssigkeit sehr, und dann ist die Anwendung von mäßig gespanntem Dampf, wie er meistens vorhanden ist, bequem möglich. Im Vakuum ist eine lebhaftere Verdampfung immer noch zu erwarten, wenn (bei nicht zu dicken Flüssigkeiten) ein Temperatur-Unterschied von 10° , ja selbst von 5° vorhanden ist.

Die Spannung von Flüssigkeitsdämpfen im luftverdünnten Raum (und unter Druck) kann nach einer von, Dühring¹⁾ mitgeteilten (von Ulrich Dühring gefundenen) Regel

¹⁾ E. Dühring, Neue Grundzüge zur rationellen Physik u. Chemie Leipzig 1878.

die allerdings nicht für alle Fälle vollkommen zuverlässig zu sein scheint, berechnet werden. Diese Regel besagt:

Der Unterschied der Siede-Temperaturen ($t_f - t_f^1$) einer Flüssigkeit bei zwei beliebigen verschiedenen Drucken, dividiert durch den Unterschied der Siede-Temperaturen einer anderen Flüssigkeit ($t_w - t_w^1$) bei denselben zwei Drucken ist für diese zwei Flüssigkeiten eine konstante Zahl q :

$$q = \frac{(t_f - t_f^1)}{(t_w - t_w^1)} \dots \dots \dots (87)$$

Beispiel. Der Siedepunkt des Quecksilbers ist:

bei 1 Atmosphäre (760 mm) = 357°, bei 100 mm Druck = 261°.

Der Siedepunkt des Wassers ist:

bei 1 Atmosphäre (760 mm) = 100°, bei 100 mm Druck = 52°,

$$\text{dann ist: } q = \frac{357 - 261}{100 - 52} = \frac{96}{48} = 2.$$

Der Siedepunkt des Quecksilbers ist:

bei 30 mm Druck = 214,5, bei 5 mm Druck = 154,4°.

Der Siedepunkt des Wassers ist:

bei 30 mm Druck = 29,1°, bei 5 mm Druck = 1,2°, dann ist

$$q = \frac{214,5 - 154,4}{29,1 - 1,2} = \frac{60,1}{27,9} = 2,12.$$

Ähnlich annähernd für andere Drucke und Flüssigkeiten.

Die Ungenauigkeit der Festwerte q ist vielleicht auf ungenügende Kenntnis der Siedepunkte zurückzuführen.

Ist also von einer Flüssigkeit die Siede-Temperatur bei zwei Drucken, ferner der Siedepunkt einer zweiten Flüssigkeit bei einem dieser Drucke und endlich der Festwert q für diese Flüssigkeit bekannt, so können nach dieser Regel die Siedepunkte der zweiten Flüssigkeit bei allen anderen Drucken berechnet werden.

Wird nun Wasser als die leitende Flüssigkeit angenommen, weil bei ihm die Kenntnis der zu den verschiedenen Drucken gehörigen Temperaturen am genauesten ist, und ferner als einer der gemeinsamen Drucke 1 Atmosphäre absolut gewählt, weil für diesen Druck die Siedepunkte der meisten Flüssigkeiten genau erforscht sind, so sind mit Hilfe dieser Regel die Siedepunkte aller derjenigen Flüssigkeiten für alle Drucke zu berechnen, für die der Festwert q bekannt ist, oder es ist der Festwert q für alle diejenigen Flüssigkeiten berechenbar, für die der Siedepunkt bei einem zweiten Druck durch Beobachtung festgestellt ist.

Es sei: t_f = der Siedepunkt einer Flüssigkeit bei 1 Atmosphäre Druck (absolut),

Tabelle 39.

Siedetemperaturen einiger Flüssigkeiten bei 526—611—710—750 mm Vakuum, berechnet nach der Dühringschen Regel.

	Konstante	760	230	139	50	10mm abs. Druck. 750 mm Vak.
	q	0	526	611	710	
		Siedetemperaturen t_f^1				
Wasser	—	100	70	60	40	10
Aceton	1,09978	56,3	23,3	12,3	—9,7	—42,7
Äther	1,0—1,03	34,97	4,97	—5,03	—25,02	—55,03
Alkohol	0,904	78,26	51,14	42,1	24,02	—3,1
Anilin	1,613	183,7	135,4	119,3	87,1	38,7
Ameisensäure	1,164	100	65,08	53,44	30,16	—4,76
Benzalchlorid	1,485	210	165,5	150,6	120,9	78,4
Benzaldehyd	1,353	178	133,4	113,9	96,8	56,2
Benzin	1,125	80,36	46,61	35,36	12,86	—20,9
Benzol	1,182	80,4	44,9	33,2	9,3	—15,8
Benzylchlorid	1,353	178	133,4	113,9	96,8	56,2
Buttersäure	1,228	161,70	124,86	111,6	87,02	51,2
Chloroform	1,121	61,3	27,7	16,5	—5,9	—39,5
Essigsäure	1,164	119,7	84,58	73,17	49,84	15
Glyzerin	1,25	290	252,4	240	215	177,5
Karbolsäure	1,2	178	142	130	104	70
Kresol	1,2	190	154	145	118	82
Methyljodid	1,097	4,23	10,5	—1,5	—23,6	—56,6
Methylalkohol	0,06905	66,78	41,71	32,02	14,64	11,43
β -Naphthol	2	290	230	210	170	110
Nitrobenzol	1,220	209	172,4	160,2	135,8	99,2
Quecksilber	2	357,25	297,25	277,25	237,25	177,25
Schwefelkohlenst. Terpentinöl	1,156	46,6	2,03	0,4	—22,7	—57,4
Terpentinöl	1,329	159,15	119,28	106	79,81	39,54
Tetrachlorkohlen- stoff	1,170	76,74	41,6	30,1	5,5	—28,6
Toluol	1,313	111	71,6	58,6	32,3	—7,1
Wasserstoffsuper- oxyd	1	142	112	102	80	52

t_f^1 = der zu berechnende Siedepunkt derselben Flüssigkeit bei einem anderen Druck,

t_w = der Siedepunkt des Wassers bei 1 Atmosphäre Druck,

t_w^1 = der Siedepunkt des Wassers bei dem anderen Druck,

$$\begin{aligned} \text{so ist: } t_f - t_w^1 &= q(100 - t_w^1) \\ t_w^1 &= t_f - q(100 - t_w^1) \quad (88)^1 \end{aligned}$$

Beispiel. Der Siedepunkt des Alkohols bei 1 Atmosphäre ist: $t_f = 78,26^\circ$, der des Wassers bei 60 mm Druck ist: $t_w = 40^\circ$, der Festwert für Alkohol ist $q = 0,904$ (nach Dühring), so ist die Siedetemperatur des Alkohols bei 60 mm Druck:

$$t_f = 78,26 - 0,904(100 - 40) = 24,02^\circ.$$

Für etwa 40 verschiedene Flüssigkeiten sind die Festwerte q in dem oben genannten Dühringschen Buche mitgeteilt, und mit ihrer Hilfe und der einiger anderer Beobachtungen ist die Tabelle 39 berechnet, die für eine Anzahl von ihnen die Siedepunkte bei verschieden vermindertem Druck, nämlich bei Vakuen von 526, 611, 710 und 750 mm angibt.

Lösungen, die unter atmosphärischem Druck, wie im Abschnitt VII auseinandergesetzt, in Abhängigkeit von ihrem Trockengehalt um gewisse Grade höher sieden als das Lösungsmittel, tun dies auch im Vakuum²⁾.

Der zweite große Vorteil der Vakuum-Verdampfung ist der daß die Flüssigkeiten dabei nicht so heiß werden, wie bei atmosphärischem Druck, und daß auch die Heizflächen, weil Heißdampf von geringerer Spannung angewendet werden kann, eine niedrigere Temperatur behalten, beides höchst wertvoll, ja notwendig für manche Industrien, die Stoffe organischen Ursprungs, wie Milch, Blut, Gelatine, Albumin etc. verarbeiten. Diese Stoffe erfordern, sollen sie nicht anbrennen, sich bräunen oder koagulieren, daß nicht nur sie selbst bei niedrigerer Temperatur zur Verdampfung kommen (bei 60, 50, 40⁰), sondern daß auch die Heizwände nicht zu warm werden, jedenfalls nicht über bestimmte, für jede Flüssigkeit andere

¹⁾ Ramsay und Young (Phil. Mag.) (5). 22. 32. (1880) fanden, daß die Gleichung

$$\frac{t_f^1}{t_w^1} - \frac{t_f}{t_w} = c(t_w^1 - t_w) \quad (89)$$

in der c eine sehr kleine Größe ist (z. B. für Äther = 0,000387), den Siedepunkt t_f von Flüssigkeiten unter verschiedenem Druck noch etwas genauer angibt, auch in Anlehnung an die bekannten Siedepunkte des Wassers.

²⁾ Nach Raoult sieden Lösungen unter allen Vakuen um die gleiche Anzahl von Graden höher als reines Wasser, um die sie es auch unter atmosphärischem Druck tun. Nach von Babo, Wüllner (und unsern eigenen Beobachtungen) nimmt die Erhöhung des Siedepunkts gesättigter Lösungen vieler Salze (z. B. Kochsalz, Glaubersalz) mit der Erhöhung der Luftleere ab, ist also für diese Salze nicht gleichbleibend.

Grenzen. Nun hat zwar, wie wir immer beobachtet haben, die von der Flüssigkeit berührte Seite der Heizfläche allemal eine niedrigere Temperatur als die vom Heizmittel berührte, so daß das Heizmittel meistens etwas wärmer sein als die Flüssigkeit werden darf, eben, weil die volle Temperatur an der Flüssigkeitsseite nicht zum Vorschein kommt, aber dies ist nur dann der Fall, wenn sich die Flüssigkeiten rasch an der Heizwand vorbeibewegen, so daß ihre kleinsten Teilchen nicht die Zeit behalten, eine höhere Temperatur anzunehmen und dadurch zu leiden. Starkes Wallen und Rührwerke sind sehr gute Schutzmittel gegen das Eintreten höherer Temperaturen in Flüssigkeitsteilen; indessen genügen auch sie oft nicht, und dann ist das beste Mittel, die Temperatur des Heizdampfes so niedrig zu legen, daß auch im ungünstigsten Fall kein Schaden geschieht. Das wird auf glückliche Weise erreicht durch den Verdampf-Apparat nach dem Patent C. Heckmann Nr. 60588.

Die Verdampfungsleistung eines Quadratmeters Heizfläche im Vakuum-Apparat ist wegen des meistens großen Temperatur-Unterschiedes auch groß, aber der Festwert k_v , doch fast immer geringer als beim Verdampfen in der Atmosphäre, was vielleicht darauf zurückzuführen ist, daß bei Vakuum Apparaten meistens Heizdampf geringerer Spannung verwendet wird.

Leider sind genaue Versuche, die über die Ursache dieser Erscheinung Aufschluß geben können, nicht bekannt geworden. Möglicherweise bewahrheitet sich auch hier die im Abschnitt VIII erwähnte, von Nusselt für einen andern Fall gefundene Tatsache, daß Dampf geringerer Spannung geringere Heizwirkung hat als hochgespannter. Es kann hierzu auch beitragen, daß Dampf von geringerer als atmosphärischer Spannung sich durch Undichtigkeiten der Apparate leichter mit Luft mischt als höher gespannter.

Für die Verdampfungsleistung kupferner Heizschlangen in Vakuum-Apparaten können die Werte der Tabelle 16 nur etwa zu $\frac{3}{4}$ in Rechnung gestellt werden.

Für Doppelböden und Rohrheizkörper darf man annehmen, daß die Wärmeübertragung im Vakuum auch geschieht nach der Formel:

$$C_v = H \vartheta_m k_v$$

worin gesetzt werden kann für Wasser: $k_v = 1000-1200$,

für dünne Laugen: $k_v = 900-1000$,

„ dicke „ $k_v = 500-900$.

Erfahrungsmäßig verdampft man in Vakuum-Apparaten in 1 Stunde mit 1 qm Heizfläche bei 680 mm Luftleere:

mit Abdampf 110° aus Wasser:	100—110 Liter,
„ „ „ „ dünnen Laugen:	60—70 „
„ „ „ „ dicken „	30—50 „
„ gespanntem Dampf 130° aus Wasser:	130—170 „
„ „ „ „ dünnen Laugen:	80—100 „
„ „ „ „ dicken „	40—60 „

Beobachtungen. 1. Vakuum-Apparat mit kupfernem Doppelboden 1000 Drm. $H = 1,25$ qm — Pflanzengummi eingedickt. Kesseldruck $3\frac{1}{2}$ Atm. Überdruck (140° C) — Luftleere 610 mm, Siedetemperatur 64° C, verdampft 133 Liter Wasser p. qm 1 St. $k = 936$ WE.

2. Derselbe Apparat. Wasser verdampft mit 3 Atm. Überdruck $k = 1100$ WE.

3. Vakuum-Apparat von Kupfer 900 Drm. Dampfdruck 4 Atm. am Eingang, 1,1 qm, Luftleere 660 mm (50° C) verdampft 157 Liter qm/St. $k = 856$.

4. Ein Vakuum-Apparat aus Ton durch Wasser von 100° C geheizt übertrug etwa 180 WE qm/Stunde und 1° C Diff.

5. Von einem Heizkörper nach Witkowiez werden 2 Versuche mitgeteilt: Er hatte 1211 Messingrohre 20., 25_a, 680_{lg} = 56,9 qm Heizfläche und verdampfte als V Körper Zuckersaft. Dabei wurde beobachtet:

Versuchs- dauer	Saft- temperatur	Heizdampf- temperatur	Kondensat.- temperatur	Heizdampf- kondensat.	k
16 Min.	59,5°	82,2° ⁰⁵	79,7°	724,8 kg	1176
18,75 „	57,2°	82,4°	79,2°	724,8 kg	906

Die Feuchtigkeit des Heizdampfes und die unberücksichtigten Mantelheizflächen würden k um etwa 8—10 % vermindern.

6. Rotierende Linsen oder Schlangen verdampfen aus sehr dicken zähen Massen mit Dampf von etwa 1—2 Atm. (Überdr.) etwa 10 Liter Wasser in 1 St.

7. In Vakuum-Trockenapparaten ist die Verdunstungsleistung viel geringer, weil die zu trocknenden Stoffe meistens unbewegt auf ihrer Unterlage ruhen und weil sie selten die Heizwand direkt berühren, vielmehr in besonderen Kästen von Metall, Ton, Emaille auf diese gestellt werden. Die Wasserverdampfung hängt auch in hohem Maße von der Art der zu trocknenden Stoffe und den angewendeten Temperaturen ab und schwankt etwa zwischen 1 und 5 Kilo pro qm und St., ist aber meistens nur wenig mehr als 1 Kilo.

X. Von den Mehrkörper-Verdampf-Apparaten.

Die Vorgänge, die sich in einem Mehrkörper-Apparat abspielen, sowohl hinsichtlich der Leistung, als auch in bezug auf den Dampfverbrauch, sind etwas verwickelter als bei den einfachen Verdampf-

körpern, auch nicht auf den ersten Blick erkennbar. Sie sollen daher etwas eingehender erörtert werden. Bei diesen Apparaten interessieren zumeist vier Fragen, die in dem folgenden Abschnitt behandelt werden:

A. Wieviel Wasser in jedem einzelnen Körper der Mehrkörper-Verdampf-Apparate unter verschiedenen Umständen in Dampf verwandelt wird?

B. Welchen Einfluß Heizflächen und Temperatur-Unterschied der einzelnen Körper aufeinander ausüben?

C. Wie groß der Heizdampfverbrauch in jedem Fall ist, und in welchem am geringsten?

D. Welche Zusammensetzung (welchen Gehalt an festen Stoffen, welchen Trockengehalt) die Lösung in jedem Körper hat)?

A. Die Verdampfungsleistung eines Apparats

hängt von folgenden Umständen ab:

1. von der Temperatur und Spannung des Heizdampfes,
2. von der Temperatur und Spannung des in den einzelnen Heizkörpern erzeugten Dampfes,
3. von dem Grade, bis zu dem die Flüssigkeit (Brühe, Lösung, Lauge, Sole, Flotte, Saft) eingedickt werden soll und von ihrem spezifischen Gewichte,
4. von der Art der Flüssigkeit mit Rücksicht auf die Leichtigkeit, mit der sie Wasserdämpfe entwickelt,
5. von der Höhe der siedenden Flüssigkeitsschicht in jedem Körper,
6. davon, ob nur dem ersten oder auch noch den folgenden Körpern Dämpfe (Extradämpfe, etwa zur Beheizung anderer Apparate) entzogen werden oder nicht,
7. ob die zu Heizzwecken benutzten verflüssigten Dämpfe (die Kondenswasser, Dampfässer) aus jedem Körper besonders abgeführt, oder ob sie alle mit der Temperatur des letzten Körpers entlassen werden,
8. ob die Flüssigkeit in ihrer Gesamtheit in den ersten Körper und von diesem in die folgenden geführt oder ob jeder Körper besonders gespeist wird,
9. von der Temperatur, mit der die Flüssigkeit in die Körper tritt und ob sie etwa zwischen je 2 Körpern durch deren Dämpfe vorgewärmt wird,

10. von dem Verhältnis, in dem die Heizflächen der Körper zueinander stehen,
11. von der Größe der Verluste durch Reibung, an Spannung und Ausstrahlung.

Wir nehmen vorläufig an, daß die zu verdampfende Flüssigkeit mit der im ersten Körper herrschenden Temperatur in diesen geführt wird, daß also zu ihrer Erwärmung im ersten Körper kein Wärmeaufwand zu machen ist.

Man erkennt sogleich, daß die oben angeführten beeinflussenden Umstände in Hinsicht ihrer Wirkung auf die Leistung nicht alle in Zahlen ausgedrückt werden können, wenn nicht besondere Erfahrungszahlen und Versuchsergebnisse zur Verfügung stehen. Aber auch die in jedem einzelnen Falle etwa zahlenmäßig feststehenden Umstände können so ungemein wechseln, so viele Verschiedenheiten darstellen, daß ohne erhebliche Ungenauigkeiten Schlüsse, die für alle Fälle zutreffen, aus wenigen Fällen nicht gezogen werden können.

Der Vorgang bei der Verdampfung ist der folgende:

Der im ersten Körper durch Einwirkung des von außen zugeführten Heizdampfes D_0 erzeugte Saftdampf D_1 strömt in die Heizkammer des zweiten Körpers, um dort seinerseits aus dem Saft Dampf zu bilden und dann niedergeschlagen, fast mit der unten im Saft herrschenden Temperatur t_2 abzufließen. Das Flüssigkeitsgewicht F , das im ersten Körper die Wassermenge D_1 durch Verdampfung verloren hat, dessen Menge also noch $F - D_1$ ist, tritt mit der mittleren Temperatur t_1 des ersten Körpers in den zweiten, in dem nun die mittlere Temperatur t_2 herrscht, es muß sich infolgedessen von t_1 auf t_2 abkühlen, also Dämpfe bilden. Ist c_2 die Gesamt-Wärme des Dampfes im zweiten Körper, so müssen in diesem durch den aus dem ersten Körper heißer eintretenden Saft

$$s_2 = \frac{(F - D_1)(t_1 - t_2)}{c_2 - t_2} \dots \dots \dots (90)$$

Kilo Dampf entwickelt werden.

Im zweiten Körper wird also Dampf entwickelt sowohl durch die heiße Flüssigkeit selbst, als auch durch den aus dem ersten Körper kommenden Dampf D_1 .

Im dritten Körper entsteht dann ebenso Dampf sowohl aus dem übertretenden Saft ($F - D_1 - D_2$), als auch durch die Heizwirkung des Dampfes D_2 , der seinerseits die Summe der im zweiten Körper entwickelten Dämpfe ist.

Im vierten und in den folgenden Körpern verhält es sich ebenso, so daß also neben der wiederholten Wirkung des Heizdampfes auch eine wiederholte Wirkung des durch Temperaturerniedrigung des Saftes entstehenden Dampfes eintritt. Da 1 kg Dampf von 100° mehr Wärme enthält als 1 kg Dampf von 60° , so folgt, daß 1 kg Heizdampf von 100° mehr als 1 kg Dampf von 60° erzeugen kann. Wenn die Veränderungen, die durch höhere Siedepunkte und höhere Drucksäulen bewirkt werden, vernachlässigt und die reine Wirkung der Dämpfe betrachtet wird, so ergibt sich also, daß 1 kg Heizdampf, aus einem Körper entwickelt, im nächstfolgenden stets mehr als 1 kg Dampf erzeugen muß, denn es wird vom Heizdampf stets seine gesamte Wärme (fühlbare und latente) ausgenutzt, abzüglich der Wärmemenge, die mit seinem Dampfwater fortgeht; dessen Temperatur ist aber gleich der der siedenden Flüssigkeit im folgenden Körper. Um 1 kg Dampf aus dieser siedenden Flüssigkeit zu erzeugen, wird also die einem Kilo Dampf zukommende Gesamtwärme weniger der in der Flüssigkeit enthaltenen Wärme verbraucht.

Dieser rein schematische Zustand erleidet Änderungen durch die schon oben genannten verschiedenen Umstände.

Die Abbildungen 28, 29 geben schematische Bilder eines Zwei- und eines Dreikörper-Verdampf-Apparates, in denen an den betreffenden Stellen die dort geltenden Buchstaben-Bezeichnungen eingetragen sind. Es bedeutet:

$f_1 f_2 f_3 f_4$ = Gewicht der in jeden einzelnen Körper einzuziehenden Flüssigkeit,

$\sigma_1 \sigma_2 \sigma_3 \sigma_4$ = ihre spezifische Wärme,

$\delta_1 \delta_2 \delta_3$ = Unterschied zwischen der Temperatur, die die Flüssigkeit beim Eintritt in jeden Körper und im Körper hat,

$\alpha \beta \gamma \zeta$ = Beiwerte (immer größer als 1), mit denen die Flüssigkeitstemperatur jedes Körpers multipliziert werden muß, um die Temperatur des abfließenden Dampf- (Brüden-) wassers anzuzeigen,

$st_1 st_2 st_3$ = der Wärmeverlust jedes Körpers an die Luft in WE,

$\varphi \chi \psi$ = Temperaturgrade, um die der aus jedem Körper mit der Temperatur $t_1 t_2 t_3$ entwickelte Dampf kälter in den Heizraum des folgenden Körpers tritt,

W = Gewicht des gesamten zu verdampfenden Wassers,

F = Gewicht der gesamten einzudickenden Flüssigkeit,

\ddot{U} = Gewicht der aus dem letzten Körper gezogenen, eingedickten Flüssigkeit,

t_f = Temperatur der in den ersten Körper zu ziehenden Flüssigkeit,

D_0 = Gewicht des im ersten Körper verbrauchten Heizdampfes,

c_0 = Gesamtwärme in 1 kg dieses Dampfes,

$D_1 D_2 D_3$ = Gewichte der in den anderen Körpern entwickelten gesamten Dämpfe,

$c_1 c_2 c_3$ = Gesamtwärme in 1 kg dieser Dämpfe,

$t_1 t_2 t_3$ = Temperaturen in den Dampfäumen der Verdampfkörper I, II, III,

$t_{m1} t_{m2} t_{m3}$ = Temperaturen in den mittleren Schichten der Flüssigkeiten,

$t_{u1} t_{u2} t_{u3}$ = Temperaturen in den unteren Schichten der Flüssigkeiten,

$b_1 b_2 b_3$ = Gewichte der aus den Körpern fließenden verflüssigten Dämpfe (Brüdenwässer, Dampf wässer).

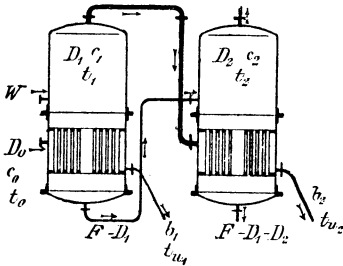


Abb. 28.

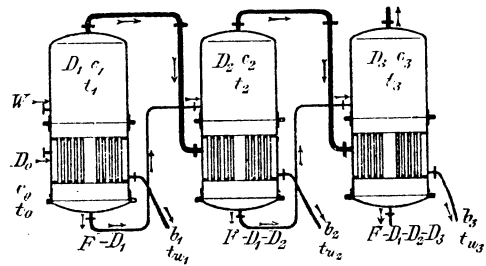


Abb. 29.

Die Temperatur in verdampfenden Flüssigkeiten von gewisser Höhe ist nicht überall die gleiche, sondern sie ist an der Oberfläche am niedrigsten, nahe dem Unterboden am höchsten, und sie hat etwa in der Mitte einen mittleren Wert, weil ihr spezifisches Gewicht (fast stets mehr als 1 und bis zu 1,40 betragend) und die Höhe der Flüssigkeitsschicht, unter der sich der Dampf entwickelt, größere Dampfspannung, also höhere Dampf- und Flüssigkeitstemperatur bedingen.

Für die Berechnung der Leistung eines Verdampf-Apparates sind nur folgende Dinge gegeben:

1. die ganze in der Zeiteinheit zu bewirkende Verdampfung $F-U$,
2. die Eintrittstemperatur des Saftes = t_f ,

3. die Temperatur des Heizdampfes t_0 und dessen Gesamtwärme c_0 ,
4. das Vakuum im letzten Körper t_3 und c_3 .

Für die Ausrechnung der Formeln ist aber, wie sich zeigen wird, die Kenntnis von noch einer Anzahl von Temperaturwerten nötig, die bedingt werden von der Art und Größe der Heizflächen, der Höhe der kochenden Saftschrift, dem spezifischen Gewicht der Säfte, von Dingen also, die von vorne herein nicht bekannt sind.

Man ist also, will man nach den mitzuteilenden Gleichungen rechnen, gezwungen, diese Temperaturen willkürlich anzunehmen, ohne Gewähr dafür, daß sie bei dem ausgeführten Apparat auch wirklich in die Erscheinung treten.

Es ist zu hoffen, daß diesem Mangel, der hauptsächlich in unserer noch herrschenden unvollkommenen Kenntnis der Wärmeübergangsgesetze seine Ursache hat, in absehbarer Zeit etwas abgeholfen wird. Weil aber in vielen Fällen Eigentümlichkeiten der zu verkochenden Flüssigkeiten, die sich der rechnungsmäßigen Behandlung entziehen, mitwirken, wird auch dann die Notwendigkeit einer gewissen Schätzung, wenn auch in engeren Grenzen, nicht immer ausgeschlossen sein.

So kommt es, daß bis jetzt die einzige Möglichkeit, den Einfluß aller dieser Dinge auf das Ergebnis zu erkennen, darin besteht, daß die Verdampfungsleistung der einzelnen Apparate für möglichst viele willkürlich angenommene verschiedene Umstände unter besonderer Berücksichtigung der Grenzfälle berechnet wird. Werden dann die Ergebnisse dieser Rechnungen tabellarisch zusammengestellt, so kann man ziemlich gut ablesen, wie sich in jedem Fall das Ergebnis ändert, wenn sich die von den gegebenen Dingen unabhängigen Umstände (Temperaturen, Drucke etc.) ändern.

Um diese Berechnungen und Tabellen aber ausführen zu können, müssen wir uns noch etwas eingehender mit den sich in den Apparaten abspielenden Vorgängen beschäftigen.

Man erkennt sogleich, daß die Verdampfungsleistung nicht in allen Körpern die gleiche ist, daß sie vielmehr in jedem Körper eine andere sein muß, weil die Säfte, aus einem wärmeren Körper in den kälteren tretend, ihren Wärme-Überschuß zur Wasserverdampfung verwenden müssen.

Je größer der Temperatur-Unterschied zwischen zwei Körpern ist, um so größer wird diese, sagen wir Selbstverdampfung,

sein. Der Temperatur-Unterschied zwischen den einzelnen Körpern eines Verdampf-Apparates kann sehr verschieden groß sein.

Es ist von erheblichem Interesse, zu wissen, wieviel Hei z d a m p f in den ersten Körper geschickt werden muß, um eine gewisse gewollte Verdampfung im ganzen Apparat zu bewirken. Unter sonst gleichen Umständen wird dieser notwendige Aufwand an Hei z d a m p f um so kleiner sein, je mehr der Apparat durch Selbstverdampfung in den einzelnen Körpern leistet. Aus diesem Grunde sowohl, als auch weil hierdurch ein genauerer Einblick in die Vorgänge bei der Verdampfung bewirkt wird, und endlich, weil es der bequemste Weg ist, namentlich bei Zulassung gewisser Ungenauigkeiten, soll nachstehend im einzelnen untersucht werden, erstens wieviel Wasser jeder Körper eines Mehrkörper-Verdampf-Apparates durch Selbstverdampfung in verschiedenen, willkürlich ausgesuchten Fällen in Dampf verwandelt und sodann wieviel Hei z d a m p f in jedem Körper und insbesondere im ersten in diesen Fällen gebraucht wird.

Ein Blick auf die Abb. 30 erleichtert die Vorstellung der Vorgänge, die sich in den einzelnen Verdampfkörpern abspielen.

Im ersten Körper wird zunächst durch den hineingeschickten Hei z d a m p f d_h das Saftgewicht F von seiner ursprünglichen Temperatur t_f auf die im ersten Körper herrschende Temperatur t_{m_1} gebracht, sodann durch ferneren Hei z d a m p f d_0 das Wassergewicht d_1 in Dampf verwandelt. Der niedergeschlagene Hei z d a m p f $d_h + d_0 = b_1 = D_0$ fließt mit der Temperatur t_{u_1} ab.

Der Hei z d a m p f v e r b r a u c h im ersten Körper ist also:

$$D_0 = d_h + d_0 = \frac{F(t_{m_1} - t_f) + d_1(c_1 - t_{m_1})}{c_0 - t_{u_1}} \quad (100)$$

Im ersten Körper wird der Dampf d_1 erzeugt:

$$d_1 = D_1 \\ d_1 = \frac{d_0(c_0 - t_{m_1})}{(c_1 - t_{m_1})}$$

Der Saft $(F - d_1)$ tritt mit der Temperatur t_{m_1} in den zweiten Körper, in dem die Temperatur t_{m_2} herrscht, und entwickelt daher Dampf aus sich selbst, indem er aus seiner überschüssigen Wärme $(F - d_1)(t_{m_1} - t_{m_2})$ den Dampf s_2 bildet:

$$s_2 = \frac{(F - d_1)(t_{m_1} - t_{m_2})}{c_2 - t_{m_2}} \quad \dots \quad (101)$$

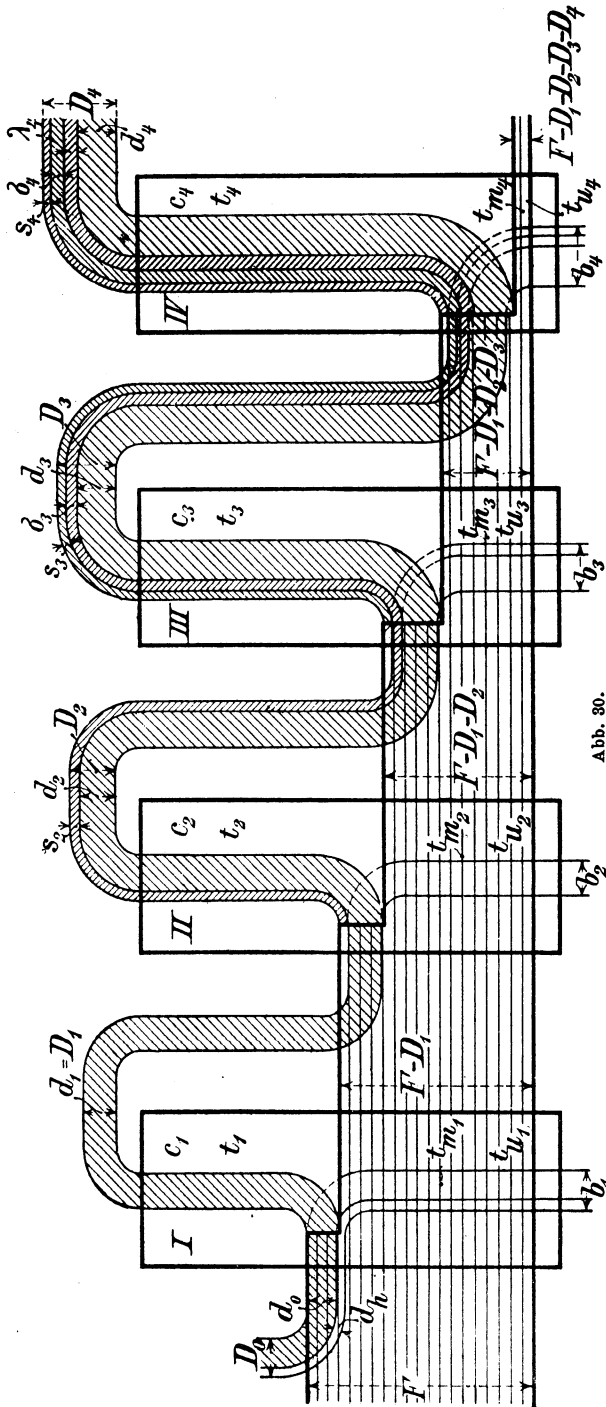


Abb. 30.

F = Eintretende Saftmenge.
 D_0 = Gesamter Heizdampf für den I. Körper.
 d_h = Heizdampf zum Erwärmen.
 d_0 = Heizdampf z. Verdampfen (erzeugt $d_1 = D_1$).
 D_1 = Dampf aus dem I. Körper (erzeugt d_2).
 $D_2 = d_2 + s_2$ = Gesamtdampf aus dem II. Körper.
 d_2 = aus d_1 entstanden (erzeugt d_3).
 s_2 = durch Selbstverdampfung im II. Körper entstanden (erzeugt σ_2).
 $D_3 = d_3 + s_3 + \sigma_3$ = Gesamtdampf aus dem III. Körper.
 d_3 = aus d_2 entstanden (erzeugt d_4).
 σ_3 = aus s_2 entstanden (erzeugt λ_4).
 s_3 = durch Selbstverdampfung im III. Körper entstanden (erzeugt σ_1).
 $D_4 = d_4 + s_4 + \sigma_4 + \lambda_4$ = Gesamtdampf aus dem IV. Körper.
 s_4 = Durch Selbstverdampfung im IV. Körper entstanden.
 b_1, b_2, b_3, b_4 = Kondens (Brüden-)wasser aus den 4 Körpern.
 t_1, t_2, t_3, t_4 = Dampf Temperatur in den 4 Körpern.
 $t_{m1}, t_{m2}, t_{m3}, t_{m4}$ = Safttemperatur in der Mitte.
 $t_{u1}, t_{u2}, t_{u3}, t_{u4}$ = Safttemperatur unten.
 c_1, c_2, c_3, c_4 = Gesamtwärme in 1 kg Dampf.

Der aus dem ersten Körper in die Heizkammer des zweiten strömende Dampf $d_1 = D_1$ erzeugt im zweiten Körper auch Dampf und zwar ist:

$$d_1(c_1 - t_{u2}) = \bar{d}_2(c_2 - t_{m2})$$

so daß

$$d_2 = \frac{d_1(c_1 - t_{u2})}{c_1 - t_{m2}} \text{ ist (102)}$$

Im zweiten Körper wird also das Dampfgewicht D_2 gebildet:

$$D_2 = s_2 + d_2 = \frac{(F - D_1)(t_{m1} - t_{m2})}{c_2 - t_{m2}} + \frac{D_1(c_1 - t_{u2})}{c_2 - t_{m2}} \quad (103)$$

Aus dem zweiten Körper geht in den dritten Körper der Saft $F - D_1 - D_2 = F - d_1 - s_2 - d_2$

Dieser Saft hat die Temperatur t_{m2} und fällt im dritten Körper auf die Temperatur t_{m3} , der Wärmeunterschied verwandelt sich in Dampf, dessen Gewicht ist $= s_3$

$$s_3 = \frac{(F - d_1 - s_2 - d_2)(t_{m2} - t_{m3})}{c_3 - t_{m3}} \quad . . . \quad (104)$$

Der aus dem zweiten Körper kommende, aus Selbstverdampfung in diesem entstandene Dampf s_2 , der die Wärmemenge c_2 hat, verdampft im dritten Körper das Dampfgewicht σ_3 und dieses ist:

$$\sigma_3 = \frac{s_2(c_2 - t_{u3})}{c_3 - t_{m3}} \quad (105)$$

Endlich kommt in den dritten Körper der Dampf d_2 , welcher seinerseits in diesem den Dampf d_3 bildet, und es ist:

$$d_3 = \frac{d_2(c_2 - t_{u3})}{c_3 - t_{m3}} \quad (106)$$

Im ganzen wird also im dritten Körper das Dampfgewicht D_3 erzeugt:

$$D_3 = s_3 + \sigma_3 + d_3 = \frac{(F - d_1 - s_2 - d_2)(t_{m2} - t_{m3}) + (s_2 + d_2)(c_2 - t_{u3})}{c_3 - t_{m3}} \quad (107)$$

Im vierten Körper bildet sich durch Selbstverdampfung der Dampf s_4

$$s_4 = \frac{(F - D_1 - D_2 - D_3)(t_{m3} - t_{m4})}{c_4 - t_{m4}} \quad . . . \quad (108)$$

ferner das durch den Dampf s_3 hervorgerufene Dampfgewicht σ_4

$$\sigma_4 = \frac{s_3(c_3 - t_{u4})}{c_4 - t_{m4}} \dots \dots \dots (109)$$

sodann das durch den Dampf σ_3 erzeugte Dampfgewicht λ_4

$$\lambda_4 = \frac{\sigma_3(c_3 - t_{u4})}{c_4 - t_{m4}} \dots \dots \dots (110)$$

und endlich bringt der Dampf d_3 im vierten Körper das Dampf-
gewicht d_4 hervor:

$$d_4 = \frac{d_3(c_3 - t_{u4})}{c_4 - t_{m4}} \dots \dots \dots (111)$$

Im vierten Körper entsteht also der Dampf D_4

$$D_4 = s_4 + d_4 + \sigma_4 + \lambda_4 = \frac{(F - (D_1 + D_2 + D_3))(t_{m3} - t_{m4}) + (d_3 + s_3 + \sigma_3)(c_3 - t_{u4})}{c_4 - t_{m4}} \quad (112)$$

Im Vorhergehenden sind die Mehrkörper-Verdampfapparate betrachtet worden, bei denen der im ersten Körper erzeugte Dampf nur zur Beheizung der folgenden dient, bei denen also die Wirkung der mehrfachen Ausnutzung des Dampfes rein zur Erscheinung kommt. Es kommt aber sehr häufig vor, daß aus dem ersten Körper und öfters auch aus den späteren gewisse oft beträchtliche Dampfmen- gen entnommen (abgelenkt) werden, um sie zu anderen Fabrikationszwecken zu benutzen; dieses Vorgehen hat den Vorteil der Dampfersparnis; denn wenn man neben den Verdampf Apparaten zu anderen Fabrikationszwecken Dampf direkt aus dem Dampfkessel entnimmt, so ist hierfür ein bestimmter Brennmaterialverbrauch notwendig; wenn aber dieser besonders zu verbrauchende Dampf aus dem ersten Körper des Verdampf-Apparates entnommen wird, so ist zwar auch in diesem Falle der Heizdampf zu bezahlen, da doch nun so viel mehr Heizdampf in den ersten Körper geschickt werden muß, als zur Erzeugung des vom ersten Körper abgenommenen Dampfes notwendig ist, aber da dieser mehr erzeugte Dampf aus der Flüssigkeit entstanden ist, so ist damit zugleich diese von diesem in Dampf verwandelten Wassergewicht befreit, und dieses Wassergewicht braucht nun nicht mehr mit besonderem Heizdampfaufwand entfernt zu werden.

Es ist einleuchtend, daß, wenn diese Extra-Dampfentnahme im zweiten oder in einem der folgenden Körper bewirkt wird, der Gewinn an Heizdampf noch größer wird, denn nun wird Dampf für Fabrikationszwecke benutzt, der seinerseits schon im Verdampf-Apparat

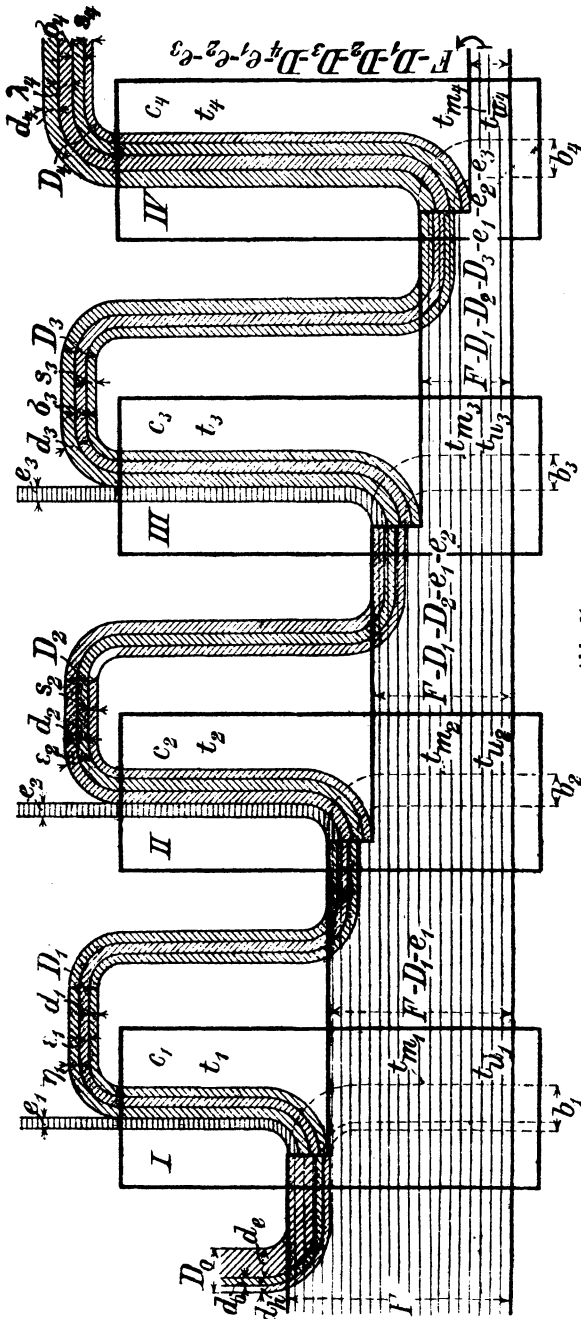


Abb. 31.

F = Eintretende Saftmenge.
 D_0 = Gesamter Heizdampf für den I. Körper.
 d_0 = Heizdampf zum Erwärmen des Saftes.
 d_0 = Heizdampf zum Verdampf. (erzeugt $d_1 = D_1$).
 d_e = Heizdampf zur Bildung von Extradampf (erzeugt $e_1 \rightarrow e_1 + \eta_1$).
 e_1 = Extradampf dem I. Körper. entzogen.
 η_1 = aus d_e entstanden (erzeugt e_2).
 e_1 = aus d_e entstand. (erzeugt e_2).
 d_1 = Dampf aus dem I. Körper (erzeugt d_2).
 $D_1 = d_1 + e_1 + \eta_1$ Gesamtdpf. s. I.
 e_2 = Extradampf II. Körper. entz.
 d_2 = aus d_1 entstand. (erzeugt d_3).
 e_2 = aus e_1 entstand. (erzeugt e_3).
 e_2 = durch Selbstverd. i. II. Körper. entstanden (erzeugt σ_2).
 $D_2 = d_2 + e_2 + \sigma_2$ = Gesamtdpf. s. II.
 e_3 = Extradampf III. Körper. entz. (aus $e_2 - e_1$ entstanden).
 σ_3 = aus e_2 entstanden (erzeugt λ_3).
 e_3 = durch Selbstverdampf. i. III. Körper. entstand. (erzeugt σ_3).
 d_3 = aus d_2 entstand. (erzeugt d_4).
 $D_3 = d_3 + e_3 + \sigma_3$ = Gesamtdpf. aus III.
 s_4 = durch Selbstverdampf. aus dem IV. Körper entstanden.
 σ_4 = aus dem s_3 entstanden.
 λ_4 = aus σ_3 entstanden.
 $D_4 = d_4 + e_4 + \sigma_4 + \lambda_4$ = Gesamtdampf aus IV.
 d_4 = aus d_3 entstanden.
 b — t — c wie bei Abb. 30 Seite 153.

Es sei:

F = das ursprüngliche Flüssigkeitsgewicht,

r_f = sein Prozentgehalt an festen Stoffen,

r_e = sein Prozentgehalt, nachdem der Extradampf fortgedacht ist,

e_1 = das aus dem I. Körper zu entnehmende Extradampfgewicht

$e_e = \text{'' '' '' II. '' '' '' '' '' ''}$

$e_3 = \text{'' '' '' III. '' '' '' '' '' ''}$

Wenn im zweiten Körper e_2 kg Extradampf entwickelt werden sollen, so müssen zu diesem Zweck im ersten η_1 kg Dampf erzeugt werden; und sollen dem dritten Körper e_3 kg Extradampf entzogen werden, so müssen dazu im zweiten Körper ε_2 kg und im ersten ε_1 kg Dampf entwickelt werden:

im ersten Körper $e_1 + \eta_1 + \varepsilon_1$ kg Dampf,

im zweiten Körper $e_2 + \varepsilon_2$ '' ''

im dritten Körper e_3 '' ''

Die Extradampf-Entwicklung entzieht also der Flüssigkeit F das Wasser-(oder Dampf-)gewicht D_e

$$D_e = e_1 + e_2 + e_3 + \varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \eta_1 \quad . \quad . \quad . \quad (113)$$

und es bleibt regelmäßig zu verdampfen das Saftgewicht:

$$F - D_e = F - (e_1 + e_2 + e_3 + \varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \eta_1) \quad . \quad (114)$$

Der Prozentgehalt an festen Stoffen in der übrig bleibenden Flüssigkeit steigt dadurch von r_f auf r_e und es ist:

$$r_e = \frac{r_f \cdot 100}{100 - (e_1 + e_2 + e_3 + \varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \eta_1)} = \frac{r_f \cdot 100}{100 - D_e} \quad . \quad (115)$$

Um nun den Einfluß der vielen verschiedenen Temperaturen auf die Dampfentwicklung jedes Körpers abzuschätzen, muß hier eine Abschweifung eingeschaltet werden.

Es ist bekannt, daß die Temperatur des siedenden Stoffes nicht im ganzen Körper die gleiche ist; an ihrer Oberfläche hat die siedende Flüssigkeit die Temperatur des entweichenden Dampfes und diese ist t_1 t_2 t_3 t_4 , aber an ihrer tiefsten Stelle müssen die Dampfblasen die Stoffschicht durchdringen, sie müssen einen Druck, der der Stoffsäule entspricht, überwinden: die Dämpfe müssen also, um dieses tun zu können, an der tiefsten Stelle einen größeren Druck haben als oben, und mit diesem größeren Druck hängt eine höhere Temperatur der Dämpfe zusammen.

Ist s_f das spezifische Gewicht der siedenden Flüssigkeit, h_f ihre Höhe in Metern, B die Wasserbarometersäule = 10,336 m, so ist der hydrostatische Druck p an der tiefsten Stelle der Flüssigkeit in Atm.

$$p = \frac{s_f \cdot h_f}{B} \dots \dots \dots (116)$$

oder in Millimetern Quecksilbersäule:

$$b = \frac{s_f \cdot h_f \cdot 760}{B} \dots \dots \dots (117)$$

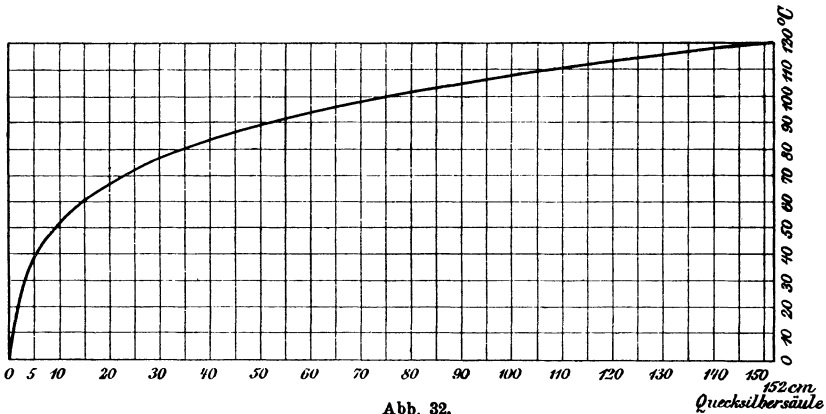


Abb. 32.

(Diagramm) Temperaturen des Wasserdampfes bei absoluten Spannungen von 0 bis 152 cm Quecksilbersäule.

Mit Hilfe dieser Gleichung ist in der Spalte 3 der Tabelle 40 der Druck ausgerechnet worden, den Flüssigkeitssäulen von 0,2 — 2,0 m Höhe bei spezifischen Gewichten von $s_f = 1,0 — 1,4$ ausüben. Indem dieser Druck zu dem über der Flüssigkeit herrschenden gezählt wird, ergibt sich der Gesamt-Dampfdruck an der betreffenden Stelle und hieraus nach den Tabellen von Fliegner, Zeuner etc. (siehe Tabelle 9) sofort auch die Dampf- bzw. Flüssigkeits-Temperaturen daselbst. Der Unterschied $t_{u1} — t_1$ ist die Zahl der Temperaturgrade, um die an der betreffenden tiefen Stelle die Flüssigkeit wärmer als an der Oberfläche sein muß, um Dämpfe zu entwickeln.

Das als Abb. 32 gezeichnete Diagramm zeigt in den Abszissen die Wasserdampf-Spannungen von 0 ÷ 2 Atm. in cm, in den Ordinaten die Wasserdampf-Temperaturen bei diesen Spannungen nach

Tabelle 40.

Erhöhung der Dampfspannung und der Siedetemperatur in den
von $h_f = 0,2-2,0$ m, spezif. Gewichten $\rho_f = 1,0$ bis 1,40 und Dampf
(Verlust an

Verdampfungstemperatur oben			116,4°	111,7°	106,3°	100°
Absoluter Druck		oben mm	1330	1140	950	760
Vakuum		„ „	—	—	—	—
Höhe der Flüssigkeit h_f Meter	Spezifisches Gew. d. Flüssigkeit ρ_f	Hydrostatischer Druck der Flüssigkeit mm Quecks. b	Temperatur in Graden			
			unten höher ist als oben.			
0,20	1,0	15,49	0,0	0,5	0,5	0,5
	1,1	17,03	0,0	0,5	0,5	0,5
	1,2	18,58	0,0	0,5	0,5	0,5
	1,3	20,13	0,5	0,5	0,5	1
	1,4	21,68	0,5	0,5	0,5	1
0,50	1,0	38,73	0,5	0,5	1	1,5
	1,1	42,60	0,5	1	1	1,5
	1,2	46,76	0,5	1	1	2
	1,3	50,34	0,5	1	1,5	2
	1,4	54,22	0,5	1	1,5	2
0,75	1,0	58,10	0,5	1,5	1,5	2
	1,1	63,90	1,0	1,5	1,5	2,5
	1,2	69,72	1,0	1,5	1,5	3
	1,3	75,53	1,0	1,5	2	3
	1,4	81,34	1,5	2	2	3,5
1,0	1,0	77,47	1,5	2	2	3,5
	1,1	85,21	1,5	2	2,5	3,5
	1,2	92,96	1,5	2,5	2,5	3,5
	1,3	100,71	2,0	2,5	2,5	3,5
	1,4	108,45	2,0	2,5	3	4
1,5	1,0	111,20	2	2,5	3	4,5
	1,1	122,30	2,5	3	3,5	5
	1,2	133,44	2,5	3	3,5	5
	1,3	144,56	3	3,5	3,5	5
	1,4	151,68	3	3,5	3,5	5
2,0	1,0	154,91	3,5	3,5	3,5	5
	1,1	170,40	3,5	4,5	4,5	6
	1,2	185,89	3,5	4,5	5	6
	1,3	201,38	4	4,5	5	7
	1,4	216,87	4,5	5	5,5	7,5

Tabelle 40.

untersten Schichten verdampfender Flüssigkeiten bei Standhöhen
spannungen über ihnen von 1310 bis 31,5 mm Quecksilbersäule
(Temperaturgefälle).

95	90	80	70	60	50	40	30	° C
633	525	354	233	148,7	92	54,9	31,5	Abs. Druck
126	234	405	526	611	668	705	728	Vakuum
Celsius, um welche die Siedetemperatur des Saftes								
wenn er in Ruhe wäre.								
0,5	0,5	1	1	2,5	2,5	5	6,5	
0,5	0,5	1,5	1,5	2,5	3	5	7	
1	1	1,5	1,5	2,5	3	5	8	
1	1	1,5	1,5	2,5	3,5	5,5	8,5	
1	1	2	2,5	3	4	5,5	9	
2	1,5	2,5	3,5	4,5	6,5	10	15	
2	2,5	2,5	4	5	7	10	15,5	
2,5	2,5	3	4,5	5,5	9	11	16	
2,5	2,5	3	5	6	9,5	12	17	
2,5	3	3,5	5	6,5	10	13	18	
2,5	3	4	5	7	10,5	14	19	
3	3,5	4,5	5,5	7,5	11	15	20	
3	3,5	5	6	8	12	16	21	
3	4	5	6,5	9,5	12,5	17	22	
3,5	4,5	5	7	10	13	18	24	
3,5	4,5	5	7	9,5	13	18	22	
4	4,5	5	7,5	10,5	13,5	19,5	24,5	
4	5	5,5	7,5	11	15	20	26	
4,5	5	6	8	12	15,5	21	27,5	
4,5	5	6,5	9	12,5	16,5	22	29	
5	5,5	6,5	9,5	12,5	17	22,5	29,5	
5	6	7	10	13,5	18	23	31	
5	6,5	7,5	11	14,5	19,5	25	32	
6,5	7	8,5	12	15	20,5	26	34	
6	7	9	12,5	16	21	27,5	35	
5,5	7,5	9	12,5	16	21	27,5	35,5	
6,5	7,5	10	13	17,5	23	29,5	36,5	
7	8	10	14	18,5	24,5	30	38,5	
8	9	11	15	20	25,5	32	39	
8,5	9,5	12	15,5	21	26,5	33,5	41	

Zeuner. Mit Hilfe dieses Diagramms sind die Temperaturen in der Tabelle 40. bestimmt worden, indem zu dem absoluten Druck über der Flüssigkeit der in der Spalte 3 angegebene hydrostatische Druck gezählt und dann in dem Diagramm die zu dieser Summe gehörige Temperatur gesucht wurde.

Beispiel. Bei einem Vakuum von 668 mm Höhe ist der absolute Druck 92 mm Quecksilber, die Wasserdampf-Temperatur 50° . Eine Flüssigkeit von $h_f = 1$ m Höhe und einem spezifischen Gewicht $s_f = 2$ übt einen hydrostatischen Druck $b = \frac{2 \cdot 1 \cdot 760}{10,336} = 147,1$ mm aus (nach Gleichung 117).

Der Gesamtdruck unten in der Flüssigkeit ist also: $= 92 + 147,1 = 239,1$ mm. Bei diesem Druck zeigt das Diagramm Abb. 32 $= 70^{\circ}$; oben hatte die Flüssigkeit 50° , der Temperaturunterschied zwischen oben und unten ist also: $t_{u1} - t_1 = 70^{\circ} - 50^{\circ} = 20^{\circ}$.

Aus der Tabelle 40 ist zu erkennen, daß bei Flüssigkeiten, die unter einem Druck von 1 Atm. oder mehr stehen, der Unterschied zwischen ihrer oberen und unteren Siede-Temperatur nicht sehr groß ist, ja daß dieser Unterschied in solchem Falle selbst dann noch in mäßigen Grenzen bleibt, wenn das spezifische Gewicht und die Höhe der siedenden Flüssigkeitssäule recht groß sind. Herrscht aber ein Vakuum über der kochenden Flüssigkeit, so nimmt der Unterschied zwischen der oberen und unteren Siedetemperatur erheblich zu und wird bei schweren Laugen und hohen Vakuen recht bedeutend.

Es gibt, wie wir sogleich sehen werden, einen Grund, der die schädlichen Wirkungen hoher Saftsäulen bei der Wärmeübertragung weniger fühlbar macht, allein trotzdem bleibt der Satz bestehen, daß es im Interesse einer großen Verdampfungsleistung liegt, die Höhe der kochenden Flüssigkeitsschicht so weit zu vermindern, als es angeht, um so wenig als möglich an Temperaturgefälle zu verlieren.

Der Grund, aus dem die unteren Schichten stark siedender Flüssigkeiten, die unter dem ganzen Druck der Flüssigkeitssäule stehen, doch nicht die ihrem hydrostatischen Druck entsprechende Temperaturerhöhung erfahren, ist der folgende:

Denkt man sich eine in der Flüssigkeit aufsteigende Dampfblase durch eine wagerechte Ebene in ihrem größten Querschnitt geteilt, so wird auf die untere Hälfte ein stärkerer Druck von unten als auf die obere von oben ausgeübt. Hätte die Dampfblase die Form eines Zylinders mit lotrechter Achse und wagerechten Endflächen, so wäre der Unterschied der Drucke gleich dem Druck einer Flüssigkeitssäule

von der Höhe des Zylinders. Hat die Dampfblase die Form einer Kugel, so ist der Unterschied der Drucke gleich der Höhe einer Flüssigkeitsschicht von dem halben Kugel-Durchmesser. (Der Auftrieb selbst ist gleich dem Gewicht einer Flüssigkeitsmenge vom Volumen der Dampfblase.)

In größeren Gefäßen, in denen sich zerstreut viel Dampfblasen emporbewegen, wird durch diese der hydrostatische Druck für die unteren Schichten gar nicht verändert, auch in Rohrheizkörpern überträgt ein kleiner Saftfaden an der Wand des Rohres, der die über und unter der Dampfblase stehende Flüssigkeit verbindet, den gesamten hydrostatischen Druck nach unten. Je größer und höher die Dampfblase, um so größer ist der Unterschied zwischen dem von unten und dem von oben auf sie wirkenden Drucke, und dieser Überdruck treibt die Blase und Teile der über ihr befindlichen Flüssigkeit schnell nach oben.

Die so entwickelte lebendige Kraft der Flüssigkeit verursacht, daß sich oft große Mengen davon über ihre Oberfläche erheben, dann wieder zurückfallen und an weniger beheizten Stellen des Apparates nach unten zurücksinken. Es bildet sich ein Kreislauf aus, bei dem über den Heizflächen die siedende Flüssigkeit schnell emporsteigt, ihre Dämpfe und ihre überschüssige Wärme oben abgibt und dann abgekühlt nach unten zurückkehrt¹⁾.

Die unten ankommende Flüssigkeit ist deshalb zuerst tatsächlich kühler als sie sein müßte, um unten Dämpfe zu bilden, denn sie hat nur die Temperatur der Flüssigkeitsoberfläche. Der Temperaturunterschied (das Temperaturgefälle) zwischen ihr und dem Heizdampf ist also zuerst unten größer, als er bei ruhigem hydrostatischem Drucke sein würde.

Man darf daher nicht annehmen, daß die in der Tabelle 40 aufgeführten Unterschiede der Temperaturen der oberen und unteren Schichten siedender Flüssigkeiten der Wahrheit ganz entsprechen. Diese Unterschiede sind in Wirklichkeit stets kleiner und gelten nur für ruhende Flüssigkeiten, die hier nicht in Betracht kommen.

¹⁾ Felix Langen, Ingenieur, fand in einem mit reinem Wasser kochenden Vakuum-Apparat bei 644 mm Vak. in einer Tiefe unter der Oberfl.

von:	0	100	1000	3000 mm
den Siedep.:	53,7°	54,4°	54,7°	56,2° C.
Während dieser bei unbewegtem Wasser hätte sein müssen (Tab. 40):	53,7°	54,5°	64,6°	78,2° C.

Z. d. V. d. D. Zuckerindustrie und Privatnachricht. 1908. Mai.

Da man sich meistens bestrebt, die Flüssigkeitssäule klein zu halten, und da die Stoffe in den ersten Körpern der Apparate auch selten ein hohes spezifisches Gewicht haben, so dürfen für die meisten Fälle bei der Berechnung der in jedem einzelnen Körper entwickelten Dampfmenge diese oben und unten herrschenden Temperatur-Unterschiede vernachlässigt werden, ohne erhebliche Fehler zu begehen. Der durch diese Vernachlässigung gemachte Fehler ist in den ersten Körpern selten mehr als 0,25%, im letzten Körper etwa 1% des durch Selbstverdampfung erzeugten Dampfes, kann also wirklich vernachlässigt werden.

Bei der Feststellung der Leistung der Heizfläche für Quadratmeter und Temperaturunterschied darf natürlich diese Verschiedenheit der Siede-Temperaturen oben und unten nicht außer acht gelassen werden, aber für die folgenden Betrachtungen über die Verdampfungsleistung jedes Körpers wird angenommen werden, daß in jedem Körper nur eine Temperatur herrsche. Dies scheint um so mehr erlaubt, als ja fast überall hier nur die Unterschiede der entsprechenden Stellen zweier Körper in Betracht kommen.

Kehren wir nun wieder zu unserer Betrachtung zurück.

Die Umstände, unter denen Mehrkörper-Verdampfapparate arbeiten, können (bedingt durch die äußeren Verhältnisse und den verfolgten Zweck) so verschieden voneinander sein, daß es nicht möglich ist, eine oder einige, für alle Fälle gültige, wenn auch etwas schwierige Formeln aufzustellen, deren Ausrechnung nach Einsetzung der in jedem Falle bekannten Zahlenwerte die gesuchten Größen glatt ergibt. Es ist vielmehr erforderlich, die verschiedenen Arten des Baues und der Arbeitsweise der Mehrkörperapparate gesondert zu betrachten und für jede Art andere einander ähnliche aber nicht gleiche Gleichungen aufzustellen, aus denen die gesuchten Größen (nach Einsetzung der Zahlenwerte für die bekannten) gefunden werden können. Dies soll in Nachstehendem für verschiedene, wesentliche Fälle, die fast alle auch praktisch eintreten können, geschehen und dabei die Absicht verfolgt werden, zu berechnen, wie groß die Verdampfungsleistung jedes Körpers sei, welcher Heizdampfverbrauch in jedem Falle zu erwarten ist, welchen Einfluß die Strahlungsverluste, die Flüssigkeits- und Heizdampf-temperaturen, die Temperaturunterschiede, der Spannungsabfall, die Ausnutzung der Dampfwaterwärme

die Vorwärmung und andere Umstände ausüben. Zu diesem Zwecke werden für jeden der durch die verschiedenen Umstände bedingten Fälle besondere Gleichungen aufgestellt, ausgehend von der Tatsache, daß im Beharrungszustande die jedem Körper zugeführte Wärme gleich sein muß der ihn verlassenden. Aus den Gleichungen ergibt sich dann das Gewicht der aus jedem Körper entwickelten Dämpfe $d_1 d_2 d_3 d_4$, deren Summe gleich dem (als bekannt anzusehenden) Gesamtgewicht W des aus der Flüssigkeit zu Verdampfenden sein muß. Nach der Addition der Gleichungen findet sich das Gewicht des Heizdampfes d_0 und hieraus die Dampfgewichte der Einzelkörper.

Der Reihe nach sollen nun unter verschiedenen Bedingungen arbeitende Mehrkörperapparate betrachtet werden, nämlich solche von $2 \div 4$ Körpern. Es werden jedesmal soviel Gleichungen aufgestellt, als der zu betrachtende Apparat Körper besitzt:

1. (Theoretischer Fall.) Alle Verluste werden vernachlässigt. Die Flüssigkeit F , deren spezifisches Gewicht $s = 1$ ist, tritt mit der Temperatur t_f in den ersten Körper. Die in jedem Körper entwickelten Dämpfe $d_1 d_2 d_3 d_4$ und die darin niedergeschlagenen Dampfässer haben die Temperaturen $t_1 t_2 t_3 t_4$ ihrer Flüssigkeiten und Dämpfe, $c_0 t_0$ gilt für den Heizdampf. Ihre Gesamtwärme ist $c_1 c_2 c_3 c_4$. Flüssigkeiten und Dampfasser strömen parallel durch alle einander folgenden Körper. Es findet keine Vorwärmung und kein Abzug von Extradämpfen statt. Weil die in jeden Körper geführte Wärmemenge gleich sein muß derjenigen, die ihn verläßt, bestehen für den Vierkörper-Apparat folgende vier Gleichungen:

$$\text{Erster Körper } d_0 c_0 + F \cdot t_f = d_1 c_1 + (F - d_1) t_1 + d_0 t_1 \quad (118)$$

$$\text{Zweiter Körper } d_1 c_1 + (F - d_1) t_1 + d_0 t_1 = d_2 c_2 + (F - d_1 - d_2) t_2 + (d_0 + d_1) t_2 \quad (119)$$

$$\text{Dritter Körper } d_2 c_2 + (F - d_1 - d_2) t_2 + (d_0 - d_1) t_2 = d_3 c_3 + (F - d_1 - d_2 - d_3) t_3 + (d_0 + d_1 + d_2) t_3 \quad (120)$$

$$\text{Vierter Körper } d_3 c_3 + (F - d_1 - d_2 - d_3) t_3 + (d_0 + d_1 + d_2) t_3 = d_4 c_4 + (F - d_1 - d_2 - d_3 - d_4) t_4 \quad (121)$$

Nach einfachen Umstellungen können diese Gleichungen geschrieben werden:

$$d_1 = \frac{d_0(c_0 - t_1) + F(t_f - t_1)}{c_1 - t_1} \quad d_0 = \frac{d_1(c_1 - t_1) - F(t_f - t_1)}{c_0 - t_1} \quad (122)$$

$$d_2 = \frac{d_0(c_0 - t_2) + F(t_f - t_2)}{c_2 - t_2} \quad d_0 = \frac{d_2(c_2 - t_2) - F(t_f - t_2)}{c_0 - t_2} \quad (123)$$

$$d_3 = \frac{d_0(c_0 - t_3) + F(t_f - t_3)}{c_3 - t_3} \quad d_0 = \frac{d_3(c_3 - t_3) - F(t_f - t_3)}{c_0 - t_3} \quad (124)$$

$$d_4 = \frac{d_0(c_0 - t_4) + F(t_f - t_4)}{c_4 - t_4} \quad d_0 = \frac{d_4(c_4 - t_4) - F(t_f - t_4)}{c_0 - t_4} \quad (125)$$

Weil die zu verdampfende Flüssigkeit wohl fast immer kälter als diejenige im ersten Körper ist (d. h. $t_1 > t_f$) so wird der Summand $f(t_f - t_1)$ etc. meistens negativ sein.

Die Unterschiede $c_1 - t_1$ bis $c_4 - t_4$ sind einander nicht gleich, ihr Wert schwankt vielmehr zwischen $530 \div 580 WE$, wenn sie aber mit Vernachlässigung des Unterschiedes einander gleich gesetzt werden $c_1 - t_1 = c_2 - t_2 = c_3 - t_3 = c_4 - t_4 = c - t$ (etwa gleich dem Mittelwert $c - t = 550$), so erscheint die Gleichung:

$$W = d_1 + d_2 + d_3 + d_4 = \frac{d_0(4c_0 - (t_1 + t_2 + t_3 + t_4)) + F(4t_f - (t_1 + t_2 + t_3 + t_4))}{c - t} \quad (126)$$

$$d_0 = \frac{W(c - t) - F(4t_f - (t_1 + t_2 + t_3 + t_4))}{(4c_0 - (t_1 + t_2 + t_3 + t_4))} \quad (127)$$

und aus dieser kann, da beim Beginn der Verdampfung $t_f = t_1$ sein muß, die Folgerung gezogen werden: der Heizdampfverbrauch d_0 für die Verdampfung eines gewissen Wassergewichts $W = d_1 + d_2 + d_3 + d_4$ ist um so geringer, je größer der Unterschied zwischen der Temperatur der Flüssigkeit im ersten und in den folgenden Körpern, und je geringer das aus einem Flüssigkeitsgewicht zu verdampfende Wassergewicht ist. Die nachfolgenden Beispiele und Tabellen werden die Berechtigung dieser Folgerung vor Augen führen. Bei diesen ist das Gesamtgewicht des in allen Körpern zusammen verdampften Wassers immer gleich $W = d_1 + d_2 + d_3 + d_4 = 100 \text{ kg}$ angenommen und dabei als zu verarbeitende Flüssigkeitsgewichte zwei verschiedene, nämlich $F = 110$ und auch $F = 200 \text{ kg}$, zugrunde gelegt, was einer Verdampfung bis auf etwa 0,1 oder bis auf 0,5 entsprechen würde. Die spezifische Wärme der Flüssigkeit ist immer gleich $\sigma = 1$ gesetzt.

Beispiel: Es sind 100 kg Wasser aus $F = 110$ kg Flüssigkeit, die 100° warm ist, mit Heizdampf von $t_0 = 110^\circ$ in einem Apparat zu verdampfen, dessen drei Körper die Temperaturen $100 - 85 - 40^\circ$ haben. Dann ergeben sich drei Gleichungen: Die Flüssigkeiten strömen durch alle Körper, keine Vorwärmung, kein Extradampf, keine Wärmeverluste.

$$d_1 = \frac{d_0(640 - 100) + 110(100 - 100)}{637 - 100} = d_0 \cdot 1,0054 + 0$$

$$d_2 = \frac{d_0(640 - 85) + 110(100 - 85)}{632,4 - 85} = d_0 \cdot 1,0145 + 3,016$$

$$d_3 = \frac{d_0(640 - 40) + 110(100 - 40)}{618,7 - 40} = d_0 \cdot 1,0280 + 11,308$$

$$d_1 + d_2 + d_3 = 100 = d_0 \cdot 3,0489 + 14,324$$

Hieraus folgt:

$$d_0 = \frac{100 - 14,324}{3,0489} = 27,97 \text{ Kilo Heizdampf}$$

$$d_1 = 27,97 \cdot 1,0054 = 28,15 \text{ Kilo Dampf aus I}$$

$$d_2 = 27,97 \cdot 1,0145 = 31,054 \text{ „ „ „ II}$$

$$d_3 = 27,97 \cdot 1,0280 = 40,308 \text{ „ „ „ III}$$

99,66

In solcher Weise ist die Tabelle 41 (Erster Fall) berechnet worden, die freilich nur rein theoretische, einfache Fälle berücksichtigt, aber deutlich zeigt, daß die Schlüsse, die oben aus den Fundamentalgleichungen gezogen wurden, sich vollkommen bewahrheiten. In den Beispielen ist die Gesamtverdampfung aller Körper eines Apparates immer = 100 kg aus 110 oder 200 kg Flüssigkeit.

2. Die gesamte Flüssigkeit F tritt mit der Temperatur t_f , die nicht höher als t_1 ist, in den ersten Körper und dann der Reihe nach in die folgenden. Auch die Brüdenwasser durchströmen eine Heizkammer nach der andern. Von den einzelnen Körpern werden die Extra-Dampfgewichte $e_1 - e_2 - e_3$ zu anderen Zwecken entzogen. Der Strahlungsverlust der Körper $st_1 - st_2 - st_3 - st_4$ wird berücksichtigt. Vorwärmung der Flüssigkeit zwischen den Körpern findet nicht statt. Dann ermitteln sich für den Vierkörper-Apparat die Gleichungen, wie folgt:

$$d_0 c_0 + F t_f = d_1 c_1 + (F - d_1 - e_1) t_1 + d_0 t_1 \alpha + e_1 c_1 + st_1 \quad (128)$$

$$d_1 c_1 + (F - d_1 - e_1) t_1 + d_0 t_1 \alpha = d_2 c_2 + (F - d_1 - d_2 - e_1 - e_2) t_2 + (d_0 + d_1) t_2 \beta + e_2 c_2 + st_2 + \varphi d_1 \dots \quad (129)$$

$$d_2 c_2 + (F - d_1 - d_2 - e_1 - e_2) t_2 + (d_0 + d_1) t_2 \beta = d_3 c_3 + (F - d_1 - d_2 - d_3 - e_1 - e_2 - e_3) t_3 + (d_0 + d_1 + d_2) t_3 \gamma + e_3 c_3 + st_3 + \chi d_2 \quad (130)$$

$$d_3 c_3 + (F - d_1 - d_2 - d_3 - e_1 - e_2 - e_3) t_3 + (d_0 + d_1 + d_2) t_3 \gamma = d_4 c_4 + (F - d_1 - d_2 - d_3 - d_4 - e_1 - e_2 - e_3) t_4 + (d_0 + d_1 + d_2 + d_3) t_4 \zeta + st_4 + \psi d_3 \dots \quad (131)$$

Hieraus ergeben sich nach ganz einfachen Umrechnungen die folgenden vier Gleichungen für die einzelnen Körper der Ein-, Zwei-, Drei- und Vier-Körperapparate.

$$d_0(c_0 - t_1\alpha) + F(t_f - t_1) = \bar{d}_1(c_1 - t_1) + e_1(c_1 - t_1) + st_1 \quad . . . \quad (132)$$

$$\text{Körper I } e_1 + \bar{d}_1 = \frac{\bar{d}_0(c_0 - t_1\alpha) + F(t_f - t_1) - st_1}{c_1 - t_1} \quad . . . \quad (133)$$

$$d_0c_0 + ft_f = e_1c_1 + st_1 + \bar{d}_2c_2 + e_2c_2 + (F - \bar{d}_1 - \bar{d}_2 - e_1 - e_2)t_2 + (\bar{d}_0 + \bar{d}_1)t_2\beta + st_2 + \varphi\bar{d}_1 \quad . . . \quad (134)$$

$$d_0(c_0 - t_2\beta) + F(t_f - t_2) = \bar{d}_2(c_2 - t_2) + e_2(c_2 - t_2) + e_1(c_1 - t_2) + \bar{d}_1(t_1\beta - t_2) + st_1 + st_2 + \varphi\bar{d}_1 \quad . . . \quad (135)$$

$$\text{Körper II } \frac{e_1(c_1 - t_2)}{c_2 - t_2} + e_2 + \bar{d}_2 =$$

$$\frac{d_0(c_0 - t_2\beta) - \bar{d}_1(t_2\beta - t_2) + F(t_f - t_2) - st_1 - st_2 - \bar{d}_1\varphi}{c_2 - t_2} \quad . \quad (136)$$

$$\text{Körper III } \frac{e_1(c_1 - t_3)}{c_3 - t_3} + \frac{e_2(c_2 - t_3)}{c_3 - t_3} + e_3 + \bar{d}_3 =$$

$$\frac{d_0(c_0 - t_3\gamma) + (\bar{d}_1 + \bar{d}_2)(t_3\gamma - t_3) + F(t_f - t_3) + st_1 + st_2 + st_3 + \bar{d}_2\chi}{c_3 - t_3} \quad . . . \quad (137)$$

$$\text{Körper IV } \frac{e_1(c_1 - t_4)}{c_4 - t_4} + \frac{e_2(c_2 - t_4)}{c_4 - t_4} + \frac{e_3(c_3 - t_4)}{c_4 - t_4} + \bar{d}_4 =$$

$$\frac{d_0(c_0 - t_4\zeta) - (\bar{d}_1 + \bar{d}_2 + \bar{d}_3)(t_4\zeta - t_4) + F(t_f - t_4) - st_1 - st_2 - st_3 - st_4 - \bar{d}_3\psi}{c_4 - t_4} \quad . . . \quad (138)$$

Nach dem vorstehenden Schema können ohne weiteres die Gleichungen für fernere Körper aufgestellt werden.

Von diesen vier Gleichungen kommen beim Zweikörper nur die ersten zwei, beim Dreikörper nur die ersten drei in Betracht. Dem letzten Körper kann natürlich kein Extradampf entzogen werden. Geschieht dies überhaupt nicht, so fallen alle Glieder der Gleichungen, die $e_1 e_2 e_3$ enthalten, weil diese = 0 werden, fort.

Diese Gleichungen sind, wie ersichtlich, ihrer vielen und zum Teil a priori unbekanntem Faktoren wegen, nur für je einen bestimmt begrenzten der fast unzähligen möglichen Fälle berechenbar, sie gewinnen aber allgemeinere Anwendungsfähigkeit, wenn gewisse Vereinfachungen, die mit zulässigen Ungenauigkeiten verknüpft sind, eingeführt werden. Es sind besonders die Temperaturen, deren zweckmäßige Höhe zunächst unbekannt ist. Diese hängen wesentlich von

dem Verhältnis der Heizflächen zueinander ab. Es wird sich aber aus diesen Betrachtungen ein Hinweis auf ihre zweckmäßige Wahl ergeben. Wie groß die Heizflächen sein müssen um die gewünschten Temperaturen hervorzubringen, ist eine später zu erörternde Frage. Vorläufig wird es deshalb erforderlich sein, die in den einzelnen Körpern herrschenden Temperaturen $t_1 t_2 t_3 t_4$ als bekannt anzunehmen und mit ihrer Hilfe die Verdampfungsleistung jedes Apparates zu bestimmen. Zunächst muß es also die Aufgabe sein, aus der Betrachtung einer Reihe von unter recht verschiedenen Umständen und mit verschiedenen Temperaturen der einzelnen Körper arbeitenden Apparaten die Dampfentwicklung jedes einzelnen und besonders den Verbrauch an Heißdampf des ersten zu erfahren, um die vorteilhaftesten Umstände und den kleinsten Dampfverbrauch zu erkennen.

Folgende Vereinfachungen scheinen dabei zulässig zu sein:

a) Es wird angenommen, daß die Faktoren ($\alpha, \beta, \gamma, \zeta$) die anzeigen, um wieviel Grade die Temperaturen der aus den einzelnen Körpern ablaufenden Brüdenwässer höher als die der in den Körpern siedenden Flüssigkeit sind, einander gleich, und zwar gleich 1,05 seien, d. h. also, daß diese Brüdenwässer, z. B. bei Flüssigkeiten von

$$\begin{array}{cccc} 100^{\circ} & 80^{\circ} & 60^{\circ} & 40^{\circ} \text{ C} \\ = & 105^{\circ} & 84^{\circ} & 63^{\circ} \text{ 42}^{\circ} \text{ C hätten,} \end{array}$$

was der Wahrheit wohl ziemlich nahe kommen wird.

b) Es ist wahr, daß die Verdampfungsleistungen ($d_1 d_2 d_3$) der einzelnen Körper ungleich sind, und noch unbekannt sind; hier aber wird angenommen, daß diese Leistungen in den Gliedern der Gleichungen mit den Faktoren ($t_2 \beta - t_2$), ($t_3 \gamma - t_3$) etc. einander gleich seien. Diese Annahme gilt nur für diese Glieder, und nur weil die genannten Faktoren sehr klein sind, spielt diese Ungenauigkeit keine irgendwie erhebliche Rolle. Wird den Körpern Extradampf entzogen, so könnte, nachdem $d_1 - d_2 - d_3 - d_4$ erstmalig unter dieser Annahme berechnet sind, eine zweite genauere Rechnung angestellt werden, wenn auf eine so große Genauigkeit Wert gelegt wird. Da auch die Temperaturen in den einzelnen Körpern noch unbekannt sind, so werden auch diese (nur für diesen Teil der Rechnung) angenommen, etwa wie folgt:

	im I.	II.	III.	IV. Körper
Einkörper	$t_1 = 40 \div 60^{\circ}$			
Zweikörper	$t_1 = 80 \div 90^{\circ}$	$t_2 = 40 \div 60^{\circ}$		
Dreikörper	$t_1 = 90 \div 95^{\circ}$	$t_2 = 70 \div 80^{\circ}$	$t_3 = 40 \div 60^{\circ}$	
Vierkörper	$t_1 = 95 \div 100^{\circ}$	$t_2 = 80 \div 90^{\circ}$	$t_3 = 65 \div 75^{\circ}$	$t_4 = 40 \div 60^{\circ}$

Hiernach würden die Werte der Faktoren $(d_1 + d_2 + d_3)(t_4 \xi - t_4)$ etc. in den einzelnen Körpern, wenn der ganze Apparat $W = d_1 + d_2 + d_3 + d_4 = 100$ Kilo Wasser verdampft, die folgenden sein:

im II. Körper

des Zweikörpers $50 \cdot 40(1,05 - 1) = 100 \div 150 \sim 125$ WE
 „ Dreikörpers $33,3 \cdot 70(1,05 - 1) = 100 \div 133,1 \sim 117$ WE
 „ Vierkörpers $25 \cdot 80(1,05 - 1) = 100 \div 112,5 \sim 107$ WE

im III. Körper

des Dreikörpers $66 \cdot 40(1,05 - 1) = 132 \div 196 \sim 164$ WE
 „ Vierkörpers $50 \cdot 65(1,05 - 1) = 162,5 \div 187,5 \sim 175$ WE

im IV. Körper

des Vierkörpers $75 \cdot 40(1,05 - 1) = 150 \div 225 \sim 18,8$ WE.

c) Da die zu verdampfenden Flüssigkeiten fast stets mit fremden Stoffen mehr oder weniger gesättigt sind, liegt ihr Siedepunkt meistens etwas höher als der des reinen Wassers. Im Abschnitt VII ist dargestellt, daß und wieviel bei verschiedener Sättigung dies der Fall ist. In den ersten Körpern der Mehrkörper-Apparate ist der Trockengehalt fast stets gering und erst in dem oder den letzten erheblicher. So kommt es, daß es sich auch bei Mehrkörpern meistens nur um wenige Grade der Erhöhung handelt. In den hier für die Berechnung der Dampfentwicklung in jedem Körper aufgestellten Gleichungen bedeuten die Temperaturen stets die der Flüssigkeiten, die Buchstaben c_0 c_1 etc. aber die Gesamtwärmeinhalte der Dämpfe bei ihren im allgemeinen etwas geringeren Temperaturen. Werden nun aber statt dieser, die bei den etwas größeren Temperaturen der Flüssigkeit geltenden gleichfalls etwas höheren Werte von c_1 , c_2 etc. eingesetzt, so verursacht dies zunächst eine Vergrößerung der Nenner $c - t$, dann eine kleine Vergrößerung des Heizdampfgewichtes d_0 um etwa $0,15 \div 0,5\%$. Allein die damit errechneten Dampfgewichte der Einzelkörper verschieben sich dadurch noch weniger. Bei der Bestimmung der Temperaturunterschiede zwischen Heizdampf und Flüssigkeit in jedem Körper, muß freilich die Siedepunkterhöhung wohl berücksichtigt werden. In den folgenden Beispielen ist diese Temperaturerhöhung allerdings überall unberücksichtigt geblieben, weil sonst entweder eine bestimmte Lösung oder eine unwirkliche Mischung hätte gewählt werden müssen, aber im wesentlichen deshalb, weil es hier ja nur darauf ankam, die Wirkung

der Unterschiede der verschiedenen Apparat-Anordnungen auf die Dampfentwicklung der einzelnen Körper zu zeigen.

d) Der Wärmeverlust (*st*) der Apparate kann sehr verschieden sein, abhängig von ihrer absoluten Größe, der Art ihrer Schutzbekleidung, ihren Temperaturen, ihrer Umgebung etc. Es gelingt wohl kaum, ihn bei bestehenden Apparaten genau zu messen, und noch unsicherer ist seine Errechnung für zu erbauende. Weil deshalb eine Schätzung dieses Verlustes auf Grund bekannter Gesetze nicht wohl zu umgehen, diese aber nie ganz richtig sein wird, so mag wohl auch eine allgemeine Annahme erlaubt sein. Als verloren wird hier diejenige Wärmemenge angesehen, die Wasser verdampfen würde, wenn sie nicht verloren ginge. Ein verlustloser Apparat würde also das dem Verlust entsprechende Wassergewicht mehr verdampfen als der verlustreiche. Unbekleidete Metallkörper geben im allgemeinen etwa 9 WE qm/st/° C Temperaturunterschied an die umgebende ruhende Luft ab. Der Temperaturunterschied der unbekleideten Körper gegen die Luft kann etwa 20÷80° betragen, so daß 1 qm Oberfläche 180÷720 WE in einer Stunde verlieren kann. Die Oberfläche des Apparates kann im Verhältnis zu seiner Heizfläche etwa schwanken in den Grenzen 1:1 bis 0,15:1, und wenn im ersten Falle für 1 qm Oberfläche 180 WE, im zweiten 720 WE verloren gehen, dabei im ersten für 1 qm Heizfläche 50, im zweiten 25 kg Verdampfung angenommen werden, so wäre bei unbekleideten Apparaten auf einen größesten Wärmeverlust von etwa 0,7% der Verdampfungsleistung jedes Körpers zu rechnen. Nehmen wir aber statt dessen 1% der Verdampfungsleistung jedes Körpers als Wärmeverlust an, um auch etwaige andere Verluste (durch Undichtigkeiten etc.) einzuschließen, so wäre er von der Gesamtleistung (wenn für diese Überschlagsrechnung die Verdampfungen der Einzelkörper einander gleich angenommen werden):

	im I.	II.	III.	IV.	Körper beim	
Einkörper	1%—	—	—	—	zusammen	1%
Zweikörper	0,5%—	1%—	—	—	„	1,5%
Dreikörper	0,333%—	0,667%—	1%—	—	„	2%
Vierkörper	0,25%—	0,5%—	0,75%—	1%	„	2,5%

von der Gesamtverdampfung.

Die Verdampfungswärme von 1 kg Dampf ist in jedem Körper eine andere und kann schwanken zwischen 530 und 580 WE. Für $W = 100$ kg Wasserverdampfung würde demnach der Wärmeverlust höchstens betragen beim:

Einkörper	580	—	—	—	=	580~ 600 WE
Zweikörper	290	580	—	—	=	870~ 900 WE
Dreikörper	193	387	580	—	=	1160~1200 WE
Vierkörper	145	290	455	580	=	1450~1500 WE

Bei gut gegen Wärmeverlust geschützten Apparaten kann dieser bis auf $\frac{1}{4}$ des eben genannten herabgehen.

e) Wird dem Körper kein Extradampf entzogen, so fallen natürlich alle Summanden, die die Faktoren $e_1 - e_2 - e_3$ enthalten, fort. Wird ihnen aber Extradampf entzogen, so müssen die beabsichtigten Extradampfgewichte, wie es die linke Seite der Gleichungen zeigt, noch mit den Faktoren:

$$\frac{c_1 - t_2}{c_2 - t_2} \quad \frac{c_1 - t_2}{c_3 - t_3} \quad \frac{c_2 - t_3}{c_3 - t_3} \quad \frac{c_1 - t_4}{c_4 - t_4} \quad \frac{c_2 - t_4}{c_4 - t_4} \quad \frac{c_3 - t_4}{c_4 - t_4}$$

multipliziert werden, damit ihre Addition die Gesamtverdampfung ergibt. Sind die Temperaturen der Körper bekannt, so sind es auch diese sechs Faktoren. Werden für die noch unbekanntenen Temperaturen vorläufig die auf Seite 169 genannten angenommen, so erhalten die sechs Faktoren folgende mittlere Werte:

	im I.	II.	III.	IV. Körper des
Zweikörper	$e_1 1,016$			
Dreikörper	$e_1 1,023$	$e_2 1,013$	—	
Vierkörper	$e_1 1,025$	$e_2 1,017$	$e_3 1,011$	—

Im Mittel 1,0175.

f) Da beabsichtigt werden kann von der Flüssigkeit einen größeren oder kleineren Teil zu verdampfen, so kann das Flüssigkeitsgewicht F viel oder wenig größer als das zu verdampfende Wassergewicht W sein. In den vorgerechneten Beispielen werden nur zwei Verhältnisse (etwa die Grenzfälle) betrachtet, nämlich wenn von der Flüssigkeit 90,9% und wenn von ihr 50% verdampft werden, d. h. wenn $F = 1,10 W$, oder wenn $F = 2,00 W$ ist.

Die Temperatur t_f , mit der die Flüssigkeit in den ersten Körper tritt, kann beliebig sein. Hier werden nur zwei Fälle besprochen, nämlich erstens, wenn ihre Temperatur gleich der des ersten (Eintritts-) Körpers ist (t_1), zweitens wenn sie $t_f = 15^\circ \text{C}$ beträgt, d. h. etwa der gewöhnlichen Temperatur entspricht.

Dies werden etwa die Grenzfälle sein.

g) Wenn die zu verdampfende Flüssigkeit, ehe sie in den ersten Körper gelangt, durch den Dampf der einzelnen Körper der Reihe

nach vorgewärmt wird, so kann diese Vorwärmung bis mehr oder weniger nahe an die Temperatur des wärmenden Dampfes geschehen.

Bei unserem Beispiel wird immer angenommen, daß die Vorwärmung bis $d_1 = d_2 = d_3 = 10^\circ$ unterhalb der Temperatur des heizenden Dampfes erfolgt.

h) Wenn der Dampf aus dem Oberteil eines Körpers in die Heizkammer des folgenden tritt, um dort ganz verflüssigt zu werden, so verliert er auf seinem Wege durch Reibung und Verdichtung etwas an Temperatur und Spannung. Er tritt also nicht mit dem Wärmehalt $d_1 \cdot c_1 - d_2 \cdot c_2 - d_3 \cdot c_3$ in die Heizkammer, sondern nur mit den Wärmehalten $d_{1a} \cdot c_{1a} - d_{2a} \cdot c_{2a} - d_{3a} \cdot c_{3a}$. Da nun aber über diesen Verlust weder an Gewicht noch an Spannung irgend welche Beobachtungen vorliegen, so darf er vielleicht bezeichnet werden als ein Verlust an Gewicht der Einzeldämpfe, der im zweiten Körper $d_1\varphi$, im dritten $d_2\chi$, im vierten $d_3\psi$ betragen mag, und da der ganze Verlust jedenfalls ein sehr geringer ist, kann man ihn praktisch wohl mit dem für Ausstrahlung zusammen berücksichtigen.

i) Wenn gesättigte Salzlösungen weiter verdampft werden, so scheiden sich kleine Kristalle aus, deren Bildung in den meisten Fällen mit einer gewissen Wärmeentwicklung verbunden ist, die bei der Verdampfung als Gewinn betrachtet werden kann. Leider scheint es als ob die Untersuchungen über die Größe der Wärmeentwicklung bei der Kristallbildung bis jetzt noch nicht hinreichend ausgedehnt worden sind, um bei der Untersuchung des Wärmeverbrauchs von Verdampfapparaten schon zahlenmäßig berücksichtigt werden zu können.

Beispiel a) Aus $F = 200$ kg Flüssigkeit, deren Temperatur $t_f = 100^\circ$ ist, sollen im Vierkörperapparat durch Heizdampf von $t_o = 110^\circ$ verdampft werden 100 kg Wasser. Extradampf wird nicht entzogen. Das Brüdenwasser fließt aus einem Körper in den andern. Die Dampftemperaturen der Körper sind:

$$100^\circ \quad 90^\circ \quad 80^\circ \quad 40^\circ \text{ C.}$$

Wie groß ist dann der Heizdampfverbrauch und welches die Dampfentwicklung jedes Körpers?

Nach den Gleichungen 133—136—137—138 ergeben sich deren erste Glieder auf den rechten Seiten

$$\frac{(c_0 - t_1 \cdot 1,05)}{c_1 - t_1} = 0,997 \quad 1,0037 \quad 1,009 \quad 1,036 \text{ Kilo Dampf.}$$

Ferner finden sich die zweiten Glieder der drei Gleichungen:

$$\frac{d_1 (t_2 \beta - t_2)}{c_2 - t_2} = 0 \quad 0,207 \quad 0,363 \quad 0,260 \text{ Kilo Dampf.}$$

Die dritten Glieder ergeben sich:

$$\frac{F(t_f - t_1)}{c_1 - t_1} = 0 \quad 3,680 \quad 7,250 \quad 20,760 \text{ Kilo Dampf.}$$

Der Ausstrahlungsverlust wird wie folgt gefunden:

$$0,279 \quad 0,552 \quad 0,819 \quad 1,038 \text{ Kilo Dampf.}$$

Endlich die Spannungsverluste in den Heizkammern könnten in die reichlich bemessenen Strahlungsverluste eingerechnet werden; hier sollen sie indessen berücksichtigt werden, alle einander gleich, etwa 1° C

Temperaturverlust $\frac{d_1 \varphi}{c_2 - t_2} = \frac{d_2 \chi}{c_3 - t_3} = \frac{d_3 \psi}{c_4 - t_4} = 0,05 \text{ Kilo Dampf.}$

Die vier Gleichungen geben also folgendes Bild:

			<i>t</i>	<i>st</i>	<i>ψ</i>		
$d_1 = d_0$	0,9970	—	0	+	0	—	0,279 — 0,05
$d_2 = d_0$	1,0037	—	0,207	+	3,680	—	0,552 — 0,05
$d_3 = d_0$	1,0090	—	0,363	+	7,260	—	0,819 — 0,05
$d_4 = d_0$	1,0300	—	0,262	+	20,784	—	1,038 — 0,05
$100 = d_0$	4,0397	—	0,832	+	31,724	—	2,688 — 0,20

Hieraus folgt der erforderliche Heizdampf:

$$d_0 = \frac{100 - 28,004}{4,0397} = 17,822 \text{ Kilo Heizdampf}$$

und aus diesem die Verdampfung in jedem Körper:

- I $d_1 = 17,822 \cdot 0,997 - 0,329 = 17,439 \text{ kg}$
- II $d_2 = 17,822 \cdot 1,0037 + 2,871 = 20,759 \text{ kg}$
- III $d_3 = 17,822 \cdot 1,009 + 6,028 = 24,010 \text{ kg}$
- IV $d_4 = 17,822 \cdot 1,03 + 19,434 = 37,790 \text{ kg}$

Sa. 100,002 ~ 100 Kilo Wasser verdampft.

Wenn die Flüssigkeit beim Eintritt nicht die Temperatur des ersten Körpers $t_f = 100^\circ$ sondern $t_f = 15^\circ$ hat, so wird:

$$\begin{aligned} d_0 &= 48,02 \text{ Kilo Heizdampf} \\ d_1 &= 15,926 \text{ „ „} \\ d_2 &= 20,025 \text{ „ „} \\ d_3 &= 24,183 \text{ „ „} \\ d_4 &= 39,873 \text{ „ „} \end{aligned}$$

b) Bleibt alles wie vorher, nur daß statt aus $F = 200$ Kilo nun aus $F = 110 \text{ kg}$ Flüssigkeit 100 Kilo Wasser zu verdampfen sind, so entsteht auf gleiche Weise berechnet:

<i>F</i>	<i>t_f</i>	<i>d₀</i>	<i>d₁</i>	<i>d₂</i>	<i>d₃</i>	<i>d₄</i>
110 Kilo	100°	21,356	20,962	22,650	24,308	32,106 Kilo
110 „	15°	37,87	20,146	22,245	24,471	33,243 Kilo

c) Wie Beispiel a, nur andere Temperaturen:

		<i>t₁</i>	<i>t₂</i>	<i>t₃</i>	<i>t₄</i> °C	
		100°	60°	50°	40° C	
<i>F</i>	<i>t_f</i>	<i>d₀</i>	<i>d₁</i>	<i>d₂</i>	<i>d₃</i>	<i>d₄</i>
200 Kilo	100°	12,498	12,131	26,206	29,280	32,383 Kilo
200 „	15°	41,00	8,928	24,767	28,701	37,628 Kilo

d) Temperaturen wie bei Beispiel c ($F = 110$ Kilo).

F	t_f	d_0	d_1	d_2	d_3	d_4
110 Kilo	100°	18,287	17,894	25,735	27,352	29,018 Kilo
110 „	15°	34,04	14,917	25,031	27,131	31,942 „

e) Wenn unter übrigens gleichen Umständen aus jedem der drei ersten Körper des Apparates je 10 kg Extradampf entzogen werden, während die Gesamtverdampfung 100 kg bleibt, so ist das Gewicht des außer dem Extradampf zu entziehenden Wassers

$$d_1 + d_2 + d_3 + d_4 - e_1 - e_2 - e_3 = 100 - 10 - 10 - 10 = 70 \text{ kg Wasser.}$$

Auf der linken Seite der vier Gleichungen sind dann die Summanden für die Extradämpfe zu berücksichtigen.

$$\begin{aligned} \frac{e_1(c_1 - t_2)}{e_2 - t_2} &= \frac{10(637 - 90)}{634 - 90} = 10,05 \text{ kg Dampf} \\ \frac{e_1(c_1 - t_3)}{e_3 - t_3} &= \frac{10(637 - 80)}{631 - 80} = 10,1095 \text{ „ „} \\ \frac{e_2(c_2 - t_3)}{e_3 - t_3} &= \frac{10(634 - 80)}{631 - 80} = 10,055 \text{ „ „} \\ &= 20,1645 \text{ kg Dampf.} \\ \frac{e_1(c_1 - t_4)}{e_4 - t_4} &= \frac{10(637 - 40)}{619 - 40} = 10,310 \text{ kg Dampf} \\ \frac{e_2(c_2 - t_4)}{e_4 - t_4} &= \frac{10(634 - 40)}{619 - 40} = 10,258 \text{ „ „} \\ \frac{e_3(c_3 - t_4)}{e_4 - t_4} &= \frac{10(631 - 40)}{619 - 40} = 10,206 \text{ „ „} \\ &= 30,774 \text{ kg Dampf.} \end{aligned}$$

Die vier Gleichungen lauten dann:

	d	F	st	ψ	
$10 + d_1 = d_0$	0,9970	0	-0,279	-0,05	= - 0,329
$10,105 + 10 + d_2 = d_0$	1,0037	-0,207 + 3,680	-0,5520	-0,05	= + 2,871
$20,164 + 10 + d_3 = d_0$	1,0090	-0,363 + 7,260	-0,8190	-0,05	= + 6,028
$30,774 + d_4 = d_0$	1,0300	-0,262 + 20,784	-1,0380	-0,05	= + 19,434
$91,043 + 70 = d_0$	4,0397	-0,832 + 31,724	-2,688	-0,20	= + 28,004
	$161,043 - 28,004 = d_0$				4,0397

	$d_0 = 32,93$ Kilo Heizdampf	d	e	$d + e$
I	$d_1 = 32,93 \cdot 0,997 - 0,329 - 10$		$= 22,502 + 10 = 32,502$	
II	$d_2 = 32,93 \cdot 1,0037 + 2,871 - 20,105$		$= 15,821 + 10 = 25,821$	
III	$d_3 = 32,93 \cdot 1,009 + 6,028 - 30,164$		$= 9,090 + 10 = 19,090$	
IV	$d_4 = 32,93 \cdot 1,03 + 19,434 - 30,774$		$= 22,577 + 0 = 22,577$	
	$d_1 + d_2 + d_3 + d_4 =$		$69,980 + 30 \sim 100$	

d. h. mit 32,93 Kilo Heizdampf werden in den vier Körpern regelrecht 69,98 ~ 70 Kilo und extra 30 Kilo Dampf entwickelt.

Fernere Beispiele siehe Tabelle 41, 2. Fall.

3. Die gesamte Flüssigkeit tritt mit der Temperatur des ersten Körpers in diesen und dann um die schon entwickelten Dämpfe vermindert in die folgenden. Die Brüdenwässer werden von jedem Körper einzeln abgezogen. Vorwärmung zwischen den Körpern findet nicht statt. Verluste durch Strahlung und an Spannung werden berücksichtigt. Übrige Umstände wie bei 2.

Die vier üblichen Gleichungen bilden sich ganz genau in derselben Weise wie vorher und bekommen schließlich die unter I, II, III, IV angegebene Formen.

$$d_0 c_0 + F_1 = d_1 c_1 + (F - d_1 e_1) t_1 + d_0 t_1 \alpha + e_1 c_1 + s t_1 \quad \quad (139)$$

$$d_1 c_1 + (F - d_1 - e_1) t_1 = d_2 c_2 + (F - d_1 - d_2 - e_1 - e_2) t_2 + e_2 c_2 + d_1 t_2 \beta + s t_2 \quad . . . \quad (140)$$

$$d_2 c_2 + (F - d_1 - d_2 - e_1 - e_2) t_2 = d_3 c_3 + (F - d_1 - d_2 - d_3 - e_1 - e_2 - e_3) t_3 + e_3 c_3 + d_2 t_3 \gamma + s t_3 \quad (141)$$

$$d_3 c_3 + (F - d_1 - d_2 - d_3 - e_1 - e_2 - e_3) t_3 = d_4 c_4 + (F - d_1 - d_2 - d_3 - d_4 - e_1 - e_2 - e_3) t_4 + d_3 t_4 \xi + s t_4 \quad (142)$$

Durch bekannte einfache Umstellung ergeben sich hieraus die vier Gleichungen für $d_1 d_2 d_3 d_4$

$$I \quad e_1 + d_1 = \frac{d_0(c_0 - t_1 \alpha) + F(t_f - t_1) - s t_1}{c_1 - t_1} \quad \quad (143)$$

$$II \quad \frac{c_1(c_1 - t_2)}{c_2 - t_2} + e_2 + d_2 = \frac{d_0(c_0 - t_1 \alpha) - d_1(t_{2\beta} - t_2) + F(t_f - t_2) - s t_1 - s t_2}{c_2 - t_2} \quad (144)$$

$$III \quad \frac{e_1(c_1 - t_3)}{c_3 - t_3} + \frac{e_2(c_2 - t_3)}{c_3 - t_3} + e_3 + d_3 = \frac{d_0(c_0 - t_1 \alpha) - d_1(t_{2\beta} - t_3) - d_2(t_{3\gamma} - t_3) + F(t_f - t_3) - s t_1 - s t_2 - s t_3}{c_3 - t_3} \quad (145)$$

$$IV \quad \frac{e_1(t_1 - t_4)}{c_4 - t_4} + \frac{e_2(t_2 - t_4)}{c_4 - t_4} + \frac{e_3(t_3 - t_4)}{c_4 - t_4} + d_4 = \frac{d_0(c_0 - t_1 \alpha) - d_1(t_{2\beta} - t_4) - d_2(t_{3\gamma} - t_4) - d_3(t_{4\xi} - t_4) + F(t_f - t_4) - s t_1 - s t_2 - s t_3 - s t_4}{c_4 - t_4} \quad \quad (146)$$

Beispiel. a) Aus $F = 200$ Kilo Flüssigkeit von $t_f = 100^\circ$ C sollen 100 Liter Wasser verdampft werden. Heizdampf 110° , Körperdämpfe $100 - 90 - 80 - 40^\circ$, Brüdenwasser aus jedem Körper besonders abgezogen ($t_f = t_1$).

	d_1	F	st	φ	
$d_1=d_0$	0,996 - 0	+ 0	- 0,279 - 0,05		= - 0,329
$d_2=d_0$	0,983 - 0,207	+ 3,680	- 0,552 - 0,05		= + 2,871
$d_3=d_0$	0,971 - 0,839	+ 7,260	- 0,819 - 0,05		= + 5,552
$d_4=d_0$	0,924 - 4,340	+ 20,784	- 1,038 - 0,05		= + 15,356
100= d_0	3,874 - 5,386	+ 31,724	- 2,688 - 0,200		= + 23,450
$d_0=$	$\frac{100 - 23,450}{3,874} = 19,76$ Kilo Heizdampf.				

I $d_1=19,76 \cdot 0,996 - 0,329 = 19,361$ Kilo $d_0 m =$ Dampf zum Heizen, wenn $t_f = 15^\circ$ ist

II $d_2=19,76 \cdot 0,983 + 2,871 = 22,371$ „

III $d_3=19,76 \cdot 0,971 + 5,552 = 24,732$ „

IV $d_4=19,76 \cdot 0,924 + 15,356 = 33,606$ „

$d_1 + d_2 + d_3 + d_4 = 100,060 \sim$ Kilo verdampft.

b) Alles wie bei a, nur werden 100 Kilo Wasser aus $F = 110$ (nicht $F = 200$) verdampft.

$d_0=23,440$ $d_1=23,040$ $d_2=24,252$ $d_3=25,048$ $d_4=27,660$

c) Alles wie bei a, nur die Dampftemperaturen wie folgt:

100° 60° 50° 40°

$d_0=12,785$ $d_1=12,404$ $d_2=26,192$ $d_3=29,192$ $d_4=32,208$

d) Alles wie bei c, nur werden 100 Kilo Wasser aus $F = 110$ (nicht $F = 200$) verdampft.

$d_0=18,700$ $d_1=18,296$ $d_2=25,717$ $d_3=27,225$ $d_4=28,763$

Fernere Beispiele siehe Tabelle 41, Fall 3.

4. Alle Flüssigkeit in den ersten Körper und von da in die folgenden. Brüdenwasser aus dem ersten durch alle folgenden fließend. Extradampf aus den ersten drei Körpern. Vorwärmung der Flüssigkeit durch die ersten drei Körper.

$$d_0 c_0 + F(t_1 - \delta_1) = d_1 c_1 + e_1 c_1 + (F - d_1 - e_1)t_1 + d_0 t_{1\alpha} + st_1 \quad (147)$$

$$d_1 c_1 + (F - d_1 - e_1)t_1 + d_0 t_{1\alpha} = F(t_1 - \delta_1 - t_2 + \delta_2) + d_2 c_2 + e_2 c_2 + (F - d_1 - d_2 - e_1 - e_2)t_2 + (d_0 + d_1)t_{2\beta} + st_2 \quad (148)$$

$$d_2 c_2 + (F - d_1 - d_2 - e_1 - e_2)t_2 + (d_0 + d_1)t_{2\beta} = d_3 c_3 + e_3 c_3 + F(t_2 - \delta_2 - t_3 + \delta_3) + (F - d_1 - d_2 - d_3 - e_1 - e_2 - e_3)t_3 + (d_0 + d_1 + d_2)t_{3\gamma} + st_3 \quad (149)$$

$$d_3 c_3 + (F - d_1 - d_2 - d_3 - e_1 - e_2 - e_3)t_3 + (d_0 + d_1 + d_2)t_{3\gamma} = d_4 c_4 + (F - d_1 - d_2 - d_3 - d_4 - e_1 - e_2 - e_3)t_4 + (d_0 + d_1 + d_2 + d_3)t_{4\zeta} + F(t_3 - \delta_3 - t_4 + \delta_4) + st_4 \quad (150)$$

Hieraus die vier Gleichungen:

$$I \quad e_1 + d_1 = \frac{d_0(c_0 - t_{1\alpha}) - F\delta_1 - st_1}{c_1 - t_1} \dots \dots \dots (151)$$

$$II \quad e_1 \frac{c_1 - t_2}{c_2 - t_2} + e_2 + d_2 = \frac{d_0(c_0 - t_{2\beta}) - F\delta_2 - d_1(t_{2\beta} - t_2) - st_1 - st_2}{c_2 - t_2} \quad (152)$$

$$III \quad e_1 \frac{(c_1 - t_3)}{c_3 - t_3} + \frac{e(c_2 - t_3)}{c_3 - t_3} + e_3 + d_3 = \\ = \frac{d_0(d_0 - t_{3\gamma}) - F\delta_3 - (d_1 + d_2)(t_{3\gamma} - t_3) - st_1 - st_2 - st_3}{c_3 - t_3} \quad (153)$$

$$IV \quad e_1 \frac{(c_1 - t_4)}{c_4 - t_4} + e_2 \frac{(c_2 - t_4)}{c_4 - t_4} + \frac{e_3(c_3 - t_4)}{c_4 - t_4} + d_4 = \\ = \frac{d_0(c_0 - t_{4\delta}) - F\delta_4 - (d_1 + d_2 + d_3)(t_{4\delta} - t_4) - st_1 - st_2 - st_3 - st_4}{c_4 - t_4} \quad (154)$$

Beispiel. a) Von $F = 200$ Kilo Flüssigkeit von $t_f = 15^\circ \text{C}$ sind 100 Kilo zu verdampfen im Vierkörper-Apparat mit den Temperaturen $100 - 90 - 80 - 40^\circ \text{C}$. Vorwärmung vor jedem Körper bis auf $\delta^\circ \text{C}$ unter der Temperatur des Dampfes aus dem Körper. Dabei ist $\delta_1 = \delta_2 = \delta_3 = 10^\circ$; $\delta_4 = 40 - 15^\circ = 25^\circ$. Heizdampf 110°C . Brüdenwasser fließt von einem Körper in den andern. In die Gleichungen werden die Zahlenwerte gesetzt:

	F	d	st	φ	
$d_1 = d_0 \cdot 0,9970 -$	3,702	- 0	- 0,279	- 0,05	= - 4,031
$d_2 = d_0 \cdot 1,0037 -$	3,676	- 0,207	- 0,552	- 0,05	= - 4,485
$d_3 = d_0 \cdot 1,0090 -$	3,630	- 0,363	- 0,819	- 0,05	= - 4,862
$d_4 = d_0 \cdot 1,0300 -$	8,635	- 0,262	- 0,038	- 0,05	= - 9,985
$100 = d_0 \cdot 4,0397 -$	19,643	- 0,832	- 2,688	- 0,200	= - 23,363

$$d_0 = \frac{100 + 23,363}{4,0397} = 30,537 \text{ Kilo Heizdampf}$$

- I $d_1 = 30,537 \cdot 0,9970 - 4,031 = 26,414$ Kilo Dampf
- II $d_2 = 30,537 \cdot 1,0037 - 4,485 = 26,164$ „ „
- III $d_3 = 30,537 \cdot 1,0090 - 4,862 = 25,949$ „ „
- IV $d_4 = 30,537 \cdot 1,0300 - 9,985 = 21,468$ „ „

$$d_1 + d_2 + d_3 + d_4 = \quad \quad \quad 99,995 \quad \text{„} \sim 100 \text{ Kilo verdampft.}$$

b) Alles wie bei a, nur sollen aus $F = 110$ Kilo (statt aus $F = 200$ Kilo) Flüssigkeit 100 Kilo Wasser verdampft werden:

$$d_0 = 28,34 \quad d_1 = 25,901 \quad d_2 = 25,687 \quad d_3 = 25,439 \quad d_4 = 22,978$$

c) Alles bleibt wie bei a, nur die Temperaturen der Körperdämpfe werden geändert in:

$$100^\circ \quad \quad \quad 60^\circ \quad \quad \quad 50^\circ \quad \quad \quad 40^\circ \text{C}$$

so wird:

$$d_0 = 30,10 \quad d_1 = 25,954 \quad d_2 = 26,479 \quad d_3 = 26,387 \quad d_4 = 21,175$$

d) Temperaturen wie bei c, nur sollen aus $F = 110$ Kilo (statt aus 200 Kilo) Flüssigkeit 100 Kilo verdampft werden.

$$d_0=27,958 \quad d_1=25,497 \quad d_2=25,885 \quad d_3=25,760 \quad d_4=22,855$$

Ferner Beispiele siehe Tabelle 41, Fall 4.

5. Alle Flüssigkeit in den ersten Körper und von da in die folgenden. Brüdenwasser von jedem Körper besonders abgezogen. Extradampf aus den ersten drei Körpern. Vorwärmung der Flüssigkeit durch die ersten drei Körper.

$$1. \quad d_0 c_0 + F(t_1 - \delta_1) = d_1 c_1 + (F - d_1 - e_1)t_1 + e_1 c_1 + d_0 t_{1\alpha} + st \quad (155)$$

$$2. \quad d_1 c_1 + (F - d_1 - e_1)t_1 = d_2 c_2 + F(t_1 - \delta_1 - t_2 + \delta_2) + e_2 c_2 + d_1 t_2 \beta + (F - d_1 - d_2 - e_1 - e_2)t_2 + st \quad (156)$$

$$3. \quad d_2 c_2 + (F - d_1 - d_2 - e_1 - e_2)t_2 = d_3 c_3 + F(t_2 - \delta_2 - t_3 + \delta_3) + e_3 c_3 + (F - d_1 - d_2 - d_3 - e_1 - e_2 - e_3)t_3 + d_2 t_3 \gamma + st_3 \quad (157)$$

$$4. \quad d_3 c_3 + (F - d_1 - d_2 - d_3 - e_1 - e_2 - e_3)t_3 = d_4 c_4 + F(t_3 - \delta_3 - t_4 - \delta_4) + (F - d_1 - d_2 - d_3 - d_4 - e_1 - e_2 - e_3)t_4 + d_3 t_4 \zeta + st_4 \quad (158)$$

Durch bekannte leichte Umstellung entstehen die vier folgenden Gleichungen:

$$I \quad e_1 + d_1 = \frac{d_0(c_0 - t_{1\alpha}) - F\delta_1 - st_1}{c_1 - t_1} \quad (159)$$

$$II \quad \frac{e_1(c_1 - t_2)}{c_2 - t_2} + e_2 + d_2 = \frac{d_0(c_0 - t_{1\alpha}) - F\delta_2 - d_1(t_{2\beta} - t_2) - st_1 - st_2}{c_2 - t_2} \quad (160)$$

$$III \quad \frac{e_1(c_1 - t_3)}{c_3 - t_3} + \frac{e_2(c_2 - t_3)}{c_3 - t_3} + e_3 + d_3 = \frac{d_0(c_0 - t_{1\alpha}) - F\delta_3 - d_1(t_{2\beta} - t_3) - d_2(t_{3\gamma} - t_3) - st_1 - st_2 - st_3}{c_3 - t_3} \quad (161)$$

$$IV \quad \frac{e_1(c_1 - t_4)}{c_4 - t_4} + \frac{e_2(c_2 - t_4)}{c_4 - t_4} + \frac{e_3(c_3 - t_4)}{c_4 - t_4} + d_4 = \frac{d_0(c_0 - t_{1\alpha}) - F\delta_4 - d_1(t_{2\beta} - t_4) - d_2(t_{3\gamma} - t_4) - d_3(t_{4\zeta} - t_4) - st_1 - st_2 - st_3 - st_4}{c_4 - t_4} \quad (162)$$

Beispiel. a) Alles wie vorher, nur mit dem Unterschiede, daß die Brüdenwasser von jedem Körper einzeln abgezogen werden.

$F=200$ Kilo $t_f = 15^\circ$ $\delta = 10^\circ$ $t_0 = 110^\circ$				
$d_1=d_0$	0,996—	3,702—0	—0,279—0,05	=— 4,031
$d_2=d_0$	0,983—	3,676—0,207—	0,552—0,05	=— 4,485
$d_3=d_0$	0,971—	3,630—0,839—	0,819—0,05	=— 5,338
$d_4=d_0$	0,924—	8,635—4,340—	1,038—0,05	=— 14,063
$100=d_0$	3,874—	19,643—5,386—	2,688—0,200	=— 27,917

$$d_0 = \frac{100 - 27,917}{3,874} = 33,019 \text{ Kilo Heizdampf.}$$

- I $d_1=33,019 \cdot 0,996 - 4,031=29,108$ Kilo Dampf
- II $d_2=33,019 \cdot 0,983 - 4,485=28,172$ „ „
- III $d_3=33,019 \cdot 0,971 - 5,338=26,923$ „ „
- IV $d_4=33,019 \cdot 0,924 - 14,063=16,647$ „ „

$$d_1 + d_2 + d_3 + d_4 = 100,850 \sim \text{Kilo Wasser verdampft.}$$

- b) Alles wie bei a, nur $F = 110$ Kilo Flüssigkeit.
 $d_0=30,74$ $d_1=28,239$ $d_2=27,384$ $d_3=26,144$ $d_4=18,223$.
- c) $F = 200$ Kilo Flüssigkeit, aber die Körpertemperaturen:

100°	60°	50°	40°
$d_0=30,53$	$d_1=28,572$	$d_2=26,770$	$d_3=25,651$
			$d_4=18,989$.
- d) Wie vorher, nur $F = 110$ Kilo Flüssigkeit.
 $d_0=30,00$ $d_1=27,712$ $d_2=25,959$ $d_3=24,842$ $d_4=21,530$.

6. Jeder Körper empfängt sein besonderes Flüssigkeitsgewicht $f_1 - f_2 - f_3$, das durch das Brüdenwasser dieses Körpers von seiner Anfangstemperatur t_f auf $t_{f1} - t_{f2} - t_{f3}$ vorgewärmt wird. Die Brüdenwasser gehen aus jedem Körper einzeln ab, indem sie die in einem Wärmeaustauschapparat die Flüssigkeiten vorwärmen und sich dabei bis auf t_a, t_b, t_c abkühlen. Das Nichtverdampfte jeder Flüssigkeit wird aus jedem Körper einzeln abgezogen.

$$d_0 c_0 + f_1 t_{f1} = d_1 c_1 + (f_1 - d_1) t_1 + d_0 t_{1\alpha} + s t_1 \quad \dots \quad (163)a$$

$$d_1 c_1 + f_2 t_{f2} = d_2 c_2 + (f_2 - d_2) t_2 + d_1 t_{2\beta} + s t_2 \quad \dots \quad (164)b$$

$$d_2 c_2 + f_3 t_{f3} = d_3 c_3 + (f_3 - d_3) t_3 + d_2 t_{3\gamma} + s t_3 \quad \dots \quad (165)c$$

Nun ist $f_1 (t_{f1} - t_f) = d_0 (t_{1\alpha} - t_a) \quad \dots \quad (166)$

$$f_2 (t_{f2} - t_f) = d_1 (t_{2\beta} - t_b) \quad \dots \quad (167)$$

$$f_3 (t_{f3} - t_f) = d_2 (t_{3\gamma} - t_c) \quad \dots \quad (168)$$

folglich:

$$f_1 t_{f1} = d_0 (t_{1\alpha} - t_a) + f_1 t_f \quad \dots \quad (169)$$

$$f_2 t_{f2} = d_1 (t_{2\beta} - t_b) + f_2 t_f \quad \dots \quad (170)$$

$$f_3 t_{f3} = d_2 (t_{3\gamma} - t_c) + f_3 t_f \quad \dots \quad (171)$$

Werden diese Werte in die Gleichungen a, b, c eingeführt und $t_{1\alpha}, t_{2\beta}, t_{3\gamma}$ gehoben, so bilden sich die Gleichungen

$$d_0(c_0 - t_a) = d_1(c_1 - t_1) + f_1(t_1 - t_f) + st_1 \dots \dots \dots (172)$$

$$d_1(c_1 - t_b) = d_2(c_2 - t_2) + f_2(t_2 - t_f) + st_2 \dots \dots \dots (173)$$

$$d_2(c_2 - t_c) = d_3(c_3 - t_3) + f_3(t_3 - t_f) + st_3 \dots \dots \dots (174)$$

und hieraus:

$$I \quad d_1 = \frac{d_0(c_0 - t_a) - f_1(t_1 - t_f) - st_1}{c_1 - t_1} \dots \dots \dots (175)$$

$$II \quad d_2 = \frac{d_0(c_0 - t_a) - f_1(t_1 - t_f) - f_2(t_2 - t_f) + d_1(t_1 - t_b) - st_1 - st_2}{c_2 - t_2} \dots \dots \dots (176)$$

$$III \quad d_3 = \frac{d_0(c_0 - t_a) - f_1(t_1 - t_f) - f_2(t_2 - t_f) - f_3(t_3 - t_f) + d_1(t_1 - t_b) + d_2(t_2 - t_c) - st_1 - st_2 - st_3}{c_3 - t_3} \dots \dots \dots (177)$$

Leider sind diese Gleichungen nicht ohne weiteres zu lösen, es müssen vielmehr zunächst für d_1 d_2 d_3 schätzungsweise Werte angenommen, aus diesen mit Hilfe der Gleichungen die angenäherten berechnet, diese eingesetzt und dann nochmals die wahren Größen d_1 d_2 d_3 ausgerechnet werden.

Beispiel. Aus $F = 200$ Kilo Flüssigkeit, deren Temperatur $t_f = 15^\circ$ ist und die zu gleichen Teilen in die drei Körper eines Dreikörpers (mit den Temperaturen $90 - 70 - 40^\circ$) eingezogen wird, sollen 100 Kilo verdampft werden. Dabei die Ablauftemperaturen der Brüdenwässer $t_a = t_b = t_c = 25^\circ$, $t_f = 10^\circ$. Heizdampf = 110° C.

Die bekannten Werte in die Gleichungen gesetzt:

$$d_1 = \frac{d_0(640 - 25)}{625 - 90} - \frac{66,7(90 - 15)}{625 - 90} = 0,368$$

$$d_2 = \frac{d_0(640 - 25)}{628 - 70} - \frac{66,7(90 - 15)}{628 - 70} = \frac{66,7(70 - 15)}{628 - 70} + \frac{33,3(90 - 25)}{628 - 70} = 0,724$$

$$d_3 = \frac{d_0(640 - 25)}{619 - 40} - \frac{66,7(90 - 15)}{619 - 40} - \frac{66,7(70 - 15)}{619 - 40} + \frac{66,7(40 - 15)}{619 - 40} + \frac{33,3(90 - 25)}{619 - 40} + \frac{33,3(70 - 25)}{619 - 40} = 1,038.$$

I	$d_1 = d_0$	1,150	-	9,350	+	0	=	- 0,368		=	- 9,718
II	$d_2 = d_0$	1,082	-	15,25	+	3,816	-	0,724		=	- 12,158
III	$d_3 = d_0$	1,063	-	17,94	+	6,331	-	1,038		=	- 12,647
	$100 = d_0$	3,295	-	42,50	+	10,147	-	2,130		=	- 34,523

$$\begin{aligned}
 d_0 &= 40,83 \text{ Kilo Heizdampf} \\
 d_1 &= 40,83 \cdot 1,15 - 9,718 = 37,202 \text{ Kilo Dampf} \\
 d_2 &= 40,83 \cdot 1,082 - 12,158 = 31,902 \text{ „ „} \\
 d_3 &= 40,83 \cdot 1,063 - 12,647 = 30,603 \text{ „ „} \\
 \hline
 d_1 + d_2 + d_3 &= 99,707 \text{ Kilo Dampf}
 \end{aligned}$$

Werden diese Dampfgewichte in eine neue Rechnung eingesetzt, so erscheinen als wahre Verdampfungsleistungen der Körper

$$d_0 = 40,56 \quad d = 36,882 \quad d_2 = 32,156 \quad d_3 = 30,580 \text{ Kilo Dampf.}$$

7. Das Gesamtflüssigkeitsgewicht F wird in den ersten Körpern eingezogen nach seiner Vorwärmung von t_f durch die Dämpfe der vorhergehenden Körper jedesmal bis auf die Temperaturen $t_3 - \delta$, $t_2 - \delta_2$, $t_1 - \delta_1$. Aus jedem Körper wird ein gewisser Teil des Nichtverdampfens $\left(\frac{d_1}{x}, \frac{d_2}{y}\right)$ abgezogen (etwa Salz) und der Rest in die folgenden geführt. Die Brüdenwässer fließen durch alle Körper hintereinander. Kein Extradampf.

Diese Bedingungen ergeben drei Gleichungen:

$$d_0 c_0 + F(t_1 - \delta_1) = d_1 c_1 + \frac{d_1}{x} t_1 + \left(F - d_1 - \frac{d_1}{x}\right) t_1 + d_0 t_{1\alpha} + st_1. \quad (178)$$

$$\begin{aligned}
 d_1 c_1 + d_0 t_{1\alpha} + \left(F - d_1 - \frac{d_1}{x}\right) t_1 &= \\
 &= d_2 c_2 + \frac{d_2}{y} t_2 + \left(F - d_1 - \frac{d_1}{x} - d_2 - \frac{d_2}{y}\right) t_2 + \\
 &\quad + (d_0 + d_1) t_{2\beta} + F(t_1 - \delta_1 - t_2 + \delta_2) + st_2. \quad \dots \quad (179)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 d_2 c_2 + (d_0 + d_1) t_{2\beta} + \left(F - d_1 - \frac{d_1}{x} - d_2 - \frac{d_2}{y}\right) t_2 &= \\
 &= d_3 c_3 + (d_0 + d_1 + d_2) t_{3\gamma} + F(t_2 - \delta_2 - t_3 + \delta_3) + \\
 &\quad + \left(F - d_1 - \frac{d_1}{x} - d_1 - \frac{d_2}{y} - d_3\right) t_3 + st_3. \quad \dots \quad (180)
 \end{aligned}$$

Hieraus entstehen nach einfachen Umstellungen:

$$d_1 = \frac{d_0(c_0 - t_{1\alpha}) - F\delta_1 - st_1}{c_1 - t_1} \quad \dots \quad (181)$$

$$d_2 = \frac{d_0(c_0 - t_{2\beta}) - F\delta_2 - \frac{d_1}{x}(t_1 - t_2) - d_1(t_{2\beta} - t_2) - st_1 - st_2}{c_2 - t_2} \quad \dots \quad (182)$$

$$d_3 = \frac{d_0(c_0 - t_{3\gamma}) - F\delta_3 - \frac{d_1}{x}(t_1 - t_3) - \frac{d_2}{y}(t_2 - t_3)}{c_3 - t_3} + \frac{-(d_1 + d_2)(t_{3\gamma} - t_3) - st_1 - st_2 - st_3}{c_3 - t_3} \dots (183)$$

Beispiel. Aus $F = 200$ Kilo Sole werden im Dreikörper 100 Kilo Wasser verdampft und in jedem Körper $\frac{d_1}{3}, \frac{d_2}{3}, \frac{d_3}{3}$ Kilo Salz abgezogen. Dampf 100° , Körper $90 - 70 - 40^\circ$. Die Sole soll die Temperatur des Dampfes haben.) Die Flüssigkeit vom dritten Körper von $t_f = 15$ auf $t_3 - \delta_3 = 30$, vom zweiten auf $t_2 - \delta_2 = 60$, vom dritten auf $t_1 - \delta_1 = 80^\circ$ vorgewärmt.

	F	d_x	d_1	st
$d_1 = \frac{d_0(640 - 90 \cdot 1,05)}{544}$	— 3,680 —	0 —	0	— 0,368
$d_2 = \frac{d_0(640 - 70 \cdot 1,05)}{558}$	— 3,586 —	0	— $\frac{33,3(70 \cdot 1,05 - 70)}{558}$	— 0,718

	F	dc		
$d_3 = \frac{d_0(640 - 40 \cdot 1,05)}{559}$	— 3,464 —	— $\frac{11,1(900 - 40 - 70 + 40)}{559}$ —		
			d_1	st
			— $\frac{66,7(40 \cdot 1,05 - 40)}{559}$ —	— 1,038

$d_1 = d_0 \cdot 1,003$	— 3,680	— 0	— 0,368	= — 4,048
$d_2 = d_0 \cdot 1,015$	— 3,586	— 0,020	— 0,718	= — 4,324
$d_3 = d_0 \cdot 1,070$	— 3,464	— 0,394	— 1,038	= — 4,920
$100 = d_0$	3,088	— 10,730	— 0,394 — 0,044 — 2,124	= — 13,292

$d_0 = 36,37$ Kilo Heizedampf

$d_1 = 32,43$ $d_2 = 32,60$ $d_3 = 33,90$ Kilo Dampf

$\frac{d_1 + d_2 + d_3}{3} = 32,78 \sim 33,3$ Kilo Salz.

8. In jeden Körper tritt gesondert das Flüssigkeitsgewicht $f_1 f_2 f_3$ mit den Temperaturen $t_{f1} - t_{f2} - t_{f3}$. Keine Vorwärmung. Brüdenwasser aus jedem Körper einzeln abgeführt. Das Nichtverdampfte aus jedem Körper besonders abgezogen. Es findet Salzauskristallisation statt. Mit d_1 Kilo entwickeltem Dampf fallen $\frac{d_1}{x}$ Kilo Salz aus.

$$d_0 c_0 + f_1 t_{f1} = d_1 c_1 + \frac{d_1}{x} t_1 + \left(f_1 - d_1 - \frac{d_1}{x} \right) t_1 + d_0 t_{1\alpha} + st_1 \dots (184)$$

$$d_1 c_1 + f_2 t_{f2} = d_2 c_2 + \frac{d_2}{x} t_2 + \left(f_2 - d_2 - \frac{d_2}{x} \right) t_2 + d_1 t_{2\beta} + st_2 \dots (185)$$

$$d_2 c_2 + f_3 t_{f3} = d_3 c_3 + \frac{d_3}{x} t_3 + \left(f_3 - d_3 - \frac{d_3}{x} \right) t_3 + d_2 t_3 + st_3 \quad . \quad . \quad (186)$$

$$I \quad d_1 = \frac{d_0(c_0 - t_{1\alpha}) - f_1(t_1 - t_{f1}) - st_1}{c_1 - t_1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (187)$$

$$II \quad d_2 = \frac{d_0(c_0 - t_{1\alpha}) - f_1(t_1 - t_{f1}) - f_2(t_2 - t_{f2}) - d_1(t_1 - t_{2\beta}) - st_1 - st_2}{c_2 - t_2} \quad (188)$$

$$III \quad d_3 = \frac{d_0(c_0 - t_{1\alpha}) - f_1(t_1 - t_{f1}) - f_2(t_2 - t_{f2}) - t_3(t_3 - t_{f3}) - d_1(t_1 - t_{2\beta}) - d_2(t_2 - t_{3\gamma}) - st_1 - st_2 - st_3}{c_3 - t_3} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (189)$$

Beispiel. Aus $F = 133,33$ Kilo sind 100 Kilo Wasser zu verdampfen; 33,33 Kilo Salz fällt dabei aus; es ist $x = 3$, $f_1 = \frac{4}{3} d_1$, $f_2 = \frac{4}{3} d_2$, $f_3 = \frac{4}{3} d_3$. Es sei $t_{f1} = t_{f2} = t_{f3} = 30^\circ$. Die Dampftemperaturen der Apparate = $90 - 60 - 40^\circ$ C. Heizdampf = 100° C.

$t_0 = 100^\circ$	f	d_1	st	φ		
$d_1 = d_0 \cdot 1,00263$	$- 4,9008$	$- 0$	$- 0,368$	$- 0,05$	=	- 5,3188
$d_2 = d_0 \cdot 0,96550$	$- 7,0793$	$- 1,5930$	$- 0,708$	$- 0,05$	=	- 9,4303
$d_3 = d_0 \cdot 0,94207$	$- 7,6748$	$- 2,5894$	$- 1,038$	$- 0,05$	=	- 11,3522
$100 = d_0 \cdot 2,91020$	$- 19,6549$	$- 4,1824$	$- 2,114$	$- 0,15$	=	- 26,1013

$$d_0 = \frac{100 + 26,1013}{2,9102} = 43,33 \text{ Kilo Heizdampf.}$$

I	$d_1 = 43,33 \cdot 1,00263$	$- 5,3188$	$= 38,125$	Kilo Dampf
II	$d_2 = 43,33 \cdot 0,9655$	$- 9,4303$	$= 32,405$	„ „
III	$d_3 = 43,33 \cdot 0,94207$	$- 11,3522$	$= 29,467$	„ „
	$d_1 + d_2 + d_3 =$		$99,997$	~ 100 Kilo.

Nicht immer steht Heizdampf in hinreichender Menge von gleicher Spannung und Temperatur zur Verfügung. Oft genügt der vorhandene Abdampf der Dampfmaschinen (Autoklaven, Inverter etc.), dessen Temperatur $100 \div 110^\circ$ beträgt, nicht ganz und muß durch Kesseldampf von höherer Spannung ergänzt werden, oft muß hauptsächlich dieser zur Heizung dienen, aber zugleich soll verfügbarer Abdampf mit zur Verwendung gelangen. In solchen Fällen ist es am vorteilhaftesten, die beiden verschieden gespannten Dämpfe an ganz getrennten Heizflächen zu verwerten. Hat aber der zu heizende Apparat nur eine, beiden Dampfarten gemeinsame Heizkammer, so muß unnützer Weise der

hochgespannte Dampf bis auf die Temperatur des Abdampfes entspannt werden, wodurch Wärme und Gefälle verloren geht. Der Wunsch, diese Übel möglichst zu vermeiden, um die Drosselung des hochgespannten zu vermindern, führt bisweilen dazu, den Druck des Abdampfes der Maschinen soviel als möglich zu erhöhen, wodurch auch seine Temperatur und sein Gesamtgewicht steigt. Aber vorteilhafter ist es gewiß, zwei gesonderte Heizflächen anzuordnen, deren höher gelegene mit Abdampf, deren tiefer gelegene mit Kesselampf gespeist wird. Bei Mehrkörperverdampfern pflegt man es so einzurichten, daß die Dämpfe verschiedener Spannung auch in verschiedene Körper eingeführt werden. Der Maschinenabdampf tritt dann in die Heizkammer eines solchen Körpers, der schon von einem vorhergehenden Körper Dampf gleicher Spannung erhält; oder anders ausgedrückt: Es wird vor die mit Abdampf geheizten Körper ein anderer (bisweilen mehrere) gestellt, der selbst, mit hochgespanntem Dampf bedient, solchen von Abdampf Temperatur zu dem vorhandenen liefert. In Zuckersiedereien ist diese Anordnung sehr üblich. Auch für solche Anordnungen lassen sich die erforderlichen Gleichungen, wie vorher gezeigt, ohne weiteres aufstellen und ausrechnen, wenn das Gewicht eines der beiden Heizdämpfe bekannt ist, aber es mag an dem bis jetzt Vorgeführten genug sein.

In der Tabelle 41 sind für die Fälle 1÷4 eine Anzahl von Beispielen zusammengetragen, aus denen die gar verschiedene Verdampfungsleistung der einzelnen Körper unter verschiedenen Umständen hervorgeht.

In dieser soeben durch Erklärungen, Formeln und Beispiele dargelegten Weise kann das aus jedem Körper der Mehrkörperapparate entweichende Dampfgewicht ($d_1 - d_2 - d_3 - d_4 - e_1 - e_2 - e_3$) einigermaßen berechnet werden, nachdem auf die gezeigte Art für jeden besonderen Fall die erforderlichen Gleichungen, den äußeren Bedingungen entsprechend aufgestellt sind. Aber die Wärme dieser errechneten Dampfgewichte ist nicht gleichbedeutend mit der Wärmemenge, die durch die Wand der Heizfläche jedes Körpers gehen muß. Diese ist kleiner, denn der in den Körpern durch Selbstverdampfung der Flüssigkeit entstandene Dampf enthält Wärme, die nicht durch die Heizfläche gegangen ist. Andererseits ist die von den Körpern durch Ausstrahlung verlorene Wärme vorher durch ihre Heizfläche gewandert, wenigstens in den meisten Fällen bis auf einen kleinen Teil.

2. Fall. Flüssigkeit und Brüdenwasser durch alle Körper. — Keine Vorwärmung. — Kein Extradampf. — Wärme und andere Verluste berücksichtigt.

Flüssigkeit		Heizdampf		Dampfgewicht aus den einzelnen Körpern, wenn in ihnen folgende Temperaturen herrschen °C											
Gewicht	Temperatur	Temperatur	Gewicht	120	105	100	90	85	80	75	70	60	50	40	
F Kilo	t°	t°	d ₀												
Zweikörper															
110	100	110	44,25	—	—	43,691	—	—	—	—	—	—	—	56,028	
110	75	110	46,207	—	—	—	—	—	—	46,588	—	—	—	53,411	
200	100	110	39,65	—	—	39,091	—	—	—	—	—	—	—	60,705	
200	75	110	43,56	—	—	—	—	—	—	43,888	—	—	—	56,122	
Dreikörper															
110	100	110	28,85	—	—	28,648	—	31,529	—	—	—	—	—	39,808	
110	85	110	30,52	—	—	—	—	30,973	—	—	—	35,267	—	34,123	
200	100	110	25,08	—	—	24,857	—	29,903	—	—	—	—	—	45,237	
200	85	110	28,21	—	—	—	—	28,267	—	—	—	36,886	—	34,834	
Vierkörper															
110	100	110	21,125	—	—	21,251	22,657	—	24,327	—	24,145	—	—	32,088	
110	90	110	20,46	—	—	—	20,449	—	—	—	—	—	25,950	29,454	
200	100	110	17,620	—	—	17,448	20,770	—	24,035	—	—	—	—	37,751	
200	90	110	16,65	—	—	—	15,78	—	—	—	—	—	26,88	33,80	
110	120	134	17,64	17,356	23,695	—	23,942	—	—	—	23,66	—	—	35,013	
110	100	134	14,49	—	—	14,211	—	—	25,163	—	—	—	—	31,618	
200	120	134	10,433	10,145	21,212	—	26,198	—	—	—	—	—	—	42,441	
200	100	134	5,568	—	—	5,289	—	—	25,353	—	—	—	—	37,357	

3. Fall. Alle Flüssigkeit vom ersten durch alle Körper. — Brüdenwasser von jedem besonders abgezogen.
 — Keine Vorwärmung. — Kein Extradampf.

Flüssigkeit Gewicht	Tempe- ratur	Heizdampf		Dampfgewicht aus den einzelnen Körpern, wenn in ihnen folgende Temperaturen herrschen ° C											
		Tempe- ratur	d_0	120	105	100	90	85	80	75	70	60	50	40	
F Kilo	t_f °	t_0 °	d_0												
Zweikörper															
110	100	110	45,18	—	—	44,892	—	—	—	—	—	—	—	55,492	
110	75	110	47,52	—	—	—	—	—	—	47,927	—	—	—	52,066	
200	100	110	40,48	—	—	40,165	—	—	—	—	—	—	—	59,837	
200	75	110	44,80	—	—	—	—	—	—	45,150	—	—	—	54,647	
Dreikörper															
110	100	110	81,60	—	—	31,067	—	32,928	—	—	—	—	—	36,900	
110	85	110	82,29	—	—	—	—	26,987	—	—	—	—	—	41,552	
200	100	110	27,51	—	—	32,276	—	35,195	—	—	—	—	—	32,112	
200	85	110	29,94	—	—	—	—	80,054	—	—	—	—	—	83,082	
Vierkörper															
110	100	110	24,405	—	—	23,992	25,271	—	25,921	—	—	—	—	27,002	
110	90	110	23,02	—	—	—	22,780	—	—	—	—	—	25,517	27,137	
200	100	110	20,67	—	—	20,192	23,302	—	25,461	—	—	—	—	32,748	
200	90	110	18,69	—	—	—	18,451	—	—	—	—	—	26,085	30,822	
110	120	134	20,40	20,177	25,581	—	25,012	—	—	—	—	—	—	29,252	
110	100	134	15,85	—	—	15,697	—	—	26,082	—	—	—	—	29,182	
200	120	134	12,68	12,392	23,121	—	27,112	—	—	—	—	—	—	37,332	
200	100	134	6,686	—	—	6,460	—	—	27,302	—	—	—	—	35,305	

4. Fall. Alle Flüssigkeit und Brüdenwasser vom ersten Körper durch alle folgenden. — Kein Extradampf. — Vorwärmung durch die Dämpfe der Körper bis auf $d = 10^\circ$ unter deren Temperatur.

Flüssigkeit Gewicht	Tempe- ratur	Heizdampf		Dampfgewicht aus den einzelnen Körpern, wenn in ihnen folgende Temperaturen herrschen °C												
		Tempe- ratur	d_0	120	105	100	90	85	80	75	70	60	50	40		
Zweikörper																
110	100		57,72	—	—	43,187	—	—	—	—	—	—	—	—	56,798	
110	75		53,603	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	52,525	
200	100		64,202	—	—	38,028	—	—	—	—	—	—	—	—	61,970	
200	75		56,25	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	56,830	
Dreikörper																
110	100		36,69	—	—	31,141	—	33,927	—	—	—	—	—	—	34,922	
110	85		36,98	—	—	—	—	29,827	—	—	—	—	—	—	35,241	
200	100		39,17	—	—	29,379	—	34,778	—	—	—	—	—	—	35,938	
200	85		39,93	—	—	—	—	27,033	—	—	—	—	—	—	36,647	
Vierkörper																
110	100		27,84	—	—	23,65	23,300	—	25,00	—	—	—	—	—	25,80	
110	90		28,19	—	—	—	21,918	—	—	—	—	—	—	—	26,005	
200	100		29,82	—	—	22,46	25,68	—	25,47	—	—	—	—	—	26,43	
200	90		29,89	—	—	—	21,70	—	—	—	—	—	—	—	26,25	
110	120		28,24	22,698	25,636	—	24,435	—	—	—	—	—	—	—	26,339	
110	100		28,12	—	—	21,928	—	—	25,811	—	—	—	—	—	26,113	
200	120		30,67	20,832	26,389	—	26,041	—	—	—	—	—	—	—	27,323	
200	100		30,46	—	—	19,264	—	—	26,752	—	—	—	—	—	27,103	

Durch die Heizflächen der einzelnen Körper geht also die Wärme, die ihnen vom Dampf und Brüdenwasser der vorhergehenden zugeführt wird. Wenn zwischen zwei Körpern der von einem zum andern strömende Dampf zur Vorwärmung der Flüssigkeit benutzt wird, so muß die dazu verwendete Wärme von der des Brüdenwassers, die dies im folgenden Körper abgeben konnte, abgezogen werden. Im folgenden soll nun für die vorher betrachteten 8 Fälle, die die Heizfläche der einzelnen Körper durchdringende Wärme (bezeichnet mit WE I, WE II, WE III, WE IV), festgestellt werden.

1. Theoretischer Fall: Die Flüssigkeit tritt mit der Temperatur des ersten Körpers in diesen und dann in die folgenden. Das Brüdenwasser strömt gleichfalls durch alle Körper. Keine Vorwärmung. Kein Extradampf. Keine Verluste.

$$\begin{aligned} WE \text{ I} &= d_0(c_0 - t_1) \\ WE \text{ II} &= d_1(c_1 - t_1) + d_0(t_1 - t_2) \\ WE \text{ III} &= d_2(t_2 - t_3) + (d_0 + d_1)(t_2 - t_3) \\ WE \text{ IV} &= d_3(t_3 - t_4) + (d_0 + d_1 + d_2)(t_3 - t_4) \quad (190) \end{aligned}$$

2. Flüssigkeit mit der Temperatur t_f in den ersten Körpern und dann in die anderen. Brüdenwasser auch durch alle Körper. Keine Vorwärmung. Kein Extradampf. Verluste berücksichtigt.

$$\begin{aligned} WE \text{ I} &= d_0(c_1 - t_{1\alpha}) \\ WE \text{ II} &= d_1(c_1 - t_{2\beta}) + d_0(t_{1\alpha} - t_{2\beta}) \\ WE \text{ III} &= d_2(c_2 - t_{3\gamma}) + (d_0 + d_1)(t_{2\beta} - t_{3\gamma}) \\ WE \text{ IV} &= d_3(c_3 - t_{4\delta}) + (d_0 + d_1 + d_2)(t_{3\gamma} - t_4) \quad (191) \end{aligned}$$

Beispiel. $F = 200 \text{ K}$. $t_f = 100^\circ$, $t_1 = 100^\circ$, $t_2 = 90^\circ$, $t_3 = 80^\circ$, $t_4 = 40^\circ$.

$$\begin{aligned} WE \text{ I} &= 17,822 \cdot 535 = 9530 \text{ WE} \\ WE \text{ II} &= 17,439 \cdot 542,5 + 17,820 \cdot 10,5 = 9666 \text{ WE} \\ WE \text{ III} &= 20,759 \cdot 550 + 35,261 \cdot 10,5 = 11810 \text{ WE} \\ WE \text{ IV} &= 24,01 \cdot 589 + 56,02 \cdot 42 = 16482 \text{ WE} \\ t_f &= 15^\circ \quad F = 110^\circ \quad t_1 = 100^\circ \quad t_2 = 90^\circ \quad t_3 = 80^\circ \quad t_4 = 40^\circ \\ WE \text{ I} &= 37,87 \cdot 535 = 20150 \text{ WE} \\ WE \text{ II} &= 20,460 \cdot 540,5 + 37,87 \cdot 10,5 = 11507 \text{ WE} \\ WE \text{ III} &= 22,245 \cdot 550 + 58,016 \cdot 10,5 = 12829 \text{ WE} \\ WE \text{ IV} &= 24,471 \cdot 589 + 80,261 \cdot 42 = 17798 \text{ WE}. \end{aligned}$$

3. Alle Flüssigkeit tritt mit der Temperatur t_f in den ersten Körper und dann in die folgenden. Das Brüdenwasser wird von jedem Körper einzeln abgezogen. Keine Vorwärmung. Kein Extradampf.

$$\begin{aligned} WE I &= d_0(c_0 - t_{1\alpha}) & WE II &= d_1(c_1 - t_{2\beta}) \\ WE III &= d_2(c_2 - t_{3\gamma}) & WE IV &= d_3(c_3 - t_{4\zeta}) \end{aligned} \quad (192)$$

4. Alle Flüssigkeit in den ersten Körper, durch die Dämpfe der folgenden Körper vorgewärmt bis $(t_1 - \delta_1)^0$ C. Brüdenwasser durch alle Körper. Kein Extradampf.

$$\begin{aligned} WE I &= d_0(c_0 - t_{1\alpha}) \\ WE II &= d_1(c_1 - t_{2\beta}) - F(t_1 - \delta_1 - t_2 + \delta_2) + d_0(t_{1\alpha} - t_{2\beta}) \\ WE III &= d_2(c_2 - t_{3\gamma}) - F(t_2 - \delta_2 - t_3 + \delta_3) + (d_0 + d_1)(t_{2\beta} - t_{3\gamma}) \\ WE IV &= d_3(c_3 - t_{4\zeta}) - F(t_3 - \delta_3 - t_4 + \delta_4) + (d_0 + d_1 + d_2)(t_{3\gamma} - t_{4\zeta}) \end{aligned} \quad (193)$$

5. Wie vorher aber die Brüdenwasser aus jedem Körper einzeln abgezogen.

$$\begin{aligned} WE I &= d_0(c_0 - t_{1\alpha}) \\ WE II &= d_1(c_1 - t_{2\beta}) - F(t_1 - \delta_1 - t_2 + \delta_2) \\ WE III &= d_2(c_2 - t_{3\gamma}) - F(t_2 - \delta_2 - t_3 + \delta_3) \\ WE IV &= d_3(c_3 - t_{4\zeta}) - F(t_3 - \delta_3 - t_4 + \delta_4) \end{aligned} \quad (194)$$

6. Jeder Körper empfängt seine besondere Flüssigkeit, die durch die aus jedem Körper einzeln abgehenden Brüdenwasser vorgewärmt wird.

$$WE I = d_0(c_0 - t_{1\alpha}) \quad WE II = d_1(c_1 - t_{2\beta}) \quad WE III = d_2(c_2 - t_{3\gamma}) \quad (195)$$

7. Alle Flüssigkeit in den ersten Körper nach Vorwärmung durch die Dämpfe der Körper. Brüdenwasser durch alle Körper. Kein Extradampf.

$$\begin{aligned} WE I &= d_0(c_0 - t_{1\alpha}) & WE II &= d_1(c_1 - t_{2\beta}) + d_0(t_{1\alpha} - t_{2\beta}) \\ WE III &= d_2(c_2 - t_{3\gamma}) + (d_0 + d_1)(t_{2\beta} - t_{3\gamma}) \end{aligned} \quad (196)$$

8. Flüssigkeit tritt in jeden Körper besonders. Keine Vorwärmung. Brüdenwasser aus jedem Körper einzeln. Salzausscheidung.

$$WE I = d_0(c_0 - t_{1\alpha}) \quad WE II = d_1(c_1 - t_{2\beta}) \quad WE III = d_2(c_2 - t_{3\gamma}) \quad (197)$$

In der Tabelle 42 sind in den Zahlen mit kleinen Ziffern die durch die Heizwände der einzelnen Körper gehenden Wärmeeinheiten für 100 Kilo Wasserverdampfung, und darunter ihr gegenseitiges Verhältnis V, für eine Anzahl früher vorgeführter Beispiele angegeben. Wie verschieden dies Verhältnis bisweilen sein kann, lehrt ein Blick auf die Tabelle, und zugleich, daß keineswegs ein für alle Fälle gültiges Verhältnis der durch die Heizfläche der Einzelkörper gehenden Wärmemenge besteht.

Tabelle 42.

Zusammenstellung von Beispielen über Dampfentwicklung und Wärmedurchgang in den einzelnen Körpern von Verdampfapparaten für 100 Kilo Wasser-Verdampfung, F = Flüssigkeitsgewicht, t = Temperaturen. d = Dampfgewichte in kg, WE = Wärmeinheiten und V = Verhältnis der durch die Heizflächen der einzelnen Körper gehenden Wärmeinheiten.

Flüssig- keit	Heiz- dampf	$F = 200$ Kilo				Heiz- dampf	$F = 110$ Kilo			
		I	II	III	IV		I	II	III	IV
t_j°	t_0°	t_1°	t_2°	t_3°	t_4°	t_0°	t_1°	t_2°	t_3°	t_4°
	d_0	d_1	d_2	d_3	d_4	d_0	d_1	d_2	d_3	d_4
		WE	WE	WE	WE		WE	WE	WE	WE
		I	II	III	IV		I	II	III	IV
		V	V	V	V		V	V	V	V

1. Theoretischer Fall. Keine Vorwärmung, kein Extradampf, Flüssigkeit und Brüdenwasser durch alle Körper, keine Verluste.

100°	110°	100°	90°	80°	40°	110°	100°	90°	80°	40°
	16,75	16,86	20,65	24,32	38,17	20,26	20,38	22,55	24,62	32,46
	—	9070	9358	11736	15580	—	10960	11293	12796	16107
	—	1	1,029	1,290	1,700	—	1	1,02	1,163	1,46
100°	110°	100°	60°	50°	40°	110°	100°	60°	50°	40°
	11,67	11,74	26,16	29,55	32,90	17,44	17,54	25,72	27,63	29,53
	—	6310	7087	15214	17586	—	9390	10598	15050	16607
	—	1	1,12	2,40	2,76	—	1	1,11	1,60	1,76

2. Flüssigkeit und Brüdenwasser durch alle Körper, keine Vorwärmung, kein Extradampf, Verluste berücksichtigt.

100°	110°	100°	90°	80°	40°	110°	100°	90°	80°	40°
	17,82	17,44	20,76	24,01	37,79	21,36	20,96	22,65	24,31	32,11
	—	9530	9666	11810	16482	—	11350	11544	12914	17455
	—	1,0	1,014	1,23	1,73	—	1	1,023	1,148	1,550
15°	48,02	15,93	20,03	24,18	39,37	37,87	20,16	22,25	24,71	33,24
	—	25680	9134	11670	17778	—	20150	11507	12829	17798
	—	1	0,355	0,455	0,692	—	1	0,57	0,634	0,882
100°	110°	100°	60°	50°	40°	110°	100°	60°	50°	40°
	12,50	12,13	26,21	29,28	32,38	18,28	17,89	25,74	37,35	29,02
	—	6633	7465	15267	17523	—	9790	10978	15100	16499
	—	1	1,126	2,31	2,64	—	1	1,12	1,54	1,68
15°	41,00	8,93	24,77	28,70	37,63	34,04	14,92	25,03	27,13	31,94
	—	21930	6845	14733	17539	—	18200	9978	14939	16485
	—	1	0,312	0,670	0,800	—	1	0,547	0,818	0,905

Wie vorher, aber Extradampf.

100°	110°	100°	90°	80°	40°
	32,93	22,50	15,82	9,09	22,58
	—	10	10	10	—
	—	32,50	25,82	19,09	22,58
	—	17500	17985	14844	15379
	—	1	1,028	0,848	0,879

Flüssigkeit	Heizdampf	F = 200 Kilo				Heizdampf	F = 110 Kilo			
		I	II	III	IV		I	II	III	IV
t_f^0	t_0^0	t_1^0	t_2^0	t_3^0	t_4^0	t_0^0	t_1^0	t_2^0	t_3^0	t_4^0
	d_0	d_1	d_2	d_3	d_4	d_0	d_1	d_2	d_3	d_4
		WE	WE	WE	WE		WE	WE	WE	WE
		I	II	III	IV		I	II	III	IV
		V	V	V	V		V	V	V	V

3. Flüssigkeit durch alle Körper — Brüdenwasser einzeln abgezogen — keine Vorwärmung — kein Extradampf.

100°	110°	100°	90°	80°	40°	110°	100°	90°	80°	40°
	19,76	19,36	22,37	24,73	33,61	23,44	23,04	24,25	25,05	27,66
		10590	10460	12260	14540		12550	12460	13360	14750
		1	0,99	1,16	1,37		1	0,99	1,07	1,176
15°	51,54	19,36	22,37	24,73	33,61	40,92	23,04	24,25	25,05	27,66
		27550	10460	12260	14540		21880	12460	13360	14750
		1	0,378	0,444	0,527		1	0,565	0,614	0,672
100°	110°	100°	60°	50°	40°	110°	100°	60°	50°	40°
	12,79	12,40	26,19	29,19	32,21	18,70	18,30	25,72	27,23	28,76
		6800	7110	15010	16990		10000	10440	14720	15770
		1	1,045	2,20	2,49		1	1,044	1,472	1,577
15°	44,56	„	wie	oben	„	36,18	„	wie	oben	„
		23860	„	„	„		19360	„	„	„
		1	0,298	0,630	0,714		1	0,537	0,759	0,815

4. Flüssigkeit und Brüdenwasser durch alle Körper — Vorwärmung bis $\delta = 10$ durch Dampf der drei ersten — kein Extradampf.

15°	110°	100°	90°	80°	40°	110°	100°	90°	80°	40°
	30,55	26,44	26,16	25,95	21,47	28,34	25,90	25,69	25,44	22,98
		16320	12620	13008	7800		15250	13227	13590	10275
		1	0,772	0,798	0,479		1	0,867	0,893	0,673
15°	110°	100°	60°	50°	40°	110°	100°	60°	50°	40°
	30,10	25,95	26,48	26,39	21,18	27,96	25,50	25,89	25,77	22,85
		16100	8164	13738	5177		14980	11400	14271	9742
		1	0,507	0,850	0,940		1	0,760	0,953	0,649

5. Flüssigkeit durch alle Körper — Brüdenwasser einzeln abgezogen — Vorwärmung — kein Extradampf.

15°	110°	100°	90°	80°	40°	110°	100°	90°	80°	40°
	33,02	29,11	28,17	26,92	16,65	30,74	28,24	27,38	26,14	18,22
		17650	13770	13510	4850		16430	14200	13970	9320
		1	0,782	0,765	0,275		1	0,864	0,851	0,566
15°	110°	100°	60°	50°	40°	110°	100°	60°	50°	40°
	32,53	28,57	26,77	25,65	18,99	30,00	27,71	25,96	24,84	21,53
		17580	8410	13320	3900		16080	11490	13700	8330
		1	0,477	0,755	0,222		1	0,714	0,850	0,517

Flüssig- keit	Heiz- dampf	$F = 200$ Kilo				Heiz- dampf	$F = 110$ Kilo			
		I	II	III	IV		I	II	III	IV
t_f^0	t_0^0	t_1^0	t_2^0	t_3^0	t_4^0	t_0^0	t_1^0	t_2^0	t_3^0	t_4^0
	d_0	d_1	d_2	d_3	d_4	d_0	d_1	d_2	d_3	d_4
		WE	WE	WE	WE	WE	WE	WE	WE	WE
		I	II	III	IV	I	II	III	IV	V
		V	V	V	V	V	V	V	V	V

6. Flüssigkeit in jeden Körper einzeln, und aus jedem besonders abgezogen — Brüdenwasser ebenso — Vorwärmung durch Brüdenwasser bis $\delta = 10$ — kein Extradampf.

15°	110°	90°	70°	40°	
	40,56	36,88	32,16	30,58	
		22070	20644	18850	
		1	0,944	0,845	

7. Flüssigkeit durch alle Körper — aus jedem ein Teil (Salz) abgezogen — Vorwärmung bis $\delta = 10$ durch Dämpfe der ersten Körper — kein Extradampf.

15°	110°	90°	70°	40°	
	36,37	32,43	32,60	33,30	
		19838	18888	21270	
		1	0,903	1,072	

8. Flüssigkeit in jeden Körper einzeln (133,3 kg) — Brüdenwasser aus jedem einzeln abgezogen — keine Vorwärmung — kein Extradampf.

30°	110°	90°	60°	40°	
	43,33	38,13	32,41	29,47	
		22640	21750	18880	
		1	0,961	0,834	

Die bisher geführte Betrachtung bringt zum Bewußtsein, daß die gegenseitigen Beziehungen zwischen den Gewichten, Temperaturen, Wärmehalten, der die Körper dieser Verdampfer durchströmenden Flüssigkeiten und Dämpfe, zwar nicht schwer zu erfassen sind, daß diese Beziehungen aber doch zu vielfältige und wiederholte sind, um in jedem Fall auf ganz einfache Weise in ihren Folgen dargestellt werden zu können.

Es wird deshalb wohl erforderlich bleiben, für jeden absonderlichen Fall die Rechnung seinen eigentümlichen Bedingungen ent-

sprechend durchzuführen, aber für oft wiederkehrende, einander ähnliches Verhältnisse wird es genügen, ein einmal gefundenes, mittleres Verhältnis für die Verdampfung und Heizleistung der einzelnen Körper anzunehmen. Dies um so mehr, als es ja auch bei eingehenderer Berechnung nicht ganz ohne etwas willkürliche Annahmen abgeht. Nicht für alle Verdampfapparate, der so verschiedene Lösungen verarbeitenden Industrie, wird dabei eine so weitgehende Vereinfachung anzunehmen sein, daß alle Körper die ganz gleiche Leistung ausüben, wie dies Abraham¹⁾ in seinem so verdienstvollen Buch für die Zuckerindustrie tut, obgleich seine Annahme ganz außerordentlich klare Anschauungen schafft.

Ist einmal die Flüssigkeit auf die Temperatur des ersten Körpers gebracht, was bis zu einem gewissen Teil wohl immer erst im Körper selbst geschieht, so erspart es Dampf, wenn die Temperatur der folgenden Körper möglichst niedrig gehalten wird; muß aber aus diesen Körpern Dampf von höherer Temperatur für andere Zwecke abgelenkt werden, so ist meistens der Verzicht auf diesen Vorteil geboten.

Für siedend eintretende Flüssigkeit, bei Eindickung auf etwa 0,15 *F* ohne Entziehung von Extradampf dürfen etwa folgende Zahlen gelten:

	I	II	III	IV
1	:	1,14		
1 = 0,4673 + 0,5327				
1	:	1,10	:	1,24
0,2994 + 0,3293 + 0,3712				
1	:	1,10	:	1,16
1 = 0,2212 + 0,2433 + 0,2565 + 0,2789				:
1	:	1,045		
1	:	1,01	:	1,04
1	:	1,005	:	1,012
1	:	1,022		

Sollen zur Heizung zwei Dampfarten von verschiedener Spannung und Temperatur in verschiedenen Körpern verwendet werden, so kann die Festsetzung der durch die Entnahme der abzulenken den Dämpfe bedingten Dampfentwicklung der Einzelkörper wie vorher gezeigt erfolgen. Für die Verteilung des zu erzeugenden Restdampfes ist dann das Gewichtsverhältnis der beiden zur Verfügung stehenden Heizdampfarten maßgebend.

¹⁾ K. Abraham, Die Dampfwirtschaft in der Zuckerindustrie.

Drei Beispiele werden das Gesagte verdeutlichen.

1. Im Vierkörper sind 100 kg Wasser zu verdampfen und dabei aus dem 1. und 3. je 10 kg Dampf abzulenken. Heizdämpfe 110° , Körpertemperatur

	100	90	80	60° C.
	I	II	III	IV
Extradampf	10	—	—	—
Extradampf	$0,989 \cdot 10$	$+0,993 \cdot 10$	$+10$	—
	19,89	+9,93	+10	$= 39,82$ Kilo.

Der Rest ist $= 100 - 39,82 = 60,18$ Kilo, der sich verteilt wie:

	$0,2212 \cdot 60,18$	$: 0,2433 \cdot 60,18$	$: 0,2565 \cdot 60,18$	$: 0,2789 \cdot 60,18$
gleich:	13,20	+14,63	+15,43	+16,81
zusammen:	33,20	+24,56	+25,43	+16,81
	$= 100$ Kilo			

2. Im Fünfkörper sind 100 Kilo zu verdampfen. Der erste Körper wird mit hochgespanntem Dampf von 130° , der zweite mit Dampf von 110° geheizt. Körpertemperaturen $110 - 100 - 90 - 80 - 60^{\circ}$ C. Der hochgespannte Dampf reicht gerade für die Bildung des Extradampfes aus.

Je 10 Kilo Extradampf von zweiten und dritten abgelenkt:

	I	II	III	
Extradampf:	$0,995 \cdot 10$	10		
19,72 Kilo Heizdampf	$0,989 \cdot 10$	$+0,993 \cdot 10$	$+10$	$= 49,77$ Kilo
von 130° verdampfen:	19,84	+19,93	+10	

Der Rest ist $= 100 - 49,77 = 50,23$ Kilo und verteilt sich:

	II	III	IV	V
11,06 Kilo Heizdampf von 110° verd.	11,14	+ 12,20	+ 12,90	+ 17,00
	$= 50,23$			
30,78 Kilo zusammen:	19,84	+30,07	+ 22,20	+ 12,90
	$+ 17,00 = 100$ K.			

3. Der hochgespannte Dampf genügt nicht für die Bildung des ganzen geforderten Extradampfes. Es sind 100 Kilo Wasser zu verdampfen. Körpertemperaturen $110 - 100 - 90 - 80 - 60^{\circ}$. Aus dem ersten Körper sind 5, aus dem dritten 15 Kilo abzulenken. Es sind 100 Kilo Heizdampf von 120° und ferner der erforderliche Dampf von 110° vorhanden. Der hochgespannte Dampf leistet im ersten Körper 5 Kilo und ferner 5,04, woraus im zweiten Körper 5,065 entstehen. Der Abdampf, der in den zweiten Körper tritt, verdampft dort zunächst 9,830 Kilo, die mit den 5,065 zusammen im dritten Körper 15 Kilo geben. Der Extradampf ist zusammen $10,04 + 14,895 + 15 = 39,935$ Kilo, der Rest $60,065$ verteilt sich auf die vier Körper wie bekannt, so daß $9,83 + 13,30 = 23,13$ Kilo Abdampf erforderlich sind.

	I	II	III	IV	V
	110°	100°	90°	80°	60°
Heizdampf	5	—	—	—	—
10 Kilo 120° verdampfen:	5,04	5,065	15	—	—
23,13 Kilo 110° verdampfen:	(9,830)	(13,300)	14,62	15,41	16,73
	$= 39,935$				
Zusammen:	10,04	+ 28,195	+ 29,62	+ 15,41	+ 16,73
	$= 100$ Kilo				

Die Zahl der erdachten Bauarten von Verdampfern ist Legion. Viele von ihnen blieben Ideen, andere traten nur einmal in Erscheinung, manche führten ein kurzes, mehr oder weniger ruhmvolles Dasein. Aber auch die im allgemeinen einfacheren Dauerformen dieser Apparate haben im Laufe der Zeit, verursacht durch die verschiedenen Eigenschaften der immer neuen einzudickenden Stoffe und durch dabei erworbene Erfahrungen, so viele Änderungen erlitten, daß es ganz unmöglich ist, in diesen Blättern, die ja auch ganz andere Aufgaben haben, darüber auch nur oberflächlich zu berichten. Nur wenige Worte über einige Hauptrichtungen mögen gestattet sein.

Die Heizfläche der Verdampfapparate muß natürlich während des Betriebes immer mit Flüssigkeit bedeckt sein, weil sie ja sonst nicht wirken kann, aber es ist in den meisten Fällen nicht erforderlich, daß sie von ihr hoch überragt wird, denn solches erschwert die Wärmeübertragung und erfordert einen großen Flüssigkeitsinhalt der Verdampfer. Je größer der Inhalt, desto längere Zeit währt der Aufenthalt der Flüssigkeiten im Kochraum und an der Heizfläche, wodurch manche von ihnen Schaden leiden. Freilich gibt es auch solche unter ihnen, die es fordern, daß ihre Gesamtheit auf einmal in den Kochraum gezogen werde, weil das Nachziehen der dünnen, zu der schon dickeren, ihre Farbe, ihre Klarheit oder andere erwünschte Eigenschaften verschlechtert. Solche Lösungen, oder andere, die während der Verdampfung Kristalle ausscheiden sollen, bedürfen eines höheren Kochraumes, der sich meistens allmählich teilweise entleert oder anfüllt. Die Heizfläche größerer Apparate wird fast immer aus Rohren gebildet. Wenn sie aus solchen besteht, durch die der Heizdampf strömt, hat man diese wohl horizontal und lang gewählt, um die dampfabgebende Oberfläche der Flüssigkeit groß und ihre Schichthöhe niedrig zu halten. Es wurden mehrere flache Schalen übereinander in die Apparate gebaut (Innenpfannen-Apparate, Müller), in deren niedrige Flüssigkeitsschichten die Heizrohre lagen.

Wirkt der Heizdampf um lotrechte Rohre, in denen die Flüssigkeit siedet, so ist es nicht erforderlich, sie ganz damit gefüllt zu erhalten, es genügt vielmehr, wenn sie bis auf $\frac{1}{3}$ oder $\frac{1}{4}$ ihrer Höhe darin erhalten wird, weil die mit den Dampfblasen emporgerissene Flüssigkeit die Heizfläche hinreichend benetzt. Solche Betriebsweise ermöglicht schon einen recht geringen Inhalt.

Wenn die Heizrohre einen kleinen Durchmesser haben, so genügt bei manchen Flüssigkeiten eine kleine untere Füllung um zu

bewirken, daß dünne Schichten der siedenden Flüssigkeit auf 6, ja 7 m Höhe an der inneren Heizwand emporsteigen (klettern) und verdampft werden (Kestner). Da die große Länge der Rohre kleine Körperdurchmesser zuläßt, so ist ihr Füllungsinhalt und folglich die Aufenthaltszeit der Flüssigkeit in ihnen sehr gering, aber sie muß heiß eingeführt werden, auch vertragen nicht alle gelösten Stoffe solche Behandlung. Diese langen wenig gefüllten Rohre scheinen keine erheblich größere Verdampfungsleistung als fast gefüllte zu ergeben.

Es werden Lösungen eingedampft, die noch warm und mit reichlichem Wassergehalt (50 — 70 %) doch schon so dick, zäh, klebrig, brei- oder teigartig und unbeweglich geworden sind, daß zugeführte Wärme etwas dickere Schichten von ihnen nicht mehr zu durchdringen vermag. Hier helfen bewegliche drehbare Heizkörper, wie Linsen, Spiralschlangen, gitterartige Rohrkörper, die die Masse zerteilen, an den Berührungsstellen erhitzen, sie erheben und in dünnen Schichten an die Oberfläche führen, wo sie dann die unten erhaltene Wärme in Dampfform abgeben. Auf diese Weise bis auf 70 bis 80 % Trockenstoff gebracht und erkaltet, werden sie dann meistens fest.

Manche eingedickte Stoffe von geringer, spezifischer Wärme erkalten und erhärten dabei so schnell, daß sie nur mit Hilfe besonders geheizter Vorrichtungen aus den Apparaten entfernt werden können.

Kristallausscheidende Lösungen werden am besten in geräumigen Apparaten verdampft. Salze fallen dabei als ganz kleine Körner aus, die häufig harmlos im Strome der Flüssigkeit schwimmen, und, da sie meistens schwerer als diese sind, an ruhigen Stellen herabsinken, sich dort sammelnd. Es ist so einzurichten, daß dies nicht gerade die Heizflächen seien, da an ihnen die angesammelten Kristalle dann leicht anbacken, anbrennen und sie wirkungslos machen. Auch neigen manche Ausscheidungen dazu, an den benetzten Innenwänden der Apparate emporzuklettern und Wulste zu bilden. Hier kann nur eine zweckvolle Gestaltung des Apparates dienlich sein, weil mechanisches Abstoßen der Kristalle nicht zum Ziele führt (Patent Friedrich Heckmann). Es sind auch Einrichtungen anzubringen, mit deren Hilfe die Kristalle entweder ununterbrochen oder besser in gewissen Zeitabschnitten mit so wenig Sole wie möglich, und, ohne die Verdampfung zu stören, aus dem Apparat entfernt werden können.

Während die meisten Salze aus ihren schnell verdampften Lösungen als ganz kleine Kristalle ausfallen, ohne daß deren bisweilen erwünschte Vergrößerung oder Form im Kochraum beeinflußt werden kann, ist dies mit anderen Kristallen, besonders organischen Ursprungs, der Fall. Größe und Form des Innenraums, Lage und Art der Heizfläche, geringere oder größere Füllung, die durch all dies hervorgerufenen Temperaturen und Umwälzungen der Masse, endlich die Geschicklichkeit des Kochenden, bedingen die Gleichmäßigkeit, Größe und Gestalt der Kristalle. Auch die Eigentümlichkeit mancher Lösungen (z. B. des Zuckers) erst bei einer größeren oder geringeren, vom Grade der Eindickung abhängenden, Übersättigung Kristalle auszuscheiden, spielt hier eine Rolle. Die Herren Greiner, Claassen, Abraham, Freitag und viele andere haben sich bei der Erforschung dieser Umstände Verdienste erworben.

Wasserdampf, der zum Heizen bestimmt ist, soll möglichst frei von Wasser und besonders von Luft sein. Allein es gibt Gelegenheiten, in denen viel aus offenen Siedepfannen entwickelter Dampf und viel Luft gemischt zur Verfügung steht und zu seiner Verwendung auffordert. Wenn solch ein Dampf-Luft-Gemisch, was meistens der Fall, unter atmosphärischem Druck gebildet ist, so ist seine Temperatur geringer als 100° . Wie hoch sie jedesmal ist, hängt vom gegenseitigen Gewichts- oder Raum-Verhältnis des Dampfes und der Luft ab und kann auf einfache Weise aus diesem Verhältnis berechnet oder aus zugänglichen Tabellen¹⁾ entnommen werden. Enthält ein cbm der Mischung wenigstens ein Viertel des Dampfgewichts, was 1 cbm atmosphärischen Dampfes wiegt und hat deshalb 60° , dann kann dieser Dampf noch sehr gut zur Heizung von im Vakuum siedenden Lösungen benutzt werden. Freilich sinkt Temperatur der Mischung, wenn sich ihr Dampf an der kalten Wand niederschlägt, weil der Luftgehalt dann mehr und mehr überwiegt. Allein diese Unbequemlichkeit läßt sich fast ganz vermeiden, wie das Patent von Friedrich Heckmann lehrt. Der Wärmeübergang zwischen diesem sehr luftreichen Dampf und siedender Sole ist etwa halb so groß wie bei reinem Dampf. So hat es sich bei solchen in großem Maßstabe betriebenen Verdampfungsanlagen gezeigt (Patent Friedrich Heckmann).

¹⁾ E. Hausbrand, Das Trocknen mit Luft und Dampf.

Auch auf ganz andere Art ist es möglich, den aus einer Flüssigkeit entwickelten Dampf zum Teil für ihre eigene Heizung wieder zu verwenden. Dazu ist es dann erforderlich, die Temperatur dieses entwickelten Dampfes um einige Grade zu erhöhen. Um einen, einen gewissen Raum erfüllenden schwach gespannten Dampf zusammenzudrücken und dadurch seine Temperatur um einige wenige Grade zu erhöhen, kann offenbar ein kleineres Gewicht von hochgespanntem Dampf dienen, dessen Temperatur dabei um viele Grade sinkt. Die Ausdehnungsarbeit eines kleinen Gewichtes hochgespannten Dampfes kann oft ein größeres Gewicht schwach gespannten zusammenzudrücken. Wenn Wärme weder zu- noch abgeführt wird, genügt es, die gesamte Wärme von 1 kg hochgespannten Dampfes (c_h) durch seine Ausdehnung um viele Wärmeinheiten und Temperaturgrade zu vermindern, um die Gesamtwärme (c_n von n kg niedrig gespannten Dampf um wenige Wärmeinheiten (und Temperaturgrade) zu erhöhen und so eine Mischung ($n+1$) kg mäßig gespannten Dampfes mit der Gesamtwärme (c_m) zu erhalten.

Die zugehörigen Temperaturen seien: t_h, t_n, t_m .

Da der Wärmeinhalt der Mischung gleich der Summe der Einzelwärmern sein muß, so ist $1 \cdot c_h + n c_n = (1 + n) c_m$

$$n = \frac{c_h - c_m}{c_m - c_n}$$

Beispiel. 1 Kilo Dampf von 10 Atm. abs. mit $t_h = 180,3^\circ$
 und $c_h = 661,5$ kann n Kilo Dampf von 1 Atm. abs. mit $t_n = 100^\circ$
 und $c_n = 637$ auf $n + 1$ Kilo Dampf von 2 Atm. abs. mit $t_m = 120,6^\circ$
 und $c_m = 643,28$ erhöhen

$$n = \frac{661,5 - 643,28}{643,28 - 637} = 2,901 \text{ Kilo.}$$

1 Kilo Dampf von 10 Atm. gibt also mit 2,901 Kilo Dampf von 1 Atm. zusammen 3,901 Kilo Dampf 2 Atm. abs. Die nachfolgende Tabelle zeigt noch einige andere Verhältnisse dieser Art.

1 Kilo Dampf von hoher Temperatur t_h kann theoretisch n Kilo Dampf von niedriger Temperatur t_n zu Dampf von mittlerer Temperatur t_m zusammendrücken.

1. Nied. Temp. t_n	50	50	60	60	80	80	100	100	100° C
2. WE in 1 K. c_n	621,8	621,8	624,8	624,8	630,9	630,9	637	637	637 WE
3. Mittl. Temp. t_m	105	105	105	105	105	105	105	105	105° C
4. WE in 1 K. c_m	638,5	638,5	638,5	638,5	638,5	638,5	638,5	638,5	638,5 WE
5. Hohe Temp. t_h	159	184,5	159	184,5	159	184,5	159	184,5	198,5° C

6. WE in 1 K.	<i>c_h</i>	655	662,7	655	662,7	655	662,7	655	663,97	667 WE
7.	<i>n</i>	1,0	1,46	1,20	1,93	2,17	3,18	11	17	19,1 Kilo
1. Nied. Temp.	<i>t_n</i>	100	100	100	100	100	100	100	100	100° C
2. Mittl. Temp.	<i>t_m</i>	110	110	110	120	120	130	130	144	144° C
3. WE in 1 K.	<i>c_m</i>	640	640	640	643	643	646	646	650	650 WE
4. Hohe Temp.	<i>t_h</i>	159	171	184,5	159	184,5	171	184,5	184,5	198,9° C
5. WE in 1 K.	<i>c_h</i>	655	659	662,7	655	662,7	659	662,7	662,7	667 WE
6.	<i>n</i>	5	6,33	7,9	2	3,3	1,44	1,85	0,98	1,245 Kilo.

Diese Zusammenstellung lehrt, daß wenn beträchtliche Temperaturerhöhungen des schwachen Dampfes erstrebt werden, schon theoretisch hohe Spannungen erforderlich sind um kleine Mengen schwachen Dampfes zu erwärmen, aber da es schon genügt, daß der Heizdampf 5 ja 4⁰ wärmer als die zu verdampfende Flüssigkeit sei, scheint es theoretisch sehr wohl möglich, diesen billigen Weg zur Erzeugung von Heizdampf zu wählen.

Allerdings ist die Siedetemperatur der meisten Lösungen etwas, bisweilen erheblich höher als die des aus ihnen entwickelten Dampfes. Dieser aber, soll er wieder als Heizdampf dienen, müßte schon deshalb auf eine höhere Temperatur gedrückt werden. Auch ist der Nutzeffekt aller solcher Kompressionsvorrichtungen recht gering. Mit Pumpen den Dampf wirtschaftlich auf höhere Temperatur und Druck zu bringen, ist unseres Wissens nicht gelungen. Die Bemühungen, dies vermittels Injektoren zu erreichen, begannen wohl schon vor Jahren ohne nennenswerte Erfolge. Neuerdings ist den Herren Prache und Bouillon ein solches Patent (auf einen Thermo-Kompressor) erteilt worden, das auch einige Anwendung gefunden hat. Auch ein Verdampfer mit besonders niedriger Flüssigkeitsschicht, der den erforderlichen Temperaturunterschied zwischen Heizdampf und Siedepunkt der Flüssigkeit erniedrigen hilft, gehört zur Anwendung dieses Verfahrens. Aber es liegt in der Natur der Umstände, daß nur wenn der Heizdampf auf hohe Spannungen komprimiert und der Wunsch nach erhöhter Heizdampf Temperatur auf wenige Grade beschränkt wird, Erfolge zu erzielen sind.

B. Der Prozentgehalt an festen Stoffen (Trockengehalt) in jedem Gefäß der Mehrkörper-Verdampf-Apparate.

a) Wenn kein Extradampf entzogen wird.

Nachdem im vorhergehenden Abschnitt gezeigt wurde, daß für eine bestimmte Gesamtverdampfung jeder einzelne Körper einen ihm eigentümlichen prozentlichen Teil leisten muß, der doch recht ab-

hängig ist von dem Grade der zu erreichenden Eindickung und vom Temperaturgefälle, kann der Wunsch, den Prozentgehalt an festen Stoffen in jedem Körper zu bestimmen, nur in jedem einzelnen Fall durch besondere Rechnung genau erfüllt werden. Die in der Tabelle 43 zusammengestellten Angaben können deshalb, weil sie zwischen ziemlich weit auseinanderstehenden Grenzfällen liegen, nur zu einem Anhalt dienen, wozu sie auch nur gegeben sind.

Wenn eine Flüssigkeit von bekanntem Gehalt an festen Stoffen (5—17 %) auf eine gewisse andere Dichte (40—70 %) eingedickt werden soll, wieviel Wasser muß zu diesem Zweck in jedem Körper verdampft werden und welchen Trockengehalt im Hundert hat die Flüssigkeit dann in jedem Körper?

Das nachfolgende Beispiel soll über die Art der Berechnung dieser Tabelle 43 Aufschluß geben.

Beispiel. 100 kg Flüssigkeit von 10% Gehalt an festen Stoffen soll auf 50% im Dreikörper eingedickt werden; wieviel Wasser verdampft jeder Körper und welche Dichte herrscht in jedem?

Um 100 kg Flüssigkeit von 10% auf 50% einzudicken, müssen 100 — (10 + 10) = 80 kg Wasser verdampft werden.

In einem gewissen Fall verdampft davon:

der I. Körper	23,95 · 1,00 =	23,952 Kilo
„ II. „	23,95 · 1,10 =	26,345 „
„ III. „	23,95 · 1,24 =	29,698
		79,995 Kilo

Der erste Körper enthält also:

10 kg feste Stoffe in 100 — 23,95 = 76,05 kg Flüssigkeit,

d. h. in 76,05 kg Flüssigkeit sind $\frac{10 \cdot 100}{76,05} = 13,16\%$ feste Stoffe.

Der zweite Körper enthält:

10 kg feste Stoffe in 76,05 — 26,345 = 49,705 kg Flüssigkeit,

d. h. in 49,705 kg sind $\frac{10 \cdot 100}{49,705} = 20,13\%$ feste Stoffe.

Der dritte Körper enthält:

10 kg feste Stoffe in 49,705 — 29,698 = 20,007 kg Flüssigkeit,

d. h. in 20,007 kg sind $\frac{10 \cdot 100}{20} = 50\%$ feste Stoffe.

b) Wenn Extradampf entzogen wird.

Dann sind die Extradampfgewichte $e_1 + e_2 + e_3$ gegeben; es liegt uns nun ob, die Gewichte $\epsilon_1 \epsilon_2 \eta_1$ festzustellen.

Um zu praktischen Ergebnissen zu kommen, sollen auch hier, wie im vorhergehenden Abschnitt, die Verschiedenheiten der Leistung

Tabelle 43.

Verdampfungsleistung und Prozentgehalt an festen Stoffen in jedem Körper der Zwei-, Drei-, Vierkörper-Apparate bei regelmäßiger Verdampfung (d. h. wenn kein Extradampf abgezogen wird) und bei Eindickung von 100 Kilo Flüssigkeit mit 4–17% Trockengehalt auf 40–70% Trockengehalt.

Die mageren oberen Zahlen
geben das in jedem Körper zu verdampfende Wasser.

Die fetten unteren Zahlen
geben den Trockengehalt in % in jedem Körper.

Ursprünglicher Trocken- gehalt der Lauge %	Zweikörper		Dreikörper			Vierkörper			
	D_1	D_2	D_1	D_2	D_3	D_1	D_2	D_3	D_4
	I	II	I	II	III	I	II	III	IV
4	42,2	47,8	27,34	29,74	32,92	20	21,7	23,1	25,2
	6,92	40	5,5	9,32	40	5	6,86	11,4	40
5	40,95	46,55	26,69	29,11	32,25	19,4	21,07	22,5	24,63
	8,46	40	6,82	11,35	40	6,2	8,4	13,5	40
6	39,6	45,4	25,63	28,04	31,33	18,78	20,35	21,85	24,05
	9,93	40	8,07	13,03	40	7,38	9,86	15,3	40
7	38,35	44,15	24,33	27,25	30,52	18,24	19,71	21,11	23,44
	11,35	40	9,31	14,31	40	8,56	11,28	16,12	40
8	37	43	23,90	26,38	29,72	17,55	19	20,5	23
	12,7	40	10,51	16,09	40	9,7	12,6	18,6	40
9	35,87	41,88	23,15	25,60	29	17	18,43	19,92	22,41
	14,3	40	11,71	17,55	40	10,84	13,94	20,15	40
10	34,38	38,62	22,15	24,7	28,15	16,33	17,65	19,22	21,8
	15,4	40	12,84	18,76	40	11,95	15,1	21,4	40
11	32,82	39,43	21,23	23,77	27,25	15,67	16,86	18,56	21,16
	16,2	40	13,96	20	40	13,04	16,3	22,49	40
4	42,86	48,26	27,72	30,10	33,3	20,28	22	23,38	25,45
	7,0	45	5,53	9,48	45	5,02	6,9	11,68	45
5	41,64	47,25	26,96	29,37	32,57	19,72	21,42	22,84	24,91
	8,88	45	6,85	11,45	45	6,23	8,45	13,9	45
6	40,52	46,14	26,21	28,61	31,85	19,17	20,84	22,27	24,42
	10,09	45	8,13	13,28	45	7,42	10	15,85	45
7	39,32	45,13	25,45	27,87	31,13	18,61	20,21	21,71	23,89
	11,5	45	9,35	15,0	45	8,6	11,28	17,7	45
8	38,21	44,02	24,62	27,16	30,75	18,15	19,66	21,06	23,38
	12,94	45	10,67	16,90	45	9,77	12,85	19,45	45
9	37	43	23,90	26,38	29,72	17,5	18,1	20,50	22,9
	14,29	45	11,83	18,1	45	10,91	14,14	20,9	45

Tabelle 43.

Ursprünglicher Trocken- gehalt der Lauge %	Zweikörper		Dreikörper			Vierkörper			
	D ₁	D ₂	D ₁	D ₂	D ₃	D ₁	D ₂	D ₃	D ₄
	I	II	I	II	III	I	II	III	IV
10	36	42	23,2	25,69	29,06	17,1	18,7	20,3	22,4
	15,62	45	13,02	19,58	45	12,06	15,57	22,8	45
11	35	41	22,41	24,86	28,67	16,5	17,8	19,4	21,8
	16,85	45	14,3	20,86	45	13,17	16,74	23,76	45
4	43,3	48,7	28,04	30,76	33,62	20,5	22,2	23,6	25,7
	7,06	50	5,55	9,7	50	5,03	6,95	11,85	50
5	42,2	47,8	27,34	29,74	32,92	20	21,7	23,1	25,2
	8,65	50	6,88	11,66	50	6,25	8,57	14,2	50
6	41,2	46,8	26,64	29,04	32,23	19,51	21,2	22,6	24,8
	10,20	50	8,17	13,5	50	7,45	10,1	16,3	50
7	40,2	45,8	26	28,44	31,66	19,01	20,6	22,1	24,3
	11,7	50	9,46	15,37	50	8,64	11,58	18,3	50
8	39,1	44,9	25,28	27,74	31	18,54	20	21,5	23,9
	13,13	50	10,70	17,00	50	9,81	13,01	20	50
9	38,1	43,9	24,56	27	30,32	18,04	19,5	21	23,4
	14,54	50	11,93	18,58	50	10,9	14,4	21,7	50
10	37	43	24	26,35	29,63	17,55	19	20,5	23
	15,87	50	13,16	20,15	50	12,13	15,76	23,5	50
11	36	42	23,22	25,7	29,08	17,06	18,5	20	22,5
	17,79	50	14,32	21,53	50	13,26	17,07	24,7	50
12	35	41	22,5	25	28,41	16,58	17,9	19,5	22
	18,5	50	15,49	22,85	50	14,37	18,31	26,29	50
13	33,9	40,1	21,85	24,4	27,85	16,08	17,4	18,97	21,55
	19,66	50	16,63	24,19	50	15,49	19,53	27,33	50
14	32,8	39,2	21,45	23,4	27,26	15,5	16,9	18,5	21,1
	20,83	50	17,82	25,4	50	16,57	20,7	28,5	50
15	31,8	38,2	20,4	23	26,45	15	16,3	18	20,6
	22	50	18,9	26,5	50	17,65	21,83	29,5	50
16	30,8	37,2	19,76	22,36	25,81	14,5	15,8	17,5	20,1
	23,12	50	19,9	27,69	50	18,71	23	30,6	50
17	29,8	36,2	19,1	21,7	25,15	14,0	15,3	17	19,6
	24,2	50	21,01	28,7	50	19,78	24,05	31,6	50
4	43,76	49,07	28,3	30,66	33,81	20,68	22,42	23,78	25,83
	7,11	55	5,57	9,74	55	5,04	7,03	12,07	55
5	43,21	48,61	27,96	30,34	33,52	20,45	22,2	23,08	25,62
	8,80	55	6,9	11,76	55	6,28	8,72	14,8	55

Tabelle 43.

Ursprünglicher Trocken- gehalt der Lauge %	Zweikörper		Dreikörper			Vierkörper			
	D ₁	D ₂	D ₁	D ₂	D ₃	D ₁	D ₂	D ₃	D ₄
	I	II	I	II	III	I	II	III	IV
6	41,74	47,35	27,03	29,43	32,63	19,75	21,47	22,87	24,97
	10,9	55	8,22	13,18	55	7,47	10,2	16,9	55
7	40,83	46,44	26,41	28,84	32,05	19,32	20,99	22,42	24,57
	11,83	55	9,5	15,65	55	8,67	11,7	18,8	55
8	39,93	45,53	25,78	28,21	31,47	18,86	20,50	21,96	24,14
	13,31	55	10,78	17,4	55	9,86	13,2	20,6	55
9	38,92	44,72	25,16	27,6	30,89	18,45	20,01	21,41	23,71
	14,73	55	12,02	19,04	55	11,03	14,62	22,4	55
10	38,01	43,71	24,38	27,02	30,36	18,01	19,55	20,95	23,27
	16,13	55	13,22	20,57	55	12,2	16	24,1	55
11	37	43	23,94	26,4	29,75	17,55	19	20,5	23
	17,46	55	14,46	22,14	55	13,3	17,3	25,6	55
12	36,09	42,09	23,30	25,77	29,2	17,13	18,55	20,05	22,45
	18,77	55	15,64	23,56	55	14,48	18,68	27,1	55
13	35,18	41,19	22,76	25,15	28,52	16,67	18,1	19,6	22
	20,56	55	16,83	24,95	55	15,6	19,92	28,5	55
14	34,07	40,48	22	24,55	28	16,22	17,54	19,14	21,65
	21,23	55	18	26,36	55	16,71	21,14	29,7	55
15	33	39,55	21,32	23,85	27,38	15,73	17,03	18,63	21,12
	22,36	55	19,06	27,4	55	17,8	22,15	30,8	55
16	32,35	40,48	20,73	23,33	26,78	15,22	16,52	18,22	20,82
	23,7	55	20,16	28,6	55	18,87	23,41	32,16	55
17	31,9	39,9	20,40	23,0	26,45	15,0	16,3	18,0	20,6
	24,95	55	21,35	30,04	55	20	24,74	33,5	55
4	44,62	49,21	28,48	30,85	34,0	20,83	22,59	23,96	25,97
	7,15	60	5,59	9,85	60	5,05	7,06	11,9	60
5	44,13	48,54	27,93	30,30	33,38	20,42	22,16	23,52	25,59
	8,79	60	6,93	11,99	60	6,28	8,74	14,7	60
6	42,2	47,80	27,34	29,74	32,92	20	21,7	23,1	25,2
	10,39	60	8,26	13,68	60	7,5	10,29	17,05	60
7	41,41	47,02	26,8	29,22	32,42	19,61	21,31	22,71	24,84
	11,94	60	9,56	15,8	60	8,7	11,85	19,2	60
8	40,53	46,14	26,21	28,61	31,35	19,07	20,84	22,27	24,42
	13,45	60	10,84	17,7	60	9,88	13,33	21,2	60
9	39,6	45,4	25,6	28,04	31,2	18,78	20,35	21,85	24,05
	14,9	60	12,1	19,41	60	11,08	14,7	23,06	60

Tabelle 43.

Ursprünglicher Trocken- gehalt der Lauge %	Zweikörper		Dreikörper			Vierkörper			
	D ₁	D ₂	D ₁	D ₂	D ₃	D ₁	D ₂	D ₃	D ₄
	I	II	I	II	III	I	II	III	IV
10	38,77	44,57	25,05	27,50	30,79	18,4	19,94	21,34	23,66
	16,83	60	13,34	21,08	60	12,25	16,22	24,8	60
11	37,94	43,74	24,48	26,94	30,26	17,95	19,55	20,90	23,3
	17,72	60	14,56	22,61	60	13,4	17,6	26,4	60
12	37	43	23,94	26,4	29,75	17,55	19	20,5	23
	19,1	60	15,78	24,15	60	14,5	18,6	27,7	60
13	36,17	42,17	23,35	25,82	29,17	17,13	18,57	20,07	22,57
	20,37	60	16,96	25,56	60	15,69	20,22	29,38	60
14	35,33	41,34	22,79	25,26	28,62	16,74	18,08	19,68	22,17
	21,65	60	18,13	26,89	60	16,81	21,48	30,77	60
15	34,38	40,62	22,15	24,70	28,15	16,33	17,65	19,22	21,8
	22,86	60	19,27	28,22	60	17,9	22,7	32	60
16	33,42	39,92	21,60	24,14	27,61	15,93	17,14	18,84	21,44
	24,03	60	20,40	29,48	60	19,03	23,9	33,28	60
17	32,7	38,1	21,35	23,36	27,16	15,5	16,9	18,5	21,07
	25,25	60	21,6	30,73	60	20,11	25,1	34,6	60
4	44,35	49,52	28,66	31,03	34,17	20,96	22,72	24,06	26,1
	7,18	65	5,6	9,92	65	5,06	7,1	12,4	65
5	43,55	48,76	28,15	30,52	33,66	20,58	22,32	23,68	25,75
	8,85	65	6,91	12,1	65	6,28	8,75	15	65
6	42,58	48,19	27,61	30	33,17	20,19	21,91	23,29	25,37
	10,40	65	8,29	14,16	65	7,51	10,36	17,3	65
7	41,8	47,43	27,1	29,5	32,70	19,81	21,51	22,91	25,08
	12,08	65	9,6	16,12	65	8,73	11,93	19,6	65
8	41	46,1	26,54	28,97	32,2	19,42	21,09	22,52	24,66
	13,57	65	10,89	17,99	65	9,93	13,45	21,6	65
9	40,28	45,88	26,03	28,45	31,68	19,05	20,72	22,15	24,22
	15,07	65	12,16	19,79	65	11,12	14,93	23,6	65
10	39,4	45,2	25,5	27,9	31,2	18,7	20,25	21,65	23,95
	16,5	65	13,43	21,46	65	12,4	16,38	25,4	65
11	38,5	44,5	24,98	27,42	30,7	18,3	19,90	21,3	23,6
	17,8	65	14,66	23,11	65	13,46	17,8	27,1	65
12	37,86	43,67	24,96	26,9	30,2	17,92	19,46	20,88	23,28
	19,31	65	15,75	24,8	65	14,62	19,1	28,78	65
13	37	43	23,94	26,4	29,75	17,55	19	20,5	23
	20,63	65	17,09	26,2	65	15,77	20,49	30,28	65

Tabelle 43.

Ursprünglicher Trocken- gehalt der Lauge o/o	Zweikörper		Dreikörper			Vierkörper			
	D ₁	D ₂	D ₁	D ₂	D ₃	D ₁	D ₂	D ₃	D ₄
	I	II	I	II	III	I	II	III	IV
14	36,25	42,25	23,41	25,88	29,21	17,18	18,61	20,12	22,6
	21,94	65	18,28	27,6	65	16,90	21,80	31,70	65
15	35,36	41,56	22,91	25,3	28,70	16,9	18,13	19,73	22,13
	23,20	65	19,33	28,9	65	18,05	23,09	33,2	65
16	34,68	40,68	22,32	24,82	28,22	16,44	17,74	19,34	21,84
	24,5	65	20,6	30,27	65	19,15	24,31	34,41	65
17	33,72	40,13	21,77	24,31	27,78	16,07	17,26	18,96	21,56
	25,65	65	21,73	31,5	65	20,26	25,50	35,63	65
4	44,54	49,75	28,83	31,14	34,35	21,07	22,83	24,17	26,54
	7,21	70	5,62	10	70	5,07	7,13	12,5	70
5	43,83	49,03	28,33	30,70	33,84	20,71	22,45	23,81	25,86
	8,89	70	7,0	12,20	70	6,31	8,79	15,15	70
6	43,01	48,43	27,83	30,20	33,4	20,36	22,1	23,46	25,53
	10,53	70	8,31	14,3	70	7,53	10,43	17,5	70
7	42,2	47,8	27,34	29,75	32,96	20	21,7	23,1	25,2
	12,11	70	9,63	16,31	70	8,75	12,01	20	70
8	41,48	47,09	26,85	29,26	32,47	19,64	21,34	22,74	24,87
	13,67	70	10,94	18,23	70	9,95	13,5	22,04	70
9	40,77	46,37	26,39	28,85	32,01	19,29	20,96	22,39	24,54
	15,2	70	12,22	20,11	70	11,15	15,06	24,1	70
10	40,05	45,66	25,86	28,3	31,56	18,93	20,57	22,03	24,21
	16,52	70	13,49	21,81	70	12,33	16,53	26	70
11	39,24	45,05	25,39	27,82	31,09	18,57	20,17	21,67	23,85
	18,1	70	14,74	23,5	70	13,5	17,9	27,78	70
12	38,52	44,31	24,88	27,33	30,62	18,3	19,81	21,21	23,51
	19,5	70	15,98	25,07	70	14,69	19,38	29,48	70
13	37,81	43,62	24,4	26,86	30,18	17,9	19,46	20,86	23,21
	20,9	70	17,19	26,6	70	15,83	20,75	31,11	70
14	37	43	23,9	26,38	29,72	17,5	19,1	20,5	22,9
	22,2	70	18,39	28,2	70	16,97	22,08	32,63	70
15	36,28	42,27	23,42	25,9	29,24	17,2	18,65	20,15	22,56
	23,54	70	19,59	29,6	70	18,12	23,38	34,09	70
16	35,57	41,57	22,95	25,43	28,79	16,74	18,29	19,79	22,31
	24,83	70	20,76	30,98	70	19,21	24,59	35,33	70
17	34,85	40,85	22,44	24,94	28,3	16,60	17,8	19,40	21,9
	26,09	70	21,92	32,3	70	20,38	25,91	36,9	70

vernachlässigt werden, die durch die Verschiedenheit des Temperaturgefälles von einem zum anderen Körper eintreten können, und ferner sollen für die durch Selbstverdampfung und durch Verminderung der Gesamtwärme des Dampfes in den späteren Körpern eintretende Mehrleistung Durchschnittswerte angenommen werden, da der damit begangene Fehler gering und praktisch gleichgültig ist, aber wenigstens eine angenäherte Rechnung gestattet.

Als mittlere Verhältnisse können wir setzen:

im	Zwei-	Drei-	Vierkörper
	$\eta_1 = \frac{1}{1,045} e_2$	$\eta_1 = \frac{1}{1,01} e_2$	$\eta_1 = \frac{1}{1,005} e_2$
	$\varepsilon_1 = \frac{1}{1,045} \varepsilon_2$	$\varepsilon_1 = \frac{1}{1,01} \varepsilon_3$	$\varepsilon_1 = \frac{1}{1,005} \varepsilon_2$
			$\varepsilon_2 = \frac{1,005}{1,012} \varepsilon_3$
			$\varepsilon_1 = \frac{1}{1,012} \varepsilon_3$

oder was dasselbe ist:

im	Zwei-	Drei-	Vierkörper
	$\eta_1 = 0,957 e_2$	$\eta_1 = 0,991 e_2$	$\eta_1 = 0,995 e_2$
	$\varepsilon_1 = 0,957 \varepsilon_2$	$\varepsilon_1 = 0,991 \varepsilon_2$	$\varepsilon_1 = 0,995 \varepsilon_2$
			$\varepsilon_2 = 0,993 \varepsilon_3$
			$\varepsilon_1 = 0,989 \varepsilon_3$

So erhalten wir für den Vierkörper als Summe des durch Entziehung der Extradämpfe $e_1 e_2 e_3$ der Flüssigkeit entnommenen Wassers D_e

$$D_e = e_1 + e_2' + e_3 + 0,995 \cdot e_2 + 0,989 e_3 + 0,993 e_3$$

$$D_e = e_1 + 1,995 e_2 + 2,982 e_3.$$

Die Zahl D_e gibt also das Wasser (oder ganze Dampfgewicht) an, das dem Saft entnommen wird, wenn man im ersten Körper e_1 , im zweiten e_2 , im dritten e_3 kg Extradampf abzieht.

In der Tabelle 44 ist hiernach für viele Fälle das Wassergewicht zusammengestellt, das die einzelnen Körper eines Mehrkörper-Apparates neben der regelmäßigen Verdampfung des Saftes noch verdampfen müssen, wenn aus ihnen die Extradämpfe $e_1 e_2 e_3$ abgeführt werden.

Zieht man dies für die Bildung von Extradampf verdampfte Wasser von dem Saftgewicht ab, verteilt den übrigen Teil des aus dem Saft noch zu verdampfenden Wassers auf die einzelnen Körper

und zählt dazu dann die Extradämpfe jedes Körpers, so erhält man die gesamte Verdampfung jedes einzelnen.

Tabelle 44.

Dampfgewichte, die in jedem Körper eines Mehrkörper-Verdampf-Apparates entwickelt werden müssen und wieviel Wasser der Saft dabei im ganzen verliert, wenn den Körpern e_1 e_2 e_3 Kilo Extradampf entzogen wird.

Entzieht man dem I. Körper für 100 kg Saft e_1 Kilo Extradampf	so hat man ebensoviele auch im ersten Körper zu verdampfen und der Saft verliert ebensoviele.		Entzieht man dem II. Körper für 100 Kilo Saft e_2 Kilo Extradampf	so hat man im I. Körper zu verdampfen $\frac{1}{2}$ Kilo $\frac{1}{2} = 0,992 e_2$	zusammen verliert also der Saft $e_2 + \frac{1}{2} e_2$	Entzieht man dem III. Körper für 100 Kilo Saft e_3 Kilo Extradampf	so hat man im II. Körper zu verdampfen e_3 Kilo $e_3 = 0,9067 e_3$	und im I. Körper zu verdampfen e_1 Kilo $e_1 = 9,995 e_3$	zusammen verliert also der Saft $e_3 + e_2 + e_1$ Kilo
e_1	e_2	η_1	$e_2 + \eta_1$	e_3	e_3	e_3	e_1	$e_3 + e_2 + e_1$	
2	2	1,986	3,986	2	2	1,813	1,804	5,617	
4	4	3,972	7,972	4	4	3,626	3,608	11,234	
6	6	5,958	11,958	6	6	5,439	5,412	16,851	
8	8	7,944	15,944	8	8	7,253	7,216	22,468	
10	10	9,930	19,930	10	10	9,067	9,022	28,099	
12	12	11,916	23,916	12	12	10,880	10,826	33,706	
14	14	13,903	27,903	14	14	12,693	12,630	39,323	
16	16	15,888	31,888	16	16	14,504	14,431	44,935	
18	18	17,874	35,874	18	18	16,321	16,240	50,561	
20	20	19,860	39,860	20	20	18,134	18,043	56,177	
22	22	21,846	43,846	22	22	19,947	19,847	61,794	
24	24	23,832	47,832						
26	26	25,818	51,818						
28	28	27,804	55,804						
30	30	29,790	59,790						
32	32	31,773	63,773						

Beispiel. Es sind $F=100$ kg Flüssigkeit von $r_f=10\%$ Gehalt an festen Stoffen im Vierkörper bis auf die Dichte $r_u=65\%$ zu verdampfen; dabei sollen vom ersten Körper $e_1=12$, vom zweiten $e_2=6$, vom dritten $e_3=4$ kg Extradampf von 100 kg Flüssigkeit entzogen werden.

100 kg Flüssigkeit von 10% ergeben

$$\frac{10 \cdot 100}{65} = 15,38 \text{ kg Flüssigkeit von } 65\%.$$

Es müssen also daraus verdampft werden:

$$100 - 15,38 = 84,62 \text{ kg Wasser.}$$

Zunächst bestimmt man das Dampfgewicht, das in jedem Körper entwickelt werden muß, um den Extradampf zu leisten.

Aus Tabelle 44 finden wir

im	I.	II.	III. Körper
für $e_1 = 12$	$e_1 = 12$	—	—
für $e_2 = 6$	$\eta_1 = 5,946$	$e_2 = 6$	—
für $e_3 = 4$	$e_1 = 3,972$	$e_2 = 3,956$	$e_3 = 4$ 35,874
	21,918	9,956	4 = 35,874 kg

Es sind also im ersten Körper 21,918, im zweiten 9,956, im dritten 4,0 kg Dampf, zusammen = 35,874 kg Dampf dem Saft für Bildung von Extradampf zu entziehen. Zur Verdampfung in regelmäßiger Weise bleiben also:

$$84,62 - 35,874 = 48,746 \text{ kg übrig.}$$

Hiervon leistet in einem gegebenen Fall im Vierkörper der

	I.	II.	III.	IV. Körper
im Verhältnis:	1,00	1,10	1,16	1,26
	$D_1 = 10,763$	$D_2 = 11,834$	$D_3 = 12,500$	$D_4 = 13,587$ kg
				Zus. = 48,746
Hierzu für Extradampf:	21,918	9,956	4,0	0,0 = 35,874
Also Gesamtleistung jedes Körpers:	32,681	21,780	16,500	13,587 kg Dampf
				Zus. = 84,620 kg

Nachdem wir so in Erfahrung gebracht haben, wieviel Wasser der Saft in jedem Körper verliert, ist sein Gehalt an festen Stoffen (seine Dichte) leicht zu bestimmen.

Hat der ursprüngliche Saft r_f % feste Stoffe (hier 10 %) und sind von 100 kg im ersten Körper verdampft: $D_1 + e_1 + \eta_1 + e_1$ (hier = 32,681 kg), so ist der Prozentgehalt an Trockensubstanz im ersten Körper

$$r_1 = \frac{100 \cdot r_f}{100 - (D_1 + e_1 + \eta_1 + e_1)} = \frac{100 \cdot 10}{100 - 32,681} \approx 14,8 \%$$

im zweiten

$$r_2 = \frac{100 \cdot 10}{100 - (32,681 + 21,780)} \approx 21,7 \%$$

im dritten

$$r_3 = \frac{100 \cdot 10}{100 - (32,681 + 21,780 + 16,500)} \approx 34,2 \%$$

im vierten

$$r_4 = \frac{100 \cdot 10}{100 - (32,681 + 21,780 + 16,500 + 13,587)} \approx 65 \%$$

Da die in der Praxis vorkommenden Fälle so außerordentlich verschieden sind, daß sie nicht in eine Tabelle gebracht werden können, so müssen wir auf eine solche verzichten und im Bedarfsfalle die Rechnung wirklich ausführen.

Ein in der Praxis häufig vorkommender Fall ist der, in dem nur dem ersten Körper Extradampf entzogen wird, und

Tabelle 45.

Prozentgehalt an festen Stoffen in den einzelnen Körpern des Ein-, Zwei-, Dreikörper-Apparats für Säfte von ursprünglich $r_f = 6-13\%$.
Trockengehalt, wenn im ersten Körper 5—10—15—20—25% Extradampf entzogen werden und im letzten Körper Säfte von 50—60—70% erscheinen sollen.

Ursprünglicher Trocken-Gehalt r_f %	Extradampf % aus dem I. Körper e_1	Dadurch wird der Saft gebracht auf % r_e	Zwei- körper		Dreikörper			Vierkörper			
			I r_1	II r_2	I r_1	II r_2	III r_3	I r_1	II r_2	III r_3	IV r_4
6	5	6,315	10,7	50	8,6	14,1	50	7,75	10,6	17	50
	10	6,66	11,2	50	8,9	14,7	50	8,25	11,1	17,4	50
	15	7,05	11,7	50	9,46	15,37	50	8,64	11,58	18,3	50
	20	7,5	12,4	50	10,1	16,2	50	9,24	12,33	19,15	50
	25	8	13,13	50	10,7	17,03	50	9,81	13,01	20	50
6	5	6,315	11,1	60	8,66	14,0	60	7,9	10,79	17,75	60
	10	6,66	11,4	60	9,06	14,3	60	8,3	11,3	18,5	60
	15	7,05	11,94	60	9,54	15,8	60	8,7	11,85	19,2	60
	20	7,5	12,69	60	10,16	16,75	60	9,3	12,6	20,2	60
	25	8	13,45	60	10,84	17,7	60	9,88	13,33	21,2	60
6	5	6,315	11,04	70	8,71	14,9	70	7,93	10,93	18,3	70
	10	6,66	11,53	70	9,15	15,4	70	8,33	11,5	19,1	70
	15	7,05	12,11	70	9,63	16,31	70	8,75	12,01	20	70
	20	7,5	12,86	70	10,28	17,25	70	9,3	12,76	21	70
	25	8	13,67	70	10,94	18,23	70	9,95	13,5	22,04	70
7	5	7,36	12,12	50	9,9	15,97	50	9,05	12,08	18,9	50
	10	7,77	12,7	50	10,35	16,8	50	9,54	12,7	19,6	50
	15	8,235	13,48	50	11,3	17,4	50	10,1	13,36	20,45	50
	20	8,75	14,1	50	11,6	18	50	10,7	14	21,32	50
	25	9,33	15	50	12,3	19,1	50	11,2	14,8	22,3	50
7	5	7,36	12,44	60	10	16,5	60	9,1	12,35	19,9	60
	10	7,77	13,05	60	10,5	17,1	60	9,6	12,75	20,7	60
	15	8,235	13,85	60	11,15	18	60	10,18	13,9	21,7	60
	20	8,75	14,55	60	11,7	18,6	60	10,78	14,2	22,67	60
	25	9,33	15,4	60	12,5	19,95	60	11,48	15,2	23,66	60
7	5	7,36	12,61	70	10,03	16,95	70	9,15	12,51	20,7	70
	10	7,77	13,1	70	10,5	17,75	70	9,65	13,20	21,5	70
	15	8,235	14	70	11,24	18,7	70	10,25	13,9	22,6	70
	20	8,75	14,87	70	11,85	19,18	70	10,85	14,65	23,55	70
	25	9,33	15,6	70	12,62	20,71	70	11,55	15,56	24,8	70
8	5	8,42	13,8	50	11,1	17,7	50	10,3	13,6	20,8	50
	10	8,88	14,4	50	11,4	18,3	50	10,7	14,15	21,3	50
	15	9,4	15,2	50	12,5	19,3	50	11,5	15,1	22,6	50
	20	10	15,87	50	13,16	20,15	50	12,13	15,76	23,5	50
	25	10,66	16,42	50	13,75	20,83	50	12,62	16,75	24,0	50

Tabelle 45.

Ursprünglicher Trocken-Gehalt r_f %	Extradampf % aus dem I. Körper e_1	Dadurch wird der Saft gebracht auf % r_e	Zwei- körper		Dreikörper			Vierkörper			
			I r_1	II r_2	I r_1	II r_2	III r_3	I r_1	II r_2	III r_3	IV r_4
8	5	8,42	14	60	11,3	18,3	60	10,3	13,9	21,9	60
	10	8,88	14,8	60	11,9	19,2	60	11	14,6	22,8	60
	15	9,4	15,6	60	12,7	20,2	60	11,7	15,6	23,9	60
	20	10	16,33	60	13,34	21,08	60	12,25	16,22	24,8	60
	25	10,66	17,03	60	13,79	21,87	60	12,9	16,92	25,6	60
8	5	8,42	14,3	70	11,5	18,8	70	10,4	14,1	22,8	70
	10	8,88	15	70	12	19,9	70	11	14,9	23,8	70
	15	9,4	15,7	70	12,8	21	70	11,85	15,8	25	70
	20	10	16,52	70	13,49	21,81	70	12,33	16,5	26	70
	25	10,66	17,12	70	14,1	22,6	70	12,93	17,25	26,9	70
9	5	9,48	15,2	50	12,5	19,3	50	11,5	15,1	22,6	50
	10	10	15,87	50	13,15	20,13	50	12,13	15,76	23,5	50
	15	10,56	16,48	50	13,75	20,83	50	12,62	16,76	24,1	50
	20	11,25	17,5	50	14,6	21,93	50	13,56	18	25,1	50
	25	12	18,5	50	15,49	22,85	50	14,37	18,31	26,29	50
9	5	9,48	15,6	60	12,7	20,2	60	11,7	15,5	23,9	60
	10	10,1	16,33	60	13,34	21,08	60	12,25	16,22	24,8	60
	15	10,56	17,03	60	13,79	21,87	60	12,9	16,92	25,6	60
	20	11,25	18,1	60	14,86	23,04	60	13,7	17,85	26,7	60
	25	12	19,1	60	15,78	24,15	60	14,5	18,6	27,7	60
9	5	9,48	15,7	70	12,8	21	70	11,85	15,8	25	70
	10	10,1	16,52	70	13,49	21,81	70	12,33	16,53	26	70
	15	10,56	17,12	70	14,1	22,6	70	12,93	17,25	26,9	70
	20	11,25	18,5	70	15,05	23,9	70	13,8	18,25	28,18	70
	25	12	19,5	70	15,95	25,07	70	14,69	19,38	29,48	70
10	5	10,52	16,5	50	13,8	20,8	50	12,7	16,5	24,1	50
	10	11,11	17,3	50	14,43	21,66	50	13,37	17,71	24,85	50
	15	11,76	18,2	50	15,2	22,5	50	14	18	25,7	50
	20	12,5	19,1	50	16,09	23,5	50	14,9	18,9	26,9	50
	25	13,33	20	50	17	24,6	50	15,7	19,8	27,6	50
10	5	10,52	17	60	13,9	21,8	60	12,8	16,9	25,6	60
	10	11,11	17,85	60	14,68	22,79	60	13,51	17,7	26,5	60
	15	11,76	18,8	60	15,5	24,8	60	14,2	18,3	27,4	60
	20	12,5	19,7	60	16,38	24,85	60	15,1	19,2	28,5	60
	25	13,33	20,77	60	17,26	25,86	60	16	20,52	29,7	60
10	5	10,52	17,3	70	14	22,7	70	12,9	17,2	26,9	70
	10	12,22	18,27	70	14,86	23,65	70	13,6	18	27,95	70
	15	12,95	19,2	70	15,6	24,6	70	14,4	19	29	70
	20	13,75	20,2	70	16,58	25,87	70	15,29	20	30,3	70
	25	14,66	21,2	70	17,5	26,9	70	16,1	21	31,6	70
11	5	11,57	17,9	50	14,9	22,2	50	13,8	17,6	25,5	50
	10	12,22	18,8	50	15,8	23,1	50	14,6	18,6	26,5	50

Tabelle 45.

Ursprünglicher Trocken-Gehalt r_1 %	Extradampf % aus dem I. Körper e_1	Dadurch wird der Saft gebracht auf % r_e	Zwei- körper		Dreikörper			Vierkörper			
			I	II	I	II	III	I	II	III	IV
			r_1	r_2	r_1	r_2	r_3	r_1	r_2	r_3	r_4
11	15	12,95	19,6	50	16,5	24,1	50	15,4	19,5	27,3	50
	20	13,75	20,5	50	17,5	25,1	50	16,25	20,4	23,2	50
	25	14,66	21,5	50	18,5	26	50	17,2	21,4	29,1	50
11	5	11,57	18,30	60	15,1	23,3	60	13,8	18,1	27,1	60
	10	12,22	19,4	60	16	24,5	60	14,3	18,9	28	60
	15	12,95	20,3	60	16,9	25,5	60	15,6	20,2	29,3	60
	20	13,75	21,35	60	17,8	26,5	60	16,5	21,1	30,4	60
	25	14,66	21,4	60	18,8	27,5	60	17,5	22,2	31,4	60
11	5	11,57	18,8	70	15,4	23,8	70	14,1	18,6	28,6	70
	10	12,22	19,8	70	16,3	25,5	70	15	19,7	29,8	70
	15	12,95	20,8	70	17,1	26,5	70	15,8	20,7	31	70
	20	13,75	21,9	70	18,1	27,9	70	16,6	21,7	32,3	70
	25	14,66	22,9	70	19,1	29	70	17,6	22,7	33,4	70
12	5	12,63	19	50	16,1	23,5	50	14,9	18,9	26,8	50
	10	13,33	20	50	17	24,6	50	15,49	19,8	27,6	50
	15	14,11	20,95	50	17,93	25,5	50	16,68	20,8	28,6	50
	20	15	22	50	18,9	26,5	50	17,65	21,8	29,5	50
	25	16	23,12	50	19,9	27,69	50	18,71	23	30,6	50
12	5	12,63	19,7	60	16,4	24,8	60	15,1	19,5	28,6	60
	10	13,33	20,77	60	17,36	25,87	60	15,99	20,63	29,7	60
	15	14,11	21,77	60	18,24	27,03	60	16,92	21,63	30,9	60
	20	15	22,86	60	19,27	28,22	60	17,9	22,7	32	60
	25	16	24,03	60	20,40	29,48	60	19,03	23,9	33,28	60
12	5	12,63	20,3	70	16,6	25,8	70	15,3	20	30,3	70
	10	13,33	21,3	70	17,59	27,1	70	16,23	20,35	30,61	70
	15	14,11	22,4	70	18,53	28,3	70	17,1	22,21	32,77	70
	20	15	23,54	70	19,59	29,6	70	18,12	23,28	34,0	70
	25	16	24,83	70	20,76	30,98	70	19,21	24,69	35,33	70
13	5	13,68	20,3	50	17,2	24,9	50	16	20,1	27,9	50
	10	14,44	21,3	50	18,3	25,9	50	17	21,2	29	50
	15	15,28	22,3	50	19,7	27,3	50	18,4	22,7	30,3	50
	20	16,25	23,4	50	20,2	27,9	50	19	23,3	30,9	50
	25	17,33	24,5	50	21,4	29	50	20	24,4	32	50
13	5	13,68	21	60	17,6	26,3	60	16,3	20,9	30,1	60
	10	14,44	22,1	60	18,6	27,4	60	17,3	22	31,2	60
	15	15,28	23,1	60	19,6	28,5	60	18,2	23	32,2	60
	20	16,25	24,3	60	20,7	29,8	60	19,3	24,2	33,6	60
	25	17,33	25,6	60	22	31,1	60	20,5	25,5	35	60
13	5	13,68	21,6	70	17,8	27,4	70	16,4	21,4	31,9	70
	10	14,44	22,6	70	18,8	28,7	70	17,5	22,6	33,2	70
	15	15,28	23,9	70	19,9	29,9	70	18,4	23,5	34,4	70
	20	16,25	25,1	70	21	31,3	70	19,5	24,9	35,7	70
	25	17,33	26,4	70	22,3	32,2	70	20,7	26,3	37,5	70

Tabelle 46.

Prozentgehalt an festen Stoffen r_u in Flüssigkeiten, die ihnen noch 1–38% Wasser

Ursprünglicher Trockenstoffgehalt des Saftes in %	Werden aus 100 Kilo Flüssigkeit entnommen kg Wasser:											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
r_f	so enthält der Rest r_u % feste Bestandteile:											
1	1,01	1,02	1,03	1,04	1,05	1,06	1,08	1,09	1,10	1,11	1,12	1,14
2	2,02	2,04	2,06	2,08	2,11	2,13	2,15	2,17	2,20	2,22	2,25	2,27
3	3,03	3,06	3,09	3,13	3,16	3,19	3,23	3,26	3,30	3,33	3,37	3,41
4	4,04	4,08	4,12	4,17	4,21	4,26	4,30	4,35	4,40	4,44	4,49	4,54
5	5,05	5,10	5,15	5,21	5,26	5,32	5,38	5,43	5,49	5,55	5,62	5,68
6	6,06	6,12	6,19	6,25	6,32	6,38	6,45	6,52	6,59	6,66	6,74	6,82
7	7,07	7,13	7,21	7,29	7,36	7,45	7,53	7,6	7,69	7,77	7,8	7,95
8	8,08	8,16	8,25	8,34	8,42	8,52	8,60	8,7	8,79	8,88	8,98	9,09
9	9,09	9,18	9,27	9,37	9,48	9,57	9,67	8,78	9,89	9,99	10,11	10,23
10	10,10	10,20	10,31	10,41	10,52	10,64	10,75	10,87	10,99	11,11	11,23	11,36
11	11,11	11,22	11,34	11,46	11,57	11,70	11,82	11,95	12,08	12,22	12,36	12,5
12	12,12	12,24	12,37	12,5	12,63	12,77	12,90	13,04	13,19	13,33	13,49	13,64
13	13,13	13,26	13,40	13,54	13,68	13,82	13,98	14,13	14,28	14,44	14,60	14,77
14	14,14	14,26	14,43	14,58	14,73	14,89	15,05	15,20	15,38	15,55	15,55	15,91
15	15,15	15,30	15,46	15,61	15,78	15,96	16,12	16,31	16,48	16,66	16,84	17,04
16	16,16	16,32	16,49	16,68	16,84	17,04	17,2	17,4	17,58	17,77	17,94	18,18
17	17,17	17,35	17,52	17,70	17,89	18,08	18,28	18,48	18,68	18,88	19,20	19,32
18	18,18	18,36	18,54	18,74	18,96	19,14	19,34	19,56	19,78	20,00	20,20	20,46
19	19,19	19,39	19,59	19,78	20	20,21	20,43	20,65	20,88	21,11	21,35	21,59
20	20,20	20,40	20,62	20,82	21,04	21,28	21,5	21,74	21,98	22,22	22,46	22,73
21	21,21	21,44	21,55	21,88	22,1	22,34	22,58	22,82	23,07	23,33	23,58	23,86
22	22,22	22,45	22,68	22,92	23,15	23,40	23,65	23,91	24,17	24,44	24,75	25
23	23,23	23,47	23,71	23,96	24,21	24,46	24,73	25	25,27	25,55	25,84	26,13
24	24,24	24,44	24,74	25	25,26	25,54	25,81	26,08	26,37	26,66	26,96	27,27
25	25,25	25,50	25,77	26,04	26,31	26,59	27,09	27,17	27,47	27,77	28,09	28,41
26	26,26	26,53	26,80	27,08	27,37	27,66	27,96	28,26	28,57	28,88	29,2	29,55
27	27,27	27,55	27,85	28,12	28,42	28,72	29,03	29,34	29,67	30	30,34	30,68
28	28,28	28,53	28,87	29,17	29,46	29,78	30,1	30,4	30,76	31,11	31,46	31,82
29	29,29	29,59	29,90	30,20	30,53	30,85	31,18	31,52	31,87	32,22	32,58	32,95
30	30,30	30,60	30,93	31,23	31,56	31,92	32,25	32,61	32,97	33,33	33,69	35,07

Tabelle 46.

ursprünglich $r_f = 1-30\%$ Trockengehalt hatten, nachdem entzogen sind.

Werden aus 100 Kilo Flüssigkeit entnommen kg Wasser:													Ursprünglicher Trockenstoffgehalt des Saftes in %
13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	
so enthält der Rest r_u % feste Bestandteile:													r_f
1,15	1,16	1,18	1,19	1,20	1,22	1,23	1,25	1,27	1,29	1,30	1,31	1,33	1
2,3	2,32	2,33	2,36	2,44	2,44	2,47	2,5	2,53	2,56	2,59	2,63	2,67	2
3,45	3,49	3,52	3,57	3,62	3,66	3,7	3,75	3,79	3,85	3,90	3,95	4	3
4,6	4,65	4,7	4,76	4,82	4,87	4,94	5	5,06	5,13	5,19	5,26	5,33	4
5,74	5,81	5,88	5,95	6,02	6,09	6,17	6,25	6,33	6,43	6,49	6,58	6,66	5
6,89	6,98	7,05	7,14	7,23	7,31	7,40	7,5	7,59	7,69	7,79	7,84	8	6
8,05	8,14	8,24	8,33	8,43	8,54	8,64	8,75	8,86	8,94	9,09	9,21	9,33	7
9,2	9,3	9,4	9,52	9,64	9,74	9,88	10	10,12	10,26	10,38	10,52	10,66	8
10,35	10,47	10,56	10,71	10,84	10,98	11,1	11,25	11,37	11,55	11,68	11,85	12	9
11,49	11,63	11,76	11,9	12,04	12,19	12,35	12,5	12,65	12,86	12,97	13,13	13,33	10
12,64	12,79	12,92	13,20	13,25	13,41	13,58	13,75	13,83	14,10	14,28	14,47	14,66	11
13,79	13,95	14,11	14,29	14,46	14,63	14,81	15	15,19	15,39	15,58	15,79	16	12
14,94	15,11	15,27	15,47	15,66	15,85	16,04	16,25	16,45	16,66	16,88	17,11	17,33	13
16,09	16,28	16,47	16,66	16,86	17,08	17,28	17,5	17,72	17,95	18,18	18,42	18,66	14
17,23	17,44	17,64	17,85	18,06	18,28	18,51	18,75	18,97	19,29	19,46	19,74	19,99	15
18,4	18,6	18,8	19,04	19,28	19,48	19,76	20	20,24	20,52	20,76	21,04	21,32	16
19,54	19,77	19,99	20,24	20,46	20,73	20,99	21,25	21,52	21,79	22,08	22,37	22,66	17
20,70	20,94	21,12	21,41	21,68	21,96	22,2	22,5	22,75	23,10	23,36	23,70	24	18
21,84	22,09	22,35	22,62	22,88	23,19	23,45	23,75	24,05	24,36	24,69	25	25,33	19
22,98	23,25	23,53	23,8	24	24,38	24,69	25	25,30	25,72	25,95	26,32	26,66	20
24,14	24,42	24,75	25,08	25,3	25,61	25,92	26,25	26,58	26,91	27,50	27,68	28	21
25,29	25,53	25,85	26,19	26,5	26,83	27,16	27,5	27,87	28,20	28,57	28,95	29,33	22
26,44	26,74	27,06	27,38	27,71	28,05	28,39	28,88	29,11	29,49	29,87	30,26	30,66	23
27,5	27,9	28,22	28,57	28,92	29,26	29,62	30	30,36	30,77	31,16	31,5	32	24
28,74	29,07	29,41	29,77	30,12	30,49	30,86	31,25	31,64	32,05	32,47	32,89	33,33	25
29,89	30,33	30,57	30,95	31,32	31,70	32,09	32,5	32,91	33,33	33,77	34,21	34,66	26
31,03	31,4	31,76	32,14	32,52	32,92	33,33	33,75	34,18	34,61	35,07	35,50	36	27
32,18	32,58	32,94	33,33	33,73	34,15	34,57	35	35,44	35,9	36,36	36,84	37,33	28
33,33	33,72	34,12	34,52	34,94	35,36	35,86	36,25	36,72	37,18	37,66	38,16	38,66	29
34,47	34,88	35,28	35,70	36,12	36,57	37,03	37,5	37,95	38,58	38,92	39,48	39,99	30

Tabelle 46.

Ursprünglicher Trockenstoffgehalt des Saftes in %	Werden aus 100 Kilo Flüssigkeit entnommen kg Wasser:													
	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	
r_f	so enthält der Rest r_n % feste Bestandteile:													
1	1,35	1,37	1,39	1,41	1,43	1,45	1,47	1,49	1,52	1,54	1,57	1,59	1,61	
2	2,7	2,74	2,77	2,82	2,86	2,90	2,94	2,99	3,03	3,08	3,13	3,18	3,23	
3	4,05	4,11	4,16	4,22	4,29	4,35	4,41	4,47	4,54	4,61	4,7	4,77	4,84	
4	5,4	5,48	5,55	5,63	5,71	5,80	5,88	5,97	6,06	6,15	6,26	6,36	6,45	
5	6,75	6,85	6,93	7,04	7,14	7,25	7,35	7,46	7,58	7,69	7,83	7,95	8,07	
6	8,10	8,22	8,33	8,45	8,57	8,69	8,85	8,95	9,08	9,23	9,39	9,54	9,68	
7	9,46	9,6	9,72	9,85	10	10,14	10,29	10,45	10,6	10,77	10,96	11,13	11,29	
8	10,8	10,96	11,11	11,26	11,42	11,60	11,76	11,94	12,12	12,31	12,62	12,72	12,91	
9	12,15	12,33	12,48	12,66	12,87	13,05	13,23	13,41	13,63	13,83	14,09	14,31	14,52	
10	13,51	13,7	13,87	14,08	14,29	14,49	14,71	14,93	15,15	15,38	15,66	15,90	16,14	
11	14,79	15,07	15,15	15,21	15,55	15,94	16,18	16,41	16,66	16,92	17,22	17,49	17,75	
12	16,21	16,44	16,66	16,9	17,14	17,39	17,64	17,91	18,17	18,46	18,79	19,08	19,36	
13	17,56	17,81	18,55	18,31	18,57	18,84	19,13	19,33	19,69	20	20,36	20,67	20,98	
14	18,92	19,17	19,44	19,71	20	20,29	20,59	20,90	21,21	21,54	21,92	22,26	22,59	
15	20,16	20,55	20,84	21,12	21,13	21,74	22,06	22,40	22,72	23,07	23,5	23,85	24,21	
16	21,6	21,92	22,22	22,52	22,84	23,20	23,52	23,88	24,24	24,62	25,95	25,44	24,83	
17	22,97	23,29	23,61	23,94	24,29	24,64	25	25,37	25,76	26,15	26,62	27,03	27,43	
18	24,30	24,66	24,99	24,35	25,71	26,08	26,46	26,86	27,25	27,69	28,23	28,62	29,05	
19	25,67	26,02	26,39	26,76	27,14	27,52	27,94	28,36	28,79	29,20	29,75	30,21	30,68	
20	27,02	27,4	27,74	28,16	28,58	28,98	29,42	29,86	30,30	30,76	31,32	31,80	32,28	
21	28,38	28,77	29,16	29,46	30	30,42	30,87	31,35	31,80	32,31	32,88	33,40	33,89	
22	29,59	30,14	30,30	30,42	31,10	31,88	32,36	32,82	33,33	33,84	34,45	34,98	35,50	
23	31,08	31,51	31,94	32,39	32,86	33,33	33,82	34,33	34,85	35,38	36,0	36,57	37,12	
24	32,42	32,88	33,33	33,80	34,29	35,78	35,29	35,82	36,35	36,92	37,58	38,16	38,73	
25	33,78	34,25	34,70	35,20	35,42	36,23	36,77	37,33	37,87	38,45	39,2	39,75	40,35	
26	35,13	35,61	36,11	36,62	37,14	37,68	38,26	38,65	39,39	40	40,62	41,34	41,96	
27	36,48	37	37,44	37,98	38,61	39,15	39,69	40,23	40,86	41,49	42,23	42,93	43,57	
28	37,84	38,35	38,88	39,43	40	40,58	41,18	41,80	42,42	43,08	43,94	44,52	45,79	
29	39,19	39,72	40,27	40,84	41,41	42,03	42,79	43,29	43,94	44,61	45,41	46,11	46,90	
30	40,53	41,1	41,66	42,25	43,48	43,48	44,12	44,8	45,45	46,15	47,0	47,7	48,42	

hier sind die Variationen nicht so zahlreich, daß sie sich nicht zusammenfassen ließen. Daher ist für diesen Fall die Tabelle 45 ausgerechnet, in der der Trockengehalt im Hundert in den einzelnen Körpern des Zwei-, Drei- und Vierkörper-Apparates angegeben ist für Flüssigkeiten, die von $r_f = 6-13\%$ auf $r_u = 50-60-70\%$ eingedickt werden sollen, wenn dabei im ersten Körper eine Extradampf-Entnahme von $5-10-15-20-25\%$ stattfindet.

Endlich ist noch zur Erleichterung für manche Rechnungen eine Tabelle 46 beigelegt, die den Prozentgehalt an festen Stoffen in Flüssigkeiten lehrt, die ursprünglich $1-30\%$ Trockenstoff enthielten, nachdem ihnen noch $1-30\%$ Wasser entzogen ist.

Auch für diese Tabellen gilt aus den früher angeführten Gründen die Bemerkung, daß ihre Angaben nur angenäherte sind.

C. Wassergewicht, das aus 100 Kilo Flüssigkeit zu verdampfen ist, um deren ursprünglichen Trockengehalt von $r_f\%$ auf den beabsichtigten höheren $r_u\%$ zu bringen.

Der Zweck der Verdampfungsanlagen ist meistens der, den ursprünglichen Gehalt einer Flüssigkeit an festen Stoffen (an Trockensubstanz) von $r_f\%$ durch Wasserverdampfung auf einen größeren Gehalt $r_u\%$ zu erhöhen. Es fragt sich, wieviel Wasser dazu in jedem Fall verdampft werden muß.

Sind in 100 kg einer Flüssigkeit r_f kg feste Stoffe enthalten, und sollen diese r_f kg in der eingedampften Flüssigkeit $r_u\%$ ausmachen, so ergibt sich das Gewicht der eingedampften Flüssigkeiten U aus:

$$r_f : U = r_u : 100 \quad U = \frac{r_f \cdot 100}{r_u} \quad \dots \quad (200)$$

und das aus 100 kg davon zu verdampfende Wassergewicht ist:

$$W = 100 - U = 100 - \frac{r_f \cdot 100}{r_u} = 100 \left(1 - \frac{r_f}{r_u} \right) \quad \dots \quad (201)$$

und das aus F kg Flüssigkeit, die $r_f\%$ feste Stoffe enthält, zu verdampfende Wassergewicht, um den Rest auf $r_u\%$ zu verdicken, ist:

$$W = F - U = F \left(1 - \frac{r_f}{r_u} \right) \quad \dots \quad (202)$$

Tabelle 47.

Wassergewicht, das aus 100 Kilo Flüssigkeit zu verdampfen ist, um deren ursprünglichen Trockengehalt von $r_f\%$ auf den beabsichtigten höheren $r_u\%$ zu bringen.

Ursprünglicher Gehalt der Flüssigkeit an festen Stoffen $r_f\%$	Prozentgehalt an festen Stoffen $r_u\%$ (Trockensubstanz), den die Flüssigkeit nach dem Eindampfen haben soll												
	20	22,5	25	27,5	30	32,5	35	40	45	50	60	70	80%
	Aus 100 Kilo Flüssigkeit ist dann zu verdampfen das Wassergewicht in kg:												
1	95	95,6	96	96,4	96,7	96,9	97,2	97,5	97,8	98	98,4	98,6	98,75
2	90	91,2	92	92,8	93,8	93,8	94,3	96	95,6	96	96,7	97,1	97,5
3	85	86,7	88	89,1	90,4	90,8	91,43	92,5	93,3	94	95	95,7	96,15
4	80	82,3	84	85,8	86,7	87,7	88,6	90	91,1	92	93,4	94,3	95
5	75	77,8	80	81,8	83,3	84,6	85,8	87,5	88,9	90	91,8	92,9	93,75
6	70	73,4	76	78,2	80	81,6	83,3	85	86,7	88	90	91,4	92,5
7	65	68,4	72	74,5	76,7	78,4	80	82,5	84,5	86	89	90	91,25
8	60	64,5	68	70	73,3	75,4	77,4	80	82,3	84	87,3	88,6	90
9	55	60	64	67,2	70	72,3	75	77,5	80	82	85	87,1	88,75
10	50	55,6	60	63,7	66,7	69,3	71,5	75	77,8	80	83,3	85,7	87,5
11	45	51,2	56	60	63,3	66,2	68,6	72,5	75,6	78	82	84,1	86,25
12	40	46,7	52	56,4	60	63,1	66,6	70	73,4	76	80	82,8	85
13	35	42,3	48	52,7	56,7	60	62,9	67,5	71	74	79	81,4	83,75
14	30	37,8	44	49	53,3	56,8	60	65	68,9	72	77	80	82,5
15	25	33,4	40	45,4	50	53,8	57,3	62,5	66,7	70	75	78,6	81,25
16	20	29	36	41,8	46,7	50,8	54,4	60	64,5	68	73,4	77,1	80
17	15	24,5	32	38,2	43,3	48,3	51,4	57,5	62,3	66	71,7	75,7	78,75
18	10	20	28	34,6	40	44,6	50	55	60	64	70	74,3	77,5
19	5	15,6	24	31	36,7	41,6	45,7	52,5	57,8	62	68	72,9	76,25
20	—	11,2	20	27,3	33,3	38,5	43	50	55,8	60	67	71,4	75
21	—	6,7	16	23,7	30	35,4	40	47,5	53,4	58	65	70	73,75
22	—	2,3	12	20	26,7	32,2	37,2	45	51,1	56	63,4	68,6	72,5
23	—	—	8	16,3	23,3	29,3	34,3	42,5	48,9	54	61,7	67,2	71,25
24	—	—	4	12,8	20	26,2	31,5	40	46,6	52	60	65,8	70
25	—	—	—	9,2	16,7	23,1	28,5	37,5	44,5	50	58,3	64,4	68,75
26	—	—	—	5,6	13,3	20	25,7	35	42,2	48	56,9	62,9	67,5
27	—	—	—	2	10	17	22,9	32,5	40	46	55	61,4	66,25
28	—	—	—	—	6,7	14	20	30	37,8	44	53,5	60	65
29	—	—	—	—	1,0	10,8	17,2	27,5	35,6	42	51,7	58,6	63,75
30	—	—	—	—	—	7,7	14,3	25	33,3	40	50	57,2	62,5
31	—	—	—	—	—	4,1	11,4	22,5	31,1	38	48,3	55,7	61,25
32	—	—	—	—	—	1,6	9	20	28,9	36	46,7	54,3	60

Beispiel. 1000 Kilo Flüssigkeit mit ursprünglich $r_f = 10\%$ Trocken-
gehalt sollen so stark eingedampft werden, daß der Rest $r_u = 60\%$ ent-
hält, dann ist

$$W = F - U = 1000 \left(1 - \frac{10}{60}\right) = 833 \text{ Kilo.}$$

In der Tabelle 47 sind die Wassergewichte angegeben, die aus 100 kg Flüssigkeit mit $r_f = 1 - 25\%$ Gehalt an Trockenstoffen verdampft werden müssen, um das Eindickte mit $r_u = 20 - 80\%$ Trockengehalt zu gewinnen.

**D. Das Verhältnis der Heizflächen der Körper von Mehrkörper-Verdampf-
Apparaten zueinander und ihre wirkliche Größe¹⁾.**

Sind H_1, H_2, H_3, H_4 die Heizflächen der Körper in Quadrat-
metern, $\mathfrak{J}_{m_1}, \mathfrak{J}_{m_2}, \mathfrak{J}_{m_3}, \mathfrak{J}_{m_4}$ die mittleren Wärmegefälle zwischen
Dampf und Flüssigkeit, k_1, k_2, k_3, k_4 die Wärme-Übergangszahlen
(welche die Zähflüssigkeit, die Dampfspannung, die Art und Form
der Heizfläche und alle anderen beeinflussenden Umstände berück-
sichtigen) und c die Verdampfungswärme von 1 kg Dampf, so ent-
wickelt der erste Körper D_1 Kilo Dampf:

$$D_1 = \frac{H_1 \mathfrak{J}_{m_1} k_1}{c_1}$$

und die für den ersten Körper erforderliche Heizfläche ist

$$H_1 = \frac{D_1 c_1}{\mathfrak{J}_{m_1} k_1} \dots \dots \dots (203)$$

¹⁾Anmerkung. In der Österreichisch-Ungarischen Zeitschrift für Zucker-
industrie und Landwirtschaft 1912, Heft 5, S. 896, berichtet O. Falada
nach M. D. Zuew: „Vereinfachte Berechnungsweise des Verdampfapparats“,
wohl etwas in Anlehnung an Ausführung in früheren Ausgaben dieses
Buchs. Zuew findet mit gewissen Vernachlässigungen, daß ein Apparat
für Verarbeitung von 100 Kilo Zucker-Rüben = 130 Kilo Saft in 1 Minute
von 18% auf 65% Trockensubstanz, mit Heizdampf von 151 ÷ 116°C bei den
nachstehenden Annahmen die angegebenen Maximal-Heizfläche bedürfe:

	Vorkörper	I	II	III	IV Körper
Saft Temperatur	116	106,5	97,5	86,5	60 °C
Dampf „	116	106	96	84	56 °C
Extradampfgewicht	12	12	12	5	0 Kilo
k =	1500	1200	900	600	300 WE
Heizfläche	20	85	75	55	25 qm.

Am gleichen Ort Heft 6, S. 1108 bringt O. Fallada nach J. Her-
schenhorn: „Graphische Berechnungsweise des Verdampfapparats.“ Es
wird dort ein Versuch dargestellt, auf zeichnerischem Wege die einzelnen
Heizflächen der Körper zu finden unter den von Zuew zugrunde ge-
legten Annahmen.

Für den Vierkörper entsteht so nach dem Früheren das Verhältnis:

$$1 : 1,0055 : 1,109 : 1,196 = \frac{H_1 \mathfrak{D}_{m_1} k_1}{c_1} : \frac{H_2 \mathfrak{D}_{m_2} k_2}{c_2} : \frac{H_3 \mathfrak{D}_{m_3} k_3}{c_3} : \frac{H_4 \mathfrak{D}_{m_4} k_4}{c_4} \quad (204)$$

und hieraus:

$$H_1 : H_2 : H_3 : H_4 = \frac{1 \cdot c_1}{\mathfrak{D}_{m_1} k_1} : \frac{1,0055 c_2}{\mathfrak{D}_{m_2} k_2} : \frac{1,109 c_3}{\mathfrak{D}_{m_3} k_3} : \frac{1,196 c_4}{\mathfrak{D}_{m_4} k_4} \quad (205)$$

Wenn wir nun die Vernachlässigung begehen, die verschiedenen Werte für c_1, c_2, c_3, c_4 einander gleich zu setzen, obgleich sie von 637÷618 schwanken können, wodurch nur ein geringer Grad von Ungenauigkeit erzielt wird, und ferner (für den ersten Körper) die Werte $H_1=1$ und $k_1=1$ nennen, indem wir die anderen Werte von H und k als deren einzelne Teile ausdrücken, da wir ja nur das Verhältnis der Heizflächen zueinander bestimmen wollen, so ist:

$$k_1=1 \quad k_2=\alpha_2 k_1 \quad k_3=\alpha_3 k_1 \quad k_4=\alpha_4 k_1$$

und es lautet das Verhältnis der Heizflächen zueinander:

$$\frac{H_1}{H_1} : \frac{H_2}{H_1} : \frac{H_3}{H_1} : \frac{H_4}{H_1} = 1 : \frac{\mathfrak{D}_{m_1} 1,0055}{\mathfrak{D}_{m_2} \alpha_2} : \frac{\mathfrak{D}_{m_1} 1,109}{\mathfrak{D}_{m_3} \alpha_3} : \frac{\mathfrak{D}_{m_1} 1,196}{\mathfrak{D}_{m_4} \alpha_4} \quad (206)$$

Wäre das Verhältnis, in dem die Übergangszahlen k in den verschiedenen Körpern zueinander stehen, für alle Fälle bekannt, so könnte unter Annahme des in jedem Körper beabsichtigten Temperatur-Unterschieds das Verhältnis der Heizflächen für jeden Fall abgeleitet werden.

Allein die Wärme-Übergangszahlen k sind zunächst nicht genau bekannt; sie hängen ab von der Dicke und Art der Flüssigkeit, von der Bauart des Apparates und seinen Einzelheiten, von der Vollkommenheit, mit der die Luft und das Niederschlagswasser abgezogen wird, von der Weite der Heizrohre, davon, ob der Dampf in den oder um die Rohre wirkt, von der wirklichen Größe der Heizflächen, von dem Zustande ihrer Reinheit, endlich aber auch von der Spannung des Heizdampfes in jedem Körper.

Es scheint, daß neben der verminderten Heizwirkung schwach gespannten Dampfes besonders die mit zunehmendem Trockengehalt und abnehmender Temperatur wachsende Zähigkeit der kochenden Massen die Hauptursache des abnehmenden Wärmeübergangs bei den späteren Körpern der der Mehrkörperapparate sei. Die Zähigkeit einer großen Zahl von dünnen Flüssigkeiten ist ja nun wohl von

vielen Forschern untersucht worden und bekannt, von manchen auch ihre Wandlung bei Veränderung der Temperatur bestimmt, aber nur von sehr wenigen Lösungen ist sie in hinreichendem Umfange für alle Sättigungs- und Temperaturgrade ausgeführt (für Zucker und Kochsalz von Hosking, Classen, Abraham). Recht wünschenswert ist es, daß diesem Mangel abgeholfen werde. Auch die Frage, in welchem Maße der Wärmeübergang mit zunehmender Zähigkeit schwindet, ob er wie diese etwa umgekehrt proportional sei, wie es bei manchen Stoffen scheint, verdient eingehende Untersuchung.

Alle diese verschiedenen Umstände bewirken, daß die Übergangszahlen für jede Flüssigkeit bei jedem Apparat für jeden Körper andere sind und meistens nur geschätzt werden können. Gelegentliche Beobachtungen, an Apparaten im Betriebe gemacht, sind selten ganz zuverlässig, weil die Instrumente (Thermometer, Vakuummeter, seltener die Spindeln) oft nicht ganz richtig zeigen¹⁾ und weil der jeweilige Einfluß der Bedeckung und anderer Umstände unbekannt bleibt. Wenn nun doch die aus einer Anzahl solcher Beobachtungen bestimmten Übergangszahlen hier angegeben werden, so geschieht es nur zu dem Zweck, um eine ungefähre Vorstellung zu bilden.

Aus einigen in Fabriken gemachten Aufzeichnungen würden sich bei Zuckersäften die Übergangszahlen k zueinander etwa verhalten:

	im I.	II.	III.	IV.	Körper
des Zweikörpers:	1:0,66	—	—		
des Dreikörpers:	1:0,70	:0,33	—		
des Vierkörpers:	1:0,85	:0,70	:0,45		
		1:0,825	:0,60	:0,428	(Priv.-Nachw.)
		1:0,7	:0,50	:0,30	(K. Abraham) ²⁾

Ferner können folgende Beobachtungen des Verhältnisses der Werte k in den einzelnen Körpern mit verschiedenen Flüssigkeiten mitgeteilt werden:

		I.	II.	III.
Zweikörper:	Salzsole	1:0,32	—	
	„	1:0,43	—	
	„	1:0,565	—	
	Borax	1:0,48	—	

¹⁾ Zeitschrift f. angewandte Chemie, 5. Dez. 1899.

²⁾ K. Abraham, Die Dampfwirtschaft in der Zuckerindustrie.

	I.	II.	III.
Dreikörper: Salzsole	1	: 0,58	: 0,34
Farbholz	1	: 0,84	: 0,26
Alk. Lauge	1	: 0,85	: 0,375
andere „	1	: 0,766	: 0,468

Diese Werte für k sollen alle Einflüsse der Verschiedenartigkeit der Flüssigkeiten, der Verdampferbauarten und der Heizdämpfe verschiedener Spannung einschließen.

Wären die erstgenannten Zahlen für mittlere Verhältnisse und Zuckerlösungen einigermaßen zuverlässig, und wollte man, daß das Temperaturgefälle in allen Körpern das gleiche sein soll, so würden ihre Heizflächen sich verhalten müssen (Gleichung 206):

$$\text{im Zweikörper wie} \quad 1 : \frac{1,045}{0,66} = 1 : 1,58$$

$$\text{im Dreikörper wie} \quad 1 : \frac{1,01}{0,70} : \frac{1,04}{0,33} = 1 : 1,44 : 3,15$$

$$\text{im Vierkörper wie} \quad 1 : \frac{1,0051}{0,85} : \frac{1,012}{0,70} : \frac{1,022}{0,45} = 1 : 1,185 : 1,45 : 2,266$$

Wünscht man aber, daß die Heizflächen aller Körper einander gleich sein sollen, so würden sich die Temperaturunterschiede (das Temperaturgefälle) so zueinander verhalten müssen, wie es eben für die Heizflächen ausgerechnet wurde.

Beispiel. Wäre der gesamte zur Verfügung stehende Temperaturunterschied = 50°, so würden sich auf die einfachste Weise auf Grund der oben angeführten Verhältnisse für die Apparate mit gleichen Heizflächen folgendes Temperatur-Gefälle für jeden Körper ergeben:

	I.	II.	III.	IV. Körper
im Zweikörper	19,3°	30,7°	—	—
im Dreikörper	8,945°	12,88°	28,18°	—
im Vierkörper	8,48°	10,00°	12,29°	19,22°.

Da dickere, trägere Flüssigkeiten, wie sie in den späteren Körpern, und besonders im letzten Körper fast immer vorhanden sind, erst durch größeres Wärmegefälle zu lebhafterem Wallen und damit zu schnellerer Wärmeaufnahme zu bringen sind, so ist es im Interesse einer größeren Wirkung der letzten Heizflächen, und damit auch der ersteren entschieden vorteilhafter, nicht die Heizflächen, wohl aber die Temperaturunterschiede in diesen Körpern zu vergrößern. Es ist durchaus vorzuziehen, die späteren Körper höchstens ebenso groß wie den ersten anzuordnen, vielleicht sogar sie etwas zu verkleinern. Keinesfalls aber sollten die Heizflächen der letzten Körper

größer als die der ersten gewählt werden, wenn nicht besondere Gründe dafür vorliegen.

Der Bequemlichkeit der Herstellung und der Aufstellung wegen mag man zunächst alle Körper gleich groß wählen, dann aber muß man zum ersten Körper soviel Heizfläche hinzutun, als nötig ist, um den etwa kälter eintretenden Saft auf die Temperatur dieses Körpers zu bringen. Wenn Extradampf einem oder mehreren Körpern soll entzogen werden, so muß die von jedem Körper zu verlangende Leistung, wie es früher gezeigt wurde, bestimmt, seine erwünschte Temperatur und das Wärmegefälle festgesetzt und die erforderliche Heizfläche mit Hilfe der angenommenen Wärmeübergangszahlen berechnet werden.

Das von einem Quadratmeter Heizfläche in Mehrkörper-Verdampfapparaten in 1 Stunde verdampfte Wassergewicht kann allgemein gültig nicht angegeben werden, da es aus all den aufgeführten Gründen, die sich nicht gut in den Rechnungen zum Ausdruck bringen lassen, sehr verschieden ist. Man muß sich darauf beschränken, Zahlen aus der Erfahrung zu nehmen. Von Flüssigkeiten, die der Verdampfung keine Schwierigkeiten bereiten, verdampfen gewöhnliche stehende Verdampfapparate mit messingenen Heizrohren von 1000 und mehr Millimeter Länge:

im Einzelkörper:	70—80	Liter Wasser in 1 Stunde durch 1 qm
im Zweikörper:	30—36	„ „ „ „ „ „ „
im Dreikörper:	20—25	„ „ „ „ „ „ „
im Vierkörper:	18—21	„ „ „ „ „ „ „

Dieselben Apparate mit niederem Saftstand etwa 10 % mehr.

Apparate mit weiten wagerechten Heizrohren ebenso.

Apparate mit engen wagerechten Heizrohren etwa 15 % mehr.

Eiserne Heizrohre setzen die Leistung um 10—15 % herab, besonders wegen ihrer stärkeren Bedeckung.

Rieselapparate leisten nicht mehr als solche mit niederem Saftstand.

Manche Stoffe verdampfen sehr schwer, und dann ist die Leistung von 1 qm Heizfläche auch sehr viel geringer.

Beobachtungen. Prof. P. H. Parr (The Engineer. 1916, Febr. S. 146) sagt, die Wärmeübertragung des Dampfes hänge von seiner Spannung ab und sei auf Metermaß bezogen $k = 1395 \sqrt{p \cdot \gamma}$ woraus folgen würde:

Atm. abs. =	0,055	0,196	0,466	1,0	1,25	1,5	1,75	2
Dampf-temp. =	40	60	80	100	106,38	111,7	116,42	120,6° C
$k =$	74	223	517	1085	1347	1605	1870	2120 WE

was offenbar nicht zutrifft.

Prof. E. W. Kerr (Amer. Soc. of mech. Engineers 1913, S. 731) machte Verdampfversuche mit einem kleinen Mehrkörper-Apparat mit Zuckersäften und fand im Vierkörper

$$k = 2637 : 3136 : 2904 : 1000 \text{ für } 1 \text{ qm, } 1^\circ \text{ C, } 1 \text{ St.}$$

$$1 : 1,193 : 1,102 : 0,380$$

A. L. Webre nennt diese Zahlen zu groß für gewöhnliche Apparate und nur bei ganz kleinen erreichbar. Der Durchschnitt wäre $k = 1210 \text{ WE}$, wobei im Dreikörper bisweilen 38 Kilo Wasser in 1 St. mit 1 qm geleistet würden, übrigens wachse k mit der Dampfspannung wie folgt:

$$\begin{array}{cccccccc} \text{Atm. abs.} & = & 0,246 & 0,425 & 0,630 & 0,973 & 1,4 & \\ \text{Dampfspannung} & = & 65,5 & 77 & 88 & 99 & 110^\circ \text{ C} & \\ & & k & = & 750 & 800 & 830 & 1100 & 1350 \text{ WE.} \end{array}$$

Einige Versuche in einem Dampfschiff mit Lillies¹⁾ Vierkörper-Apparat zur Verdampfung von Seewasser. nur reines Speisewasser zu gewinnen, zeigen recht erhebliche Verschiedenheiten der Wirkung. In vier wagerechten zylindrischen Körpern von je 22,5 qm Heizfläche sind eiserne Rohre von 2". Dm. 1755 Länge angeordnet, durch die der Dampf strömt, während über sie das zu verdampfende Seewasser durch vier Zentrifugalpumpen gegossen wird. Der vierte Körper gibt seinen Dampf in einen Oberflächen-Verdichter von 43,2 qm, aus dem ein Teil des kühlenden 19° warmen Seewassers durch eine besondere Schlange mit Dampf aus dem ersten Körper bis etwa 85 vorgewärmt, in diesen tritt. Im ersten Körper schwankt die Spannung zwischen 0 und 258 mm. Die Heizdampfspannung (wohl Abdampf) ist nicht mitgeteilt. Merkwürdig sind die erheblichen Schwankungen der Luftleeren in den Körpern, sowie der Leistung und deren Höhe. Das Destillat hatte 0,005 ÷ 0,008 Gramm Salz im Liter. Das eingedickte Seewasser hatte $\frac{5}{32}$ Salinität (?). Die nasse liegende Luftpumpe hatte 254 Dm. 203 Hub 106 ÷ 145,8 Umdrehungen. Die Luft war 35 ÷ 38° warm. Es folgen einige der mitgeteilten (umgerechneten) Versuchsergebnisse.

Druck im Körp. I	Luftleerkörper			im Ver- dich- ter	Temperatur des		Wasser ver- dampft in		Heizdampf	
	II	III	IV		vorge- wärm- ten Seew.	Destil- lats	1 Stde.	1 Stde. mit 1 qm ²	ver- braucht in 1 St.	1 Kilo gab Destil- lat
mm	mm	mm	mm	mm	° C	° C	Liter	Liter	Kilo	Kilo
258,5	166	391	530	661	85	37	4590	51,5	—	—
258,5	144	368	535	661	90	39	4530	50,8	1420	3,20
0	322	426	538	661	81	38	3550	39,8	1178	3,02
0	210	320	419	661	88	60	2213	24,8	679	3,24
0	295	444	547	669	84	35	3377	37,9	1200	2,81
258,5	113	239	369	661	94	65,5	2838	31,8	978	2,89
258,5	43	247	416	645	83	40,5	5230	58,7	2138	2,44

¹⁾ Morris Lillie, Journ. of the amerik. naval engineers. 1913, S. 42.

E. Aufenthaltszeit des Nichtverdampfthen im Apparat.

Bisweilen ist es erwünscht, zu erfahren, wie lange Zeit das Nichtverdampfte sich in einem Verdampfapparat aufhält, weil schädigende Wirkungen der Temperatur der Apparatwände, der starken Bewegung, des Dampfdruckes oder der Luftleere durch Koagulation, Wachsen der Bakterienzahl, Veränderung der Zusammensetzung, Anbrennung, meistens mit der Zeit wachsen. Wird eine in bestimmter Zeit zu verarbeitende Lösungsmenge in ihrer Gesamtheit in den Verdampfer gefüllt und der ganze nach der Verdampfung übrig gebliebene Rest erst entleert, nachdem die ganze Eindickung beendet ist, so ist der Aufenthalt des ganzen Restes im Apparat gleich der ganzen Verdampfungszeit. Wenn aber bei dauernder Dampfentwicklung entweder ununterbrochen dünne Lösung eingezogen und eingedickte abgezogen wird, oder wenn zu gewissen Zeiten Nachfüllung der dünnen Lösung und zu anderen Zeiten teilweise Entleerung stattfindet, so kann nicht mehr die Aufenthaltszeit jedes einzelnen Teilchens, sondern nur eine mittlere Aufenthaltszeit für alle bestimmt werden, weil ja dann sowohl ein einzelnes, eben eingeführtes Teilchen bei der nächsten Teilentleerung wieder fortgehen kann, ein anderes, zuerst eingefülltes aber erst mit der letzten Entleerung.

Ist bei ununterbrochener Nachfüllung und Entleerung F' in Litern die in einer Stunde zu verarbeitende dünne Lösung, d das daraus in einer Stunde zu entwickelnde Dampfgewicht, J in Litern der gefüllte Inhalt des Verdampfapparates, so ist die mittlere Aufenthaltszeit z eines kleinsten Teiles in dem einfachen Vakuum-Apparat in Stunden:

$$z = \frac{J}{F' - d}$$

Bei Mehrkörper-Apparaten ist:

$$z = \frac{J_1}{F' - d_1} + \frac{J_2}{F' - d_1 - d_2} + \frac{J_3}{F' - d_1 - d_2 - d_3} + \text{ usw.}$$

Trifft es zu, daß bei einem Mehrkörperapparat sowohl die Füllungen J der Körper einander gleich sind, als auch in jedem Körper etwa das gleiche Dampfgewicht d entfernt wird, so entsteht für die Aufenthaltszeit jedes Teiles im Mehrkörper die Gleichung:

$$z = \frac{J}{F' - d} + \frac{J}{F' - 2 \cdot d} + \frac{J}{F' - 3 \cdot d} + \text{ usw.}$$

Erfolgt die Speisung und Entleerung der Körper sowohl der Zeit als der Menge nach ganz unregelmäßig, so erleidet auch der Inhalt der Körper Veränderungen. Hier können nur Annahmen über die mittleren Größen des Inhaltes, der stündlichen Füllung und Verdampfung die mittlere Aufenthaltszeit der Masse bestimmen lassen.

Beispiele. In zwei Dreikörper-Apparaten von 3×100 und 3×185 qm Heizfläche (H), von denen die drei Körper des einen gleiche Inhalte von je $J = 1700$ Liter, die drei Körper des andern auch gleiche Inhalte von je $J = 500$ Liter haben, wird in 1 Stunde das gleiche Volumen Flüssigkeit $F = 10000$ Liter verarbeitet, und zwar so, dass jeder Apparat einmal $3 \cdot d = 3 \cdot 3000 = 9000$ Kilo, ein zweites Mal $3 \cdot d = 3 \cdot 1667 = 5000$ Kilo Wasser daraus verdampft. Die Verdampfungsleistungen der Körper eines Apparats seien einander gleich.

Dann ist	$H = 300$	300	555	555 qm
	$J = 1700$	1700	500	500 Liter
	$d = 3000$	1667	3000	1667 Kilo

$$z = \frac{1700}{10000-3000} + \frac{1700}{10000-6000} + \frac{1700}{10000-9000} = 0,243 + 0,425 + 1,7 = 2,368 \text{ Stunden.}$$

$$z = \frac{1700}{10000-1667} + \frac{1700}{10000-3333} + \frac{1700}{10000-5000} = 0,204 + 0,255 + 0,340 = 0,499 \text{ Stunden.}$$

$$z = \frac{500}{10000-3000} + \frac{500}{10000-6000} + \frac{500}{10000-9000} = 0,071 + 0,125 + 0,5 = 0,696 \text{ Stunden.}$$

$$z = \frac{500}{10000-1667} + \frac{500}{10000-3333} + \frac{500}{10000-5000} = 0,060 + 0,075 + 0,10 = 0,235 \text{ Stunden.}$$

XI. Von dem Druck, den Dampf- und Luftströme auf freischwebende Wassertropfen ausüben.

Von verdampfenden Flüssigkeiten werden stets größere oder geringere Mengen, besonders auch viele Tropfen über die wallende Oberfläche geschleudert. Der mit den Tropfen zugleich aufsteigende Dampfstrom übt auf diese dann einen treibenden, hebenden oder hemmenden Druck aus, derart, daß sie bisweilen sehr hoch in den Kochgefäßen aufsteigen, ja ganz aus diesen springen und zu Verlusten Anlaß geben, die man vermeiden möchte.

Oft, besonders in den Kondensatoren (Verdichtern) und Kühlapparaten werden absichtlich fein verteilte strahlen- oder tropfenförmige Flüssigkeitsteile gebildet, auf die dann die absichtlich oder naturgemäß entstehenden Dampf- oder Gasströme bewegendem Einfluß ausüben.

Um die Apparate in dieser Richtung zweckmäßig anzuordnen, muß die Art dieser Einflüsse bekannt sein.

Da nun die Wirkung eines Dampfstromes auf Tropfen bedingt wird durch den Druck, den er auf diese ausübt, und weil dieser Druck von der Geschwindigkeit und der Dichte des Luft- und Dampfstromes abhängt, so wollen wir versuchen, im folgenden die Wirkung von Gas und Dampf verschiedener Dichte, Geschwindigkeit und Richtung auf Tropfen verschiedener Größe festzustellen.

Wir müssen dabei allerdings betonen, daß mangels bekanntgewordener genauer Versuche mit kugelförmigen Körpern die folgenden Betrachtungen sich nur auf einige fremde, nicht ganz die vorliegenden Umstände betreffenden Versuche und Erörterungen und eigene unvollkommene Beobachtungen stützen und daher nur als Versuch angesehen werden können.

Der Druck, den ein unbegrenzter Dampfstrom, dessen Geschwindigkeit nicht größer als 10 m ist, auf eine ebene, zu seiner Richtung vertikale Fläche von 0,1 bis 4 qm ausübt, ist nach *Grashof*¹⁾:

$$D = \psi \cdot \gamma \iota \cdot Q \cdot \frac{v^2}{2g} \quad \dots \dots \dots (207)$$

worin bedeutet: D = den Druck in kg,

Q = die ebene Fläche in qm,

$\gamma \iota$ = das Gewicht von 1 cbm Luft in kg,

v = die relative Geschwindigkeit zwischen Luft und Ebene in Metern,

g = die Beschleunigung der Schwere = 9,81,

ψ = einen Zahlen-Koeffizienten (Festwert).

Dieser Zahlen-Festwert ist nach *Grashof* abhängig von der Größe der Fläche, und zwar ist:

für Flächen von $Q = 0,1 \quad -0,25 \quad -0,5 \quad -1 \quad -2 \quad -4$ qm,
 $\psi = 1,86 \quad -2,04 \quad -2,18 \quad -2,34 \quad -2,51 \quad -2,69.$

¹⁾ Theoretische Maschinenlehre Bd. 1.

Das sind dieselben Werte, die auch für den Druck bewegten Wassers auf ebene Flächen gelten.

Für Kugeln von 100 bis 200 mm Dm., die sich im Wasser bewegen, ist nach Piobert, Hutton, Borda (Grashof) im Mittel:

$$\psi = 0,54 \dots \dots \dots (208)$$

Nach Versuchen von Didion mit Geschützkugeln von 120 bis 150 mm Dm., die sehr schnell die Luft durchheilen, ist:

$$\psi = 0,43 (1 + 0,0023 \cdot v) \dots \dots \dots (209)$$

was für Geschwindigkeiten von 10 bis 50 m im Mittel ergeben würde $\psi = 0,4597$.

Auch die Versuche von G. Eiffel¹⁾, von A. Frank²⁾ und deren kritische Untersuchung von W. Schüle³⁾ ergeben den Widerstand D , den Luft bewegten Körpern entgegengesetzt, bedingt durch die Formel:

$$D = k \gamma_i Q \frac{v^2}{g} \dots \dots \dots (210)$$

allein von ihnen wird ihre rechte Seite in zwei Einzelwiderstände zerlegt, nämlich den durch Verdrängung und Reibung der Stirnfläche Q , mit dem Koeffizienten (Festwert) k_s und dem der Reibung der übrigen Oberfläche O mit dem Festwert k_o , so daß die Gleichung die folgende Form bekommt:

$$D = (k_s Q_s + k_o O \gamma_i) \cdot \frac{v^2}{g} \dots \dots \dots (211)$$

Der Festwert k_s (für 1 qm) ist abhängig von Größe und Form der Stirnfläche und wurde gefunden für Geschwindigkeiten $v = 0-40$ m wie die folgende Tabelle angibt:

¹⁾ Recherches expérimentales sur la résistance de l'air, exécutées à la tour Eiffel, par G. Eiffel, Paris. 1907 (L. Maretheux). — Z. d. V. d. I. 1908. S. 463.

²⁾ Ebenda 1906, S. 563 und 1908, S. 1522.

³⁾ Ebenda 1910, S. 12 u. ff.

Stirnfläche qm	Kreis k	Quadrat k	Rechteck 1 : 2 k	Rechteck 1 : 4 k	
$\frac{1}{16}$	0,544	0,560	0,582	—	Platten nach Eiffel
$\frac{1}{8}$	0,560	0,573	0,586	0,595	
$\frac{1}{4}$	0,590	0,597	0,600	—	
$\frac{1}{2}$	0,614	0,618	—	—	
1	—	0,631	—	—	
0,01	$l = 2 d$ 0,553	0,582	—	0,575	Prisma und Zylinder nach Frank
0,03	—	0,582	—	—	
0,04	$l = d$ 0,553	—	—	—	
$\frac{1}{8}$	0,570	$l = \frac{1}{2} d$	—	—	Zylinder nach Eiffel
$\frac{1}{8}$	0,550	$l = d$	—	—	

Der Festwert der Stirnfläche allein:

wenn diese ein Kreis $k_s = 0,570$ für 1 qm

„ „ „ Quadrat $k_s = 0,5345$ „ „

Der Festwert der Seitenreibung: $k_o = 0,00244$ „ „

Sind die gegen die Luft bewegten Körper ebene, gegen die Bewegungsrichtung unter dem Winkel α ($0^\circ - 30^\circ$) geneigte Platten mit der Fläche Q (in qm), so ist die Stirnfläche $Q_s = Q \sin \alpha$ zu setzen. Die Reibung k_o auf der der Bewegung abgekehrten Seite ist kleiner als auf der vorderen (vielleicht im Mittel halb so groß). Bei $\alpha = 5^\circ$ ist der ganze Widerstand am kleinsten und der lotrechte Auftrieb durch den Luftdruck am günstigsten.

Erwägend, daß k mit abnehmender Fläche gleichfalls abnimmt, daher für ebene Flächen, die kleiner als 0,1 qm sind, noch erheblich

kleiner als 0,544 ausfallen wird, und ferner bedenkend, daß dieser Festwert bei sphärischen Körpern sich wohl noch vermindern wird, wählen wir zur Bestimmung des Druckes, den Luft auf Wassertropfen von $0,25 \div 10$ mm Drm. ausübt, für k den Wert 0,3, indem wir der Ansicht sind, daß diese Zahl schon eine erhebliche Sicherheit enthält¹⁾.

Der Druck der Luft auf schwebende Tropfen wäre demnach:

$$D = 0,3 \gamma_i \cdot Q \cdot \frac{v^2}{g} \cdot \dots \dots \dots (212)$$

$$v = \sqrt{\frac{D \cdot g}{0,3 \cdot \gamma_i \cdot Q}} \cdot \dots \dots \dots (213)$$

Wir nehmen im folgenden an, daß diese Gleichungen ebenfalls für solche Gase und Dämpfe gelten, die schwerer oder leichter als Luft sind, wenn für γ_i das Gewicht dieser Gase eingesetzt wird, obgleich wir aus mehreren bekannten Tatsachen glauben den Schluß ziehen zu müssen, daß in Wirklichkeit die Drucke der Dampfströme auf Tropfen noch kleiner als die nach den Gleichungen (212) und (213) ausgerechneten sind.

Ein Flüssigkeitstropfen ist kugelförmig, wenn Kräfte auf ihn gleichmäßig wirken; aber wenn ungleiche Drucke auf ihn ausgeübt werden, wie es durch einseitige Luft- und Dampfströme geschieht, so wird er auf der Druckseite abgeplattet werden, auch wird sein Durchmesser dadurch etwas wachsen können. Diese Umstände, die sich der einfachen mathematischen Rechnung entziehen, müssen wir unberücksichtigt lassen, jedoch in Betracht nehmen, daß sie den Druck auf den Tropfen vergrößern, d. h. daß schon eine geringere Geschwindigkeit dazu genügt, den Druck auf den Tropfen gleich einem gewisser Teil seines Gewichtes zu machen.

Nach der Gleichung (213) ist die Tabelle 47 berechnet, in der die Geschwindigkeiten angegeben sind, die Ströme von Kohlensäure, Luft und Dampf von 100^0 bis 10^0 haben müssen, um auf Tropfen von 0,1 bis 10 mm Drm. Drucke auszuüben gleich deren einfachem und doppeltem Gewicht. Handelt es sich um Tropfen von Flüssigkeiten, die leichter oder schwerer als Wasser sind, so müssen diese Geschwindigkeiten kleiner oder größer sein und lassen sich in jedem

¹⁾ Wießelberger, Zeitschr. f. Flugtechnik und Motorluftschiff 1914, Heft 9, gibt sogar noch geringere Werte an.

Fall durch die Gleichung (213) berechnen, wenn für D das Gewicht der Tropfen der betreffenden Flüssigkeit gesetzt wird.

Die Tabelle 48 ist mit Vorsicht zu gebrauchen, denn wahrscheinlich sind die wirklich nötigen Dampfgeschwindigkeiten, um die Drucke G und $2G$ zu erzeugen, größer, als die Tabelle 48 angibt; aber dennoch ersieht man aus ihr zwei Dinge:

1. Je kleiner der Wassertropfen, desto kleiner ist auch die Dampfgeschwindigkeit, die einen seinem Gewicht gleichen Druck auf ihn ausübt.

2. Je kleiner die Spannung der Luft oder des Dampfes, um so größer muß die Geschwindigkeit sein, die einen dem Tropfengewicht gleichen Druck auf ihn ausübt.

Oder: Mit der zunehmenden Spannung und Geschwindigkeit der Dampf- und Luftströme wächst die Gefahr, daß schwebende Tropfen von ihnen mitgerissen werden.

Das Volumen des Dampfes und also seine Geschwindigkeit in dem gleichen Querschnitt des Apparates nimmt ungefähr einfach proportional mit der steigenden Luftleere zu (d. h. ungefähr umgekehrt proportional dem absoluten Druck). Der Druck auf den Tropfen aber und damit die Gefahr für sein Mitgehen mit dem Dampf nimmt mit dem Quadrat dieser Geschwindigkeit zu.

Aus dieser Erkenntnis muß der Schluß gezogen werden, daß die Querschnitte der Apparate, in denen schwebende Wassertropfen von entgegenkommenden Dampfströmen nicht mitgerissen werden sollen, stets für die größte zu erwartende Luftleere (d. h. für den kleinsten zu erwartenden absoluten Druck) bestimmt werden müssen.

Tabelle 48.

Geschwindigkeiten der Ströme von Kohlensäure, Luft und Dampf
von 0,1–10 mm Drm. Drucke ausüben, die gleich sind dem

Tropfen-Durchmesser in mm	0,10	0,25	0,50
„ -Inhalt in cbmm	0,0005233	0,00819	0,0655
„ -Querschnitt Q in qmm	0,00785	0,049	0,196
Verhältnis: $\frac{\text{Gewicht}}{\text{Fläche}} = \frac{G}{Q}$ in Kilo	0,0666	0,168	0,334
$\frac{P \cdot 2 \cdot g}{Q \cdot 0,6} =$			
	2,1778	5,493	10,922

Gas- und Dampf-Geschwindigkeit, wenn ihr Druck

Kohlensäure 0° $\gamma = 1,873$	1 Atm. abs.	1,04	1,66	2,35
Luft von 15° $\gamma = 1,225$	„	1,33	2,11	2,98
Dampf von 100° $\gamma = 0,6059$	„	1,89	3	4,24
	Vakuum			
„ „ 90° $\gamma = 0,42829$	235 mm	2,25	3,6	5,01
„ „ 80° $\gamma = 0,29582$	406 „	2,71	4,3	6,07
„ „ 70° $\gamma = 0,19928$	527 „	3,3	5,2	7,4
„ „ 60° $\gamma = 0,13114$	612 „	4,08	6,44	9,1
„ „ 50° $\gamma = 0,08336$	668 „	5,19	8,1	11,4
„ „	•			
„ „ 45° $\gamma = 0,06576$	689 „	5,74	9,1	12,8
„ „ 40° $\gamma = 0,05119$	706 „	6,5	10,3	14,59
„ „ 35° $\gamma = 0,03975$	720 „	7,4	11,74	16,55
„ „ 30° $\gamma = 0,03086$	729 „	8,4	12	18,8
„ „ 25° $\gamma = 0,02320$	737 „	9,6	15,36	21,7
„ „ 20° $\gamma = 0,01753$	743 „	11,1	17,69	24,96
„ „ 15° $\gamma = 0,01319$	747 „	12,8	20,4	28,70
„ „ 10° $\gamma = 0,00951$	754 „	15,1	24	33,5

Gas- und Dampf-Geschwindigkeit, wenn ihr Druck

Dampf 100°	1 Atm. abs.	2,67	4,2	6
„ 90°	Vakuum			
„ 90°	235 mm	3,18	5,1	7,14
„ 80°	406 „	3,82	6,1	8,6
„ 70°	527 „	4,68	7,4	10,4
„ 60°	612 „	5,70	9,1	12,9
„ 50°	668 „	7,35	11,4	16,18
„ 45°	669 „	8,12	12,9	18,2
„ 40°	706 „	9,2	14,6	20,6
„ 35°	720 „	10,4	16,6	23,4
„ 30°	729 „	11,8	17,0	26,60
„ 25°	737 „	13,7	21,7	30,61
„ 20°	743 „	15,78	25	35,7
„ 15°	747 „	18,16	28,8	40,8
„ 10°	751 „	21,35	32,5	48

Tabelle 48.

verschiedener Spannung, bei denen diese Stoffe auf Wassertropfen einfachen und dem doppelten Gewicht der Tropfen.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0,525	4,2	14,15	33,6	65,4	113	179	271	382	525
0,785	3,14	7,1	12,6	19,6	28,3	38,5	50,2	63,6	78,5
0,668	1,337	2,0	2,666	3,336	4,65	4,0	5,4	6,0	6,688
21,844	43,71	65,4	87,17	109,03	130,8	152,05	176,58	196,2	218,69

gleich dem einfachen Tropfengewicht sein soll:

3,31	4,69	5,74	6,63	7,41	8,12	8,77	9,38	9,95	10,5
4,22	5,95	7,3	8,42	9,43	10,3	11,1	11,9	12,6	13,3
6	8,48	10,3	12	13,4	14,66	15,84	17	18	19
7,14	10,09	12,3	14,14	15,96	17,46	18,84	20,2	21,4	22,5
8,6	12,12	14,8	17,18	19,2	21	22,67	24,4	25,7	27,2
10,4	14,78	18,1	20,9	23,4	25,6	27,63	29,6	31,3	33,1
12,9	18,24	22,3	25,8	28,86	31,57	34	36,8	38,4	40,8
16,18	22,89	28	32,2	36	39	42,7	46	48,5	51,2
18,2	25,80	31,6	36,3	40,8	44	48,1	51,6	54,2	57,7
20,6	29,2	35,5	42	46,2	50,5	54,5	59,7	62	65,4
23,4	33,5	40,5	47	52,4	57,2	61,85	66,70	70,2	74,2
26,6	38	46	53,2	59,5	65	70,2	75,7	79,7	84,2
30,61	43,2	53,2	61,2	69,1	75	80,95	87,5	91,8	97,1
35,7	50	61,1	70,6	78,9	86,5	93,3	100	105,8	112
40,8	57,8	70	81,5	91	99,5	107,2	114	121,8	128
48,0	68	83	96	106,7	117	126,4	136	143,5	155

gleich dem doppelten Tropfengewicht sein soll:

8,48	12	14,6	16,97	18,97	20,76	22,38	24,1	25,4	26,8
10,09	14,14	17,4	20,2	22,58	24,7	26,64	28,7	30,2	32
12,12	17,18	21	24,08	27,1	29,7	32	34,2	36,4	38,4
14,78	20,9	25,6	29,59	33	36,8	39	42	43,4	47,2
18,24	25,8	31,6	36,4	40,08	44,8	48,1	52	54,3	57,7
22,9	32,2	39,2	45,6	51,1	54,6	60,4	65	68,5	72,4
25,7	36,3	44,7	51,6	57,7	63	68	73,2	77,5	81,6
29,2	42	50,5	58,5	65,3	71,8	77	83,9	87,5	92,4
33	47	57,3	66,6	74	81	87,5	94,2	99,5	104,8
37,4	53,2	65,2	75,4	84	92	99,75	107	112,6	118,7
43,3	61,2	75,3	86,7	97	106	114,4	123	130	137,0
50	70,6	86,5	100	111	122	131,9	141	149,6	158
57,5	81,5	99	114,8	128	140	151,6	163	172,3	182
67,5	96	117	135,6	151	165	178,8	193	203	220

XII. Von den Wegen schwebender Wassertropfen, auf die Dampfströme drücken.

A. Senkrechter Dampfstrom auf fallende Tropfen.

Nun soll zunächst untersucht werden, welchen nach oben gerichteten Druck Dampfströme auf fallende Tropfen ausüben dürfen, ohne diese nach oben mitzuführen.

Wenn ein Tropfen sich von einem festen Punkt im luftleeren Raum loslöst und fällt, so findet sich seine Geschwindigkeit v nach der Fallzeit t und dem zurückgelegten Weg h aus den bekannten Gleichungen:

$$v = gt = \sqrt{2gh}, \quad h = \frac{g}{2}t^2 = \frac{v^2}{2g}, \quad t = \frac{v}{g} = \sqrt{\frac{2h}{g}}. \quad (214)$$

in denen g die Beschleunigung der Erdanziehung = 9,81 und h die Fallhöhe in Metern bedeutet.

Dadurch, daß die Erdanziehung dem Tropfen im ersten Augenblick eine ganz kleine Geschwindigkeit erteilt, und im zweiten, dritten und vierten Augenblick dieser ersten kleinen Geschwindigkeit eine zweite, dritte und vierte ebensolche kleine Geschwindigkeit hinzufügt, die sich zu der ersten addiert, nimmt die Gesamtgeschwindigkeit des Tropfens gleichmäßig zu und erreicht nach einer Sekunde 9,81 m, nach der zweiten Sekunde $2 \cdot 9,81 = 19,62$ m usw.

Die nach der ersten Sekunde erreichte Fallgeschwindigkeit nennt man die Beschleunigung der Schwere und bezeichnet sie mit dem Buchstaben g . Es ist $g = 9,81$ m.

Jeder auf einen Tropfen in irgend einer anderen Richtung ausgeübte konstante Druck erteilt ihm natürlich auch eine beschleunigte Bewegung in dieser Richtung, und diese Beschleunigung ist direkt proportional dem Druck, weil die Masse des Tropfens die gleiche bleibt. Ist der konstante Gas- oder Dampfdruck gleich dem Gewicht des Tropfens, so ist die Beschleunigung, die er dem Tropfen in seiner Wirkungsrichtung erteilt, auch gleich der Beschleunigung der Schwere = $g = 9,81$ m. Ein Druck auf den Tropfen, der x mal so groß als sein Gewicht ist, erteilt ihm auch in seiner Richtung eine x mal so große Beschleunigung als die Schwere.

Ist also der Druck, den ein Luft- oder Dampfstrom auf einen Tropfen ausübt, bekannt, so ist auch die Beschleunigung, die dieser Druck ihm erteilt, bekannt. Ist das Gewicht des Tropfens = G und der Druck = D , so ist die Beschleunigung g_1 durch den Druck

$$g_1 = \frac{D}{G} \cdot g$$

Nachdem dies klar gestellt ist, soll nun die Bewegung der Tropfen verfolgt werden, wenn in ihrer oder gegen ihre Bewegungsrichtung oder in einem Winkel zu dieser Luft- und Dampfströme eilen, die bekannte Drucke auf sie ausüben.

Dabei werden hier für diese Betrachtung diejenigen Fälle, die bei Verdampfapparaten und Kondensatoren vorkommen können gewählt, um aus den gewonnenen Resultaten Unterlagen für die Abmessungen dieser Apparate zu gewinnen.

Fällt ein Tropfen lotrecht in einen senkrecht aufsteigenden gleichmäßigen Dampfstrom, dessen Druck auf den Tropfen kleiner als das Tropfengewicht ist, so geschieht der Fall mit zunehmender Geschwindigkeit aber abnehmender Beschleunigung so lange, bis die Summe der Geschwindigkeiten des Dampfes v_d und des Tropfens v_t einen Druck auf den Tropfen entstehen läßt, der gleich seinem Gewicht ist. Die Summe der beiden Geschwindigkeiten $v_d + v_t = v$ ist aus der Gleichung (213) zu berechnen und aus der Tabelle 48 für Dampf von bekannter Spannung und Geschwindigkeit zu ersehen. Hieraus folgt ohne weiteres die Geschwindigkeit des Tropfens allein für diesen Augenblick durch Subtraktion $v_t = v - v_d$, so daß dann v_d und v_t bekannt sind.

Die Fallhöhe des Tropfens für den Augenblick, in dem der Gegendruck gleich seinem Gewicht ist, ergibt sich aus der Gleichung $v_t = \sqrt{2 g_1 h}$, in der g_1 veränderlich ist.

Ist der Dampfdruck auf den Tropfen oben D , unten G , so ändert sich g_1 beim Fallen

$$\text{von } g_1 = \frac{G-D}{G} g \text{ bis } g_1 = 0$$

und zwar nach einer Funktion von v . Obgleich es nicht genau zutrifft, so gibt es doch eine ziemlich richtige Vorstellung, wenn angenommen wird, es sei im Mittel $g_1 = \frac{G-D}{2 \cdot G} g$, woraus folgt, daß die Höhe h , die der Tropfen durchfallen haben muß, bis er seine größte Geschwindigkeit erreicht hat, etwa ist:

$$h = \frac{v_t^2}{\frac{G-D'}{G} \cdot g} \dots \dots \dots (215)$$

Ist der Tropfen soweit gefallen, so müßte er in dem gleichmäßigen Dampfstrom theoretisch mit gleichmäßiger Geschwindigkeit ohne Beschleunigung weiter fallen; allerdings wird in Wirklichkeit die Reibung diese Geschwindigkeit beeinflussen.

Hat der dem Tropfen von unten entgegenströmende Dampf nicht eine gleichmäßige Geschwindigkeit, sondern ist diese unten groß und oben im Fallpunkt des Tropfens $= 0$, also nach oben hin abnehmend, so hängt die Höhe, bis zu der der Tropfen gefallen sein muß, um seine größte Geschwindigkeit zu erreichen, von dem Gesetz ab, nach dem die Dampfgeschwindigkeit abnimmt, und von der Länge des Weges, auf dem die Abnahme stattfindet.

Bei den Gegenstrom-Kondensatoren (Verdichtern) ist dieser Weg gleich der Höhe des Verdichters vom Dampfeintritt bis zur Einspritzwasserverteilung. Die Abnahme der Geschwindigkeit findet ungleichmäßig unten langsamer als oben statt und folgt ungefähr dem in Abschnitt I erörterten Gesetz. Aber alle beeinflussenden Faktoren könnten in die Rechnung nur hypothetisch eingeführt werden, und daher unterlassen wir letztere, besonders, da deren Ergebnisse praktisch nicht sehr wichtig sind. Die Abweichung von der Wahrheit ist nicht sehr groß, wenn angenommen wird, die Fallhöhe des Tropfens bis zu seiner größten Geschwindigkeit sei $h = \frac{v_i^2}{g}$.

Der Tropfen fällt mit zunehmender Geschwindigkeit in den entgegenströmenden Dampf und erreicht seine größte Geschwindigkeit da, wo der Gegendruck gleich seinem Gewicht ist; dann wird seine Bewegung mehr und mehr verlangsamt, so lange, bis er den Punkt erreicht hat, an dem der Gegendruck des Dampfes D allein das doppelte Tropfengewicht ausübt, d. h. wo $D = 2G$ ist. Bei gleichmäßig zunehmender Dampfgeschwindigkeit würde dies in der Höhe $2h$ von oben stattfinden. Hier wird seine Geschwindigkeit $= 0$, aber sofort hebt ihn der Dampfdruck wieder nach oben. Seine Geschwindigkeit nach oben nimmt wieder zu, und er pendelt schließlich um den Punkt, an dem der Dampfdruck allein gleich seinem Gewicht ist. Hier könnte er ruhen.

Wenn auch diese Schilderung des Vorganges wohl nicht ganz der Wirklichkeit entsprechen wird, weil die Dampf- und Tropfengeschwindigkeiten im Gegenstrom-Verdichtern in einem verwickelten Verhältnis zueinander stehen und die Verflüssigung, die Reibung und die vielen anderen Tropfen die Bewegungen sehr beeinflussen,

so gibt sie doch ein ungefähres Bild von der Bewegung der Tropfen und sie gestattet, zwei wichtige Schlüsse zu ziehen.

1. Die Verflüssigung im Gegenstrom - Kondensator (Verdichter) muß stets so geführt sein, daß aller Dampf spätestens an der Wasserverteilungsstelle verflüssigt ist; denn ist hier noch Dampf vorhanden, so gibt es hier noch Dampfströmungen und die Möglichkeit, daß Tropfen aus dem Verdichter fortgeführt werden.

2. Die Geschwindigkeit, mit welcher der Dampf in den Gegenstrom-Verdichter (ohne Stufen) eintritt, darf nie so groß sein, daß sie einen Druck gleich dem doppelten Gewicht der Wassertropfen erzeugen kann. Hat der Verdichter mehrere Stufen, so darf die Dampfgeschwindigkeit nur einen Druck erzeugen, der etwas größer als das einfache Tropfengewicht ist.

In den Gleichstrom-Verdichter tritt der Dampfstrom oben zugleich mit den fallenden Wassertropfen ein und folgt deren Wegen; er übt daher einen Druck auf diese aus, wenn er schneller strömt als die Tropfen fallen, was fast immer zutrifft; folglich fallen die Tropfen schneller, sie erreichen schneller den unteren Teil des Verdichters, ihre Fallzeit ist geringer als beim freien Fall.

Da die Dampfgeschwindigkeit nach unten bis auf 0 abnimmt, die Fallgeschwindigkeit des Tropfens nach unten aber zunimmt, so ist die beschleunigende Wirkung dieses Stromes nicht sehr groß. Sie wird selten die Tropfengeschwindigkeit um mehr als den vierten Teil vergrößern.

Die in allen Verdichtern vorhandenen Wasserstrahlen und Schleier werden sehr viel weniger durch die Dampfströme beeinflusst, es sei denn, daß diese Ströme sie seitlich treffen.

B. Wagerechter oder geneigter Dampfstrom trifft auf fallende Tropfen¹⁾.

Wenn ein Luft- oder Dampfstrom in wagerechter Richtung auf einen senkrecht fallenden Tropfen stößt, so wird dieser von seinem

¹⁾ Zum Vergleich dienen folgende beobachtete größte Windgeschwindigkeiten:

42	m i. 1 Sek.	Hamburg, Februar 1894,
43	" " "	Orkney-Inseln.
45	" " "	in England 1904,
50,5	" " "	Amerika, Februar 1912,
54	" " "	gelegentliche Stöße England 1904.

senkrechten Wege abgelenkt; beginnt der seitliche Druck auf den Tropfen mit dem Augenblick seines Falles, und ist er gleich seinem Gewicht, so fällt der Tropfen unter einem Winkel von 45° gegen den Horizont, denn die wagerechte Beschleunigung ist gleich der senkrechten. Bei geringerem Druck ist der Winkel ein stumpfer, bei größerem ein spitzer.

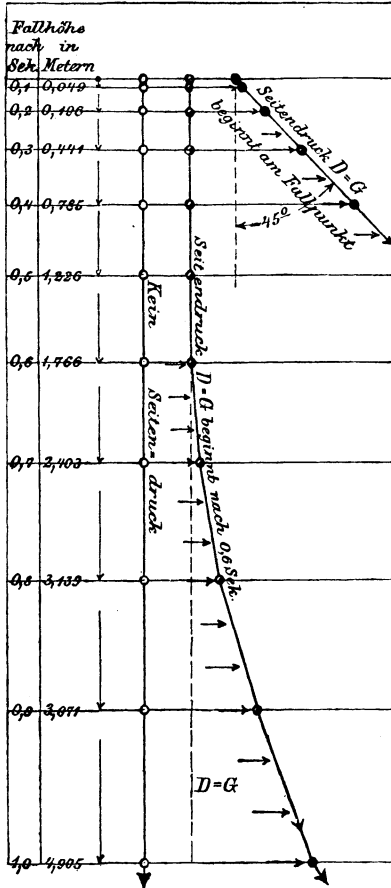


Abb. 33.

Ist der wagerechte Druck mehrmals so groß als das Tropfengewicht, so kann die Fallrichtung sich sehr der Wagerechten nähern, niemals aber kann sie sich über den Horizont nach oben erheben, weil die Kräfte nur seitlich und nach unten und gar nicht nach oben hin wirken.

Sollte der Tropfen schon ein Stück senkrecht gefallen sein, ehe ihn der Seitenstrom trifft, so ist die seitliche Ablenkung erheblich kleiner, weil nun in gleichen Zeiten die senkrechte Geschwindigkeit größer als die seitliche ist. Die Gefahr, daß der Tropfen vom Seitenstrom mitgenommen wird, ist damit geringer. Man sieht aus der beigegebenen Abb. 33 die Verhältnisse deutlicher, als sie es durch viele Worte zu machen sind.

Ist die Dampfstromrichtung unter dem Winkel α gegen die Wagerechte nach oben gerichtet, so werden die Wassertropfen doch dann noch unter der Wagerechten abfallen, wenn der Druck des Seitenstromes D kleiner als $\frac{G}{\sin \alpha}$ ist.

Ist D kleiner als G , so kann der Tropfen bei keinem Winkel nach oben getrieben werden, er fällt immer nach unten ab.

Ist der Seitendruck D gleich dem Tropfengewicht G , so fällt der Tropfen stets nach unten, wenn $\alpha < 90^\circ$ ist. Bei $\alpha = 90^\circ$ (d. h. $\sin \alpha = 1$) wird der Tropfen gerade an seinem Platz gehalten.

Ist D größer als G , so tritt die Gefahr, daß der Tropfen nach oben gerissen wird, schon bei kleinen Werten von α ein, und zwar darf für den Fall, daß $D = 1,25 - 1,5 - 2,0$ mal so groß als G ist, der Winkel, den der Dampfstrom gegen den Horizont nach oben bildet, nicht größer sein als:

$$\sin \alpha = \frac{1}{1,25} = \frac{1}{1,5} = \frac{1}{2}$$

$$\alpha = 53^\circ \quad 41^\circ \quad 30^\circ$$

$$D \cdot \sin \alpha = G$$

$$1,25 G \sin \alpha = G$$

$$\sin \alpha = \frac{1}{1,25}$$

In der kleinen Tabelle 49 sind die Geschwindigkeiten von Kohlensäure-, Luft- und Dampfströmen (letztere von 100°) angegeben, bei denen die Gase unter Winkeln von 30° , 45° , 60° nach oben auf eben zu fallen beginnende Tropfen treffend, diese gerade in die Wagerechte ablenken. Sollen also solche Ströme die Tropfen nicht nach oben mitreißen können, so dürfen sie nur eine kleinere als die angeführte Geschwindigkeit haben.

Ein besonderer Fall ist der, wenn der eben von einer Kante fallende Tropfen von einem im Kreise um diese Kante gerichteten Strom getroffen wird.

Tabelle 49.

Geschwindigkeit der Gas- und Dampfströme, die unter Winkeln von $30 - 45 - 60^\circ$ nach oben auf schwebende Tropfen betreffend diese fortführen.

		Durchmesser der Wassertropfen in mm												
		0,1	0,25	0,5	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
		Geschwindigkeit des Gas- und Dampfstroms in m												
Kohlensäure spez. Gewicht $s = 1,529$ $\gamma = 1,873$	$\alpha = 30^\circ$	1,48	2,3	3,36	4,78	6,78	8,42	9,61	10,74	11,8	12,66	13,79	14,45	15,22
	$\alpha = 45^\circ$	1,24	1,98	2,82	4,01	5,69	6,98	8,09	9,00	9,9	10,64	11,48	12,10	12,77
	$\alpha = 60^\circ$	1,12	1,80	2,56	3,64	5,27	6,34	7,33	8,18	9,0	9,67	10,44	11,0	11,61
Luft $s = 1$ $\gamma = 1,293$	$\alpha = 30^\circ$	1,82	2,91	4,15	5,89	8,36	10,26	11,86	13,24	14,50	15,65	16,87	17,8	18,78
	$\alpha = 45^\circ$	1,52	2,43	3,45	4,92	6,99	8,57	9,91	11,06	12,16	13	14,10	15,0	17,44
	$\alpha = 60^\circ$	1,39	2,22	3,16	4,44	6,39	7,83	9,06	10,11	11,12	11,95	12,90	13,62	14,82
Dampf von 100° $s = 0,6233$ $\gamma = 0,6059$	$\alpha = 30^\circ$	2,6	4,12	5,87	8,34	11,84	14,5	16,79	18,75	20,6	21,8	23,89	25,23	26,57
	$\alpha = 45^\circ$	2,18	3,40	4,96	7,04	10,0	12,26	14,1	15,83	17,4	18,7	20,18	21,31	22,45
	$\alpha = 60^\circ$	1,85	1,96	4,21	5,99	8,51	10,43	11,98	13,04	14,8	15,9	17,17	18,1	19,04

Auch hier darf D nicht größer als G sein, wenn der Tropfen nicht nach oben geführt werden soll.

Da die Wege, die die Tropfen in Apparaten zu machen haben, nie sehr weite, ihre Geschwindigkeiten aber meist große sind, so folgt, daß die Zeit, in der sich die Tropfen frei bewegen, meistens eine sehr kurze ist. Daher geschieht es oft, daß, ehe noch der Dampfdruck den Tropfen erheblich ablenken kann, dieser sicher an seinen Bestimmungsort gekommen ist.

Die vorgenannten Fälle kommen bei trockenen Gegenstrom-Verdichtern mit wagerechten oder geneigten Scheidewänden vor, und die eben beendete Betrachtung lehrt, daß die Querschnitte zwischen den Scheidewänden so groß gewählt werden müssen, daß der durch die Geschwindigkeit des Dampfstromes auf die Tropfen ausgeübte Druck nie deren Gewicht übersteigt.

C. Senkrechter Dampfstrom trifft auf schräg abgeschleuderte Tropfen.

Bei den Heckmannschen Schaumscheidern (D. R. P. Nr. 70022) Abb. 34 treten zwei andere Fälle ein. Die Tropfen werden dort nämlich von der Schaumplatte entweder wagerecht oder schräg nach unten abgeschleudert, und der Dampfstrom stößt meist von unten auf jene.

Fliegt der Tropfen wagerecht von der Schaumplatte ab, so zieht ihn sein Gewicht nach unten, und daher fällt er in der Zeit t den Weg:

$$s_t = \frac{g}{2} t^2 \quad (216)$$

Der Druck des Dampfstromes von unten hebt ihn, er steigt also in derselben Zeit t um:

$$s_p = \frac{D}{G} \frac{g}{2} t^2 \quad (217)$$

Der senkrechte Weg ist also:

$$s = s_t - s_p = \frac{g}{2} t^2 - \frac{D}{G} \frac{g}{2} t^2 = \frac{g}{2} t^2 \left(1 - \frac{D}{G} \right) \quad . . (218)$$

Ist $\frac{D}{G} = 1$, so ist $s = 0$, d. h. wenn der Druck nach oben gleich dem Gewicht des Tropfens ist, so geht dieser stets in wagerechter Richtung weiter, ohne Abweichung nach oben oder unten; ist der

Druck D größer als G , so wird der Tropfen von dem Dampfstrom nach oben mitgenommen; ist der Druck geringer, so fällt der Tropfen langsam nach unten.

Bekommt der Tropfen durch die Form der Schaumplatte eine unter dem Winkel α gegen den Horizont nach unten gerichtete Bewegung und die Geschwindigkeit c , während ein Dampfstrom mit dem Druck D senkrecht von unten auf ihn wirkt, so macht der Tropfen durch seine Ursprungsgeschwindigkeit in der Zeit t den Weg s_w nach unten:

$$s_w = c \cdot t \sin \alpha \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (219)$$

Durch die Erdanziehung ist sein Weg nach unten:

$$s_f = \frac{g}{2} t^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (220)$$

Durch den Dampfstrom ist sein Weg nach oben:

$$s_d = \frac{D}{G} \frac{g}{2} t^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (221)$$

Seine Gesamtentfernung von der Wagerechten ist also:

$$s = s_w + s_f - s_d = c \cdot t \sin \alpha + \frac{g}{2} t^2 - \frac{D}{G} \frac{g}{2} t^2 \quad . \quad . \quad (222)$$

$$s = c \cdot t \sin \alpha + \frac{g}{2} t^2 \left(1 - \frac{D}{G} \right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (223)$$

Die Gleichung (223) zeigt, daß die Linie, in der sich der Tropfen nach unten bewegt, eine Parabel ist; es wird aber für die nächste Betrachtung der Einfachheit wegen angenommen, daß sie eine Gerade sei, von der sie in der Tat an der betrachteten Stelle wenig abweicht.

Aus der Gleichung (223) ist ferner zu ersehen, daß, wenn der Druck des Dampfstromes D von unten kleiner als das Gewicht des Tropfens G ist, dieser unterhalb seiner Schleuderrichtung abfällt, und daß er, wenn $D = G$ ist, in der Schleuderrichtung, also im Winkel α unter dem Horizont fortfliegt.

Ist $D > G$, so wird der Tropfen oberhalb der Schleuderrichtung an die Apparaturwand geworfen. Wird vorausgesetzt, daß er unter demselben Winkel, mit dem er an die Wand fiel, auch abprallt, und nun auf seinem Rückwege von dem unteren Dampfstrom in gleichem Maße nach oben gehoben wird wie beim ersten Wege, so darf dieser Rückweg nicht über der Wagerechten liegen, soll nicht der Tropfen nach oben mitgerissen werden.

Der Druck von unten darf also höchstens die Wirkung haben, den Tropfen um den halben Neigungswinkel der Platte (d. h. um $\frac{\alpha}{2}$) zu heben.

Dann ist:

$$s = c \cdot t \cdot \cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot (224)$$

und da:

$$s_a = s_w + s_f - s$$

so folgt:

$$s_a = \frac{D}{G} \frac{g}{2} t^2 = c \cdot t \cdot \sin \alpha + \frac{g}{2} t^2 - c \cdot t \cdot \cos \alpha \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \cdot \cdot \cdot (225)$$

Hieraus folgt das Verhältnis des Dampfdruckes zum Tropfen-gewicht:

$$\frac{D}{G} - 1 = \frac{2 \cdot c}{g \cdot t} \left(\sin \alpha - \cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \right) \cdot \cdot \cdot (226)$$

Die Geschwindigkeit c , mit der die Tropfen von dem Deckel abgeschleudert werden, ist selten geringer als 20 m in 1 Sekunde, meistens aber 30 m und mehr. Die Gefäße, in denen diese Tropfen-scheidung stattfindet, haben wohl kaum je mehr als 3000 mm Drm., die Entfernung von der Wand ist also im Höchstfall 1200 mm, da die Platte in diesem Falle mehr als 600 mm Drm. haben wird. Die vom Tropfen gebrauchte Zeit, um unter diesen Umständen an die Gefäßwand zu gelangen, folgt aus: $t \cdot 20 = 1,2$

$$t = 0,06 \text{ Sekunden.}$$

In dieser Zeit von 0,06 Sekunden kann ein Tropfen 18 mm frei fallen. Hat die Platte eine Neigung von 10° gegen den Horizont, so trifft der in ihrer Richtung gerade abfliegende Tropfen die Wand 224 mm unterhalb des Horizontes. Der Dampfdruck von unten darf also den Tropfen (ehe Gefahr für sein Mitgehen nach oben eintritt) heben: erstens um die 17 mm, die die Erdanziehung ihn hinabzog, und dann etwa um die Hälfte von 224, d. h. um $18 + 112 = 130$ mm, wozu überschläglich etwa der $\frac{130}{18} =$ siebenfache Druck der Erd-anziehung gehört.

Wird in die Gleichung (226) der Reihe nach (wie es die kleine Tabelle 50 zeigt) gesetzt:

$$\text{für } c = 20 - 30 - 50 \text{ m,}$$

$$\text{,, } \alpha = 10^\circ,$$

$$\text{,, } t = 0,06 - 0,03 - 0,01 \text{ Sekunden,}$$

so erfolgt die Angabe, wieviel mal so groß als G der Druck D sein darf, ehe die Gefahr des Mitreißens der Tropfen entsteht, und es wird erkannt, daß unter gewöhnlichen Umständen schon ein kleiner Winkel α dazu genügt, diese Gefahr ganz auszuschließen.

Tabelle 50.

t	$c = 20$	30	50 m
	Wert von $\frac{D}{G}$ bei $\alpha = 10^\circ$		
0,06	7,35	10,52	16,88
0,03	13,70	20,00	32,72
0,01	39,16	48,60	86,28

XIII. Das Emporschleudern der Massen aus verdampfenden Flüssigkeiten.

A. Die Steighöhen der Massen, wenn sie vom Dampfstrom beeinflusst werden.

Wenn Flüssigkeiten lebhaft verdampfen, so werden Tropfen und größere Massen über ihre Oberfläche emporgeworfen, von dem aufsteigenden Dampfstrom unter Umständen mitgerissen und können, auf diese Weise aus dem Gefäß geschleudert, leicht verloren gehen.

Wir wollen untersuchen, bis zu welcher Höhe Teile der Flüssigkeiten beim Sieden emporgehoben werden, und unter welchen Umständen Verluste eintreten können.

Auf die Flüssigkeitsteile wirken drei treibende Einflüsse:

1. die Tropfen, Blasen und Massen werden durch die beim Sieden entstehenden Dampfströme mit gleichbleibender Geschwindigkeit $= c$ aus der Flüssigkeit empor geschleudert,
2. die Erdanziehung zieht sie nach unten und gibt ihnen die Geschwindigkeit: $v_f = g t$,
3. der mit der Geschwindigkeit $= v_d$ aus der Flüssigkeit aufsteigende Dampfstrom übt dann einen nach oben gerichteten Druck auf die Teile, wenn v_d größer als deren aufwärts gerichtete Geschwindigkeit c ist. Auf der Oberfläche der Flüssigkeit herrscht der Geschwindigkeitsunterschied $v_d - c$, auf dem Gipfelpunkt, d. h. da, wo die Massen ihre höchste Stelle erreicht haben, wo ihre Geschwindigkeit $= 0$ ist, ist der Geschwindigkeitsunterschied $v_d - 0 = v_d$.

Ist v_a größer als c , so wirkt der Dampfstrom von unten auf die Tropfen, Blasen und Massen und vergrößert ihre aufsteigende Geschwindigkeit. Ist v_a kleiner als c , so übt der Dampfstrom einen Druck von oben auf sie aus und hemmt ihre aufsteigende Geschwindigkeit.

Der durch die Dampfströmung vermöge dieses Geschwindigkeitsunterschiedes auf die emporgeschleuderte Masse ausgeübte Druck sei ganz unten = P_u , oben an seinem oberen Gipfelpunkt P_o , im Mittel etwa = $\pm \frac{P_u + P_o}{2}$, dann ist die mittlere Beschleunigung, die sie durch diesen veränderlichen Druck empfängt, = $\pm \frac{P_u + P_o}{2G}g$, und folglich die Geschwindigkeit, die ihr durch den Dampfstrom nach der Zeit t erteilt ist, = $\pm \frac{P_u + P_o}{2G}gt$.

Die Gesamtgeschwindigkeit des Emporgeschleuderten würde also sein:

$$v_i = c - gt + \frac{P_u + P_o}{2G}gt \quad . \quad . \quad . \quad (227)$$

und für den Gipfelpunkt, an dem die Gesamtgeschwindigkeit $v_i = 0$ ist, folgt:

$$c + \frac{P_u + P_o}{2G}gt = gt \quad . \quad . \quad . \quad (228)$$

und daraus die Zeit für die Erreichung des Gipfelpunktes:

$$t = \frac{c}{g \left(1 - \frac{P_u + P_o}{2G} \right)} \quad . \quad . \quad . \quad (229)$$

Der Weg, den der Tropfen in der Zeit t gemacht hat, d. h. die Höhe, bis zu der er in der Zeit t gestiegen ist:

$$h_s = ct - \frac{g}{2}t^2 + \frac{P_u + P_o}{2G} \frac{g}{2}t^2 \quad . \quad . \quad . \quad (230)$$

oder:

$$h_s = \frac{t}{2} \left(2c - gt + \frac{P_u - P_o}{2G}gt \right) \quad . \quad . \quad . \quad (231)$$

Wird der Wert von v_i aus der Gleichung (227) eingesetzt, so ist:

$$h_s = \frac{t}{2}(c + v_i) \quad . \quad . \quad . \quad (232)$$

Wenn $v_t = 0$ wird (am Gipfelpunkt), ist:

$$h_s = \frac{t}{2} c \dots \dots \dots (233)$$

und den Wert von t aus Gleichung (229) eingesetzt:

$$h_s = \frac{c^2}{g 2 \left(1 - \frac{P_u + P_o}{2 G} \right)} \dots \dots \dots (234)$$

Aus dieser Gleichung kann die Steighöhe der aus siedenden Flüssigkeiten geschleuderten Massen, Tropfen und Blasen für alle Fälle bestimmt werden, wenn c und P_u und P_o bekannt sind. Diese Größen sind nun zu finden.

Die Gleichung (234) lehrt, daß der Dampfstrom Tropfen aus spezifisch leichten Flüssigkeiten hoch, aus spezifisch schweren dagegen weniger hoch mitnimmt.

B. Die Springhöhen der emporgeschleuderten Massen, wenn sie nicht vom Dampfstrom beeinflußt werden.

Es sollen nun zunächst die Geschwindigkeit c und die Springhöhe h_s festgestellt werden, mit der und auf welche Höhe größere Teile der verdampfenden Flüssigkeiten (nicht Tropfen) über ihre Oberfläche emporgeschleudert werden, indem bei diesen Massen die Einwirkung der aufsteigenden Dampfströme vernachlässigt werden kann.

1. Bei Dampf-Heizkörpern mit senkrechten Heizrohren, in denen sich die Flüssigkeit befindet, unter atmosphärischem Druck.

Reicht hierbei die Flüssigkeit nur bis an die obere Kante der Rohre, ohne auch den oberen Rohrboden zu bedecken, so bilden sich bei geringer Heizung einzelne Dampfblasen, die im Rohr empor, dann über die Oberfläche steigen und platzen. Wächst die Dampfentwicklung, so wird aus den Dampfblasen ein Dampfstrom, der das Rohr oben ununterbrochen verläßt.

Die Geschwindigkeit des ausströmenden Dampfes wird bedingt durch sein Volumen und den Querschnitt des Heizrohres. Das Dampf-volumen ist aber abhängig von der Größe der Heizfläche (d. h. in diesem Fall von der Länge und dem Durchmesser der Rohre), von der Verdampfungsleistung des Quadratmeters und der Dampfspannung. Alle diese Faktoren können sehr verschieden sein.

Nun geht aber der Dampf auch nicht allein aus dem Rohr, sondern mit ihm geht eine erhebliche Menge von Flüssigkeit; denn

wenn der im Rohr entwickelte Dampf die Flüssigkeit aus diesem schleudert, so tritt von unten immer neue Flüssigkeit ein, aus der sich wieder Dampf bildet, der die neue Flüssigkeit wieder mit sich emporreißt.

Die Geschwindigkeit, mit der die neue Flüssigkeit unten in die Rohre tritt, wird bedingt durch die Flüssigkeitsdruckhöhe außerhalb des Rohres, durch den inneren Gegendruck des Dampfes, der meist gering ist, und durch das spezifische Gewicht der Flüssigkeit. Je größer die Druckhöhe und die Flüssigkeitsdichte und je geringer die Spannung im Rohr, desto größer ist die Geschwindigkeit des Flüssigkeitseintritts unten.

Die Flüssigkeitsdruckhöhe ist gleich ihrer Standhöhe um das Rohr, abzüglich der Flüssigkeitshöhe im Rohr. Die Geschwindigkeit des Flüssigkeitseintritts unten und damit die Menge der in das Rohr geführten Flüssigkeit ist am größten, wenn das Rohr in seiner ganzen Länge nur Dampf enthält. Dieser äußerste Fall ist aber wohl nicht der regelmäßige. Die durch scharfe Kanten und die zylindrische Form des Rohres verursachte Kontraktion bewirkt, daß die theoretische Eintrittsgeschwindigkeit in Wirklichkeit nicht ganz erreicht wird; wir nehmen daher, ähnlich wie bei springenden Wasserstrahlen, an, daß die größte Eintrittsgeschwindigkeit der Flüssigkeit unten sei:

$$v_{\varepsilon} = 0,8\sqrt{2gl} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (235)$$

worin l die Rohrlänge in Metern bedeutet.

Die Flüssigkeitsmenge V_f in Litern, die in 1 Sekunde unten in das Rohr tritt, ist dann:

$$\begin{aligned} V_f &= v_{\varepsilon} \frac{d^2 \pi}{4} 10 \\ &= 0,8\sqrt{2gl} \frac{d^2 \pi}{4} 10 \\ &= 2d^2 \pi \sqrt{2gl} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (236) \end{aligned}$$

wenn d den Rohrdurchmesser in Dezimetern bezeichnet.

Das Dampfvolumen in Litern, das in 1 Sekunde im Rohr gebildet wird, das also oben aus diesem treten muß, ist:

$$\begin{aligned} V_d &= \frac{d \cdot \pi \cdot l \cdot w \cdot 1000}{10 \cdot 3600 \cdot \gamma_d} \\ &= \frac{d \cdot \pi \cdot l \cdot w}{36 \gamma_d} \text{ in Litern} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (237) \end{aligned}$$

worin w die Verdampfungsleistung des Quadratmeters in 1 Stunde in kg angibt.

Das Gesamtvolumen in Litern, welches das Rohr in 1 Sekunde verlassen muß, ist also:

$$V_g = V_f + V_a = 2 \cdot d^2 \pi \sqrt{2gl} + \frac{d \cdot \pi \cdot l \cdot w}{36 \gamma_a} \quad (238)$$

Die Geschwindigkeit in Metern, mit der dieses Volumen aus dem Rohr tritt, ist:

$$c = \frac{2\pi \cdot d^2 \sqrt{2gl} + \frac{d \cdot \pi \cdot l \cdot w}{36 \gamma_a}}{\frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot 10} = 0,8 \sqrt{2gl} + \frac{l w}{90 \gamma_a \cdot d} \quad (239)$$

und die Höhe in Metern, bis zu der die Flüssigkeit bei dieser Anfangsgeschwindigkeit, wenn keine anderen Kräfte auf sie wirken, emporgeschleudert wird, ist theoretisch:

$$h_s = \frac{c^2}{2g} \quad (240)$$

In den Tabellen 51a und 51b sind nun angegeben:

a) die Dampfvolumina V_a in Litern, die in Rohren von 30, 50, 80, 100 mm lichter Weite und 1 m Länge in 1 Sekunde erzeugt werden, wenn von 1 qm Heizfläche des Rohres 10, 20, 30, 50 Liter Wasser in 1 Stunde verdampft werden, und zwar bei atmosphärischem Druck und bei Vakuen von 234, 405, 611, 705 mm;

b) die Flüssigkeitsmenge V_f in Litern, die unten in leere Rohre von 30, 50, 80, 100 mm Dm. in 1 Sekunde eintritt, wenn der äußere Flüssigkeitsdruck 0,333 — 0,5 — 0,667 — 1 — 1,5 — 2 — 3 m beträgt.

Mit diesen Unterlagen ausgerüstet, können ausgerechnet werden die Geschwindigkeiten c , mit denen Dampf und Flüssigkeiten aus den Rohren herausspringen, und die theoretische Steighöhe h_s , der Flüssigkeiten ohne Berücksichtigung der Einwirkung des Dampfstromes.

Hierbei ist noch folgendes zu bemerken. Wenn die aus dem Rohr emporsteigenden Dämpfe und Flüssigkeiten, ehe sie an die Oberfläche kommen, erst eine mehr oder weniger hohe Flüssigkeitsschicht durchdringen müssen, so haben sie innerhalb der Flüssigkeitsschicht einen Widerstand zu überwinden, die Dampfblasen breiten sich dadurch nach den Seiten aus, und ihre Bewegung verlangsamt sich entsprechend.

Bei Heizkörpern mit lothrechten Rohren, die im allgemeinen recht nahe aneinander stehen, ist die Ausbreitung des Dampfes, sobald als er aus den Rohren tritt, gewiß so groß, daß alle einzelnen aus den Rohren kommenden Ströme sich zu einem vereinigen, dessen Querschnitt gleich ist dem ganzen Querschnitt über den Rohren.

Tabelle 51a, b.

- a) Liter Dampf, die in 1 Sekunde oben aus vertikalen Heizrohren von 30—50—80—100 mm i. Drm. und 1 m Länge treten.
 b) Liter Flüssigkeit, die in 1 Sekunde unten in diese Heizrohre treten.

Tabelle 51a.

Rohr- länge 1	Ver- dampfung: Liter Wasser i. 1 St. v. 1 qm	Vakuum	Liter Dampf, die in 1 Sek. oben aus dem Rohr strömen			
			Rohrweite			
			30	50	80	100
			Heizfläche des Rohres qm			
			0,094	0,157	0,251	0,314
m	w	mm	Liter Dampf V_a pro 1 Sek.			
1	10	0	0,413	0,75	1,2	1,5
	20	0	0,826	1,5	2,4	3
	30	0	1,239	2,24	3,6	4,49
	50	0	2,15	3,74	6	7,48
1	10	234	0,61	1,02	1,63	2,04
	20	234	1,22	2,08	3,25	4,07
	30	234	1,88	3,05	4,88	6,1
	50	234	3,05	5,09	8,14	10,18
1	10	405	0,883	1,472	2,36	2,95
	20	405	1,766	2,944	4,72	5,9
	30	405	2,649	4,416	7,08	8,85
	50	405	4,418	7,359	11,79	14,756
1	10	611	1,992	3,333	5,32	6,652
	20	611	3,98	6,66	10,64	13,31
	30	611	5,98	9,99	15,96	19,96
	50	611	9,96	16,64	26,61	33,28
1	10	705	5,09	8,51	12,8	17,02
	20	705	10,2	17,03	25,6	34,04
	30	705	15,3	24,53	38,4	51,06
	50	705	25,47	42,54	64,02	85,09

Ist das Heizrohr 1,5—2—3 m lang, so strömen 1,5—2—3 mal soviel Liter aus dem Rohr.

Tabelle 51b.

Rohrlänge l	Liter Flüssigkeit, die unten in das Rohr in 1 Sek. eintreten, wenn die Eintrittsgeschwindigkeit ist: $v_e = 0,8 \sqrt{2gl}$			
	Rohrweite mm			
	30	50	80	100
	Rohrquerschnitt qdcm			
	0,0706	0,196	0,502	0,785
m	Liter Flüssigkeit V_f pro 1 Sek.			
0,333	1,41	4	10	15,7
0,50	1,78	5	12,6	18,78
0,667	2,03	5,6	14,4	22,6
1	2,51	6,97	17,87	27,94
1,5	3,08	8,51	21,94	34,22
2	3,58	9,87	25,3	39,56
3	4,49	12,07	30,92	48,35

Die Rohre stehen bei verschiedenen Apparaten verschieden weit voneinander. Die Entfernung von Rohrmitte zur Rohrmitte mag etwa betragen:

bei 30—50—80—100 mm lichter Weite des Rohres
45—65—95—115 mm

und hieraus ergibt sich, daß der Querschnitt der Rohre sich verhält zu den über ihnen befindlichen freien Querschnitten wie:

$$1 : 2,479 : 1,877 : 1,573 : 1,508 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (241)$$

Nehmen wir an, daß dies Verhältnis im Mittel = 1 : 1,746 sei, so wird die Geschwindigkeit des Dampfstromes über dem Rohrboden $\frac{c}{1,746}$ und die theoretische Springhöhe ohne Berücksichtigung der Einwirkung von Dampfströmen:

$$h_s = \frac{c^2}{1,746^2 \cdot 2 \cdot g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (242)$$

Eine gewisse Saffhöhe im Rohr wird den hydrostatischen Druck und deshalb die Eintrittsgeschwindigkeit und Menge des Saftes vermindern. Die innere Saffhöhe kann natürlich veränderlich sein, und sie ist um so größer, je langsamer die Verdampfung stattfindet.

Ferner ist die Dicke der Flüssigkeit und auch die Höhe des Saftstandes über den Rohrplatten von Einfluß, beides Umstände, die mangels jeglicher Versuchszahlen kaum in die Rechnung eingeführt werden können.

Die Flüssigkeitsmenge über der Rohrplatte, die sich durch Zuströmen von den Seiten stets erneuert, muß gleichfalls auf die Geschwindigkeit einwirken. Sie vermehrt das Volumen und das Gewicht der springenden Masse; aber sie vermindert die Springhöhe durch Verteilung von lebendiger Kraft.

Es ist auch daran zu denken, daß die Dämpfe, wenn sie aus dem etwas eingepreßten Zustande in und über dem Rohre frei werden, sich ausdehnen und die Flüssigkeit durch Expansion noch mehr emporschleudern werden.

Eine Verminderung der Springhöhen der Flüssigkeit wird auch durch die Reibung bedingt werden, der die Massen unterliegen.

Wenn die nach den eben gegebenen Andeutungen berechneten theoretischen Springhöhen nun auch der Wirklichkeit nicht ganz entsprechen werden, so verdeutlichen sie doch recht gut, welche Umstände und wie diese die Höhen beeinflussen.

In den früheren Auflagen dieses Buches waren Tabellen enthalten, die die nach den mitgeteilten Gleichungen errechneten Geschwindigkeiten und Springhöhen der aus Verdampfapparatrohren geschleuderten Massen enthielten.

Es zeigt sich, daß die Springhöhe verdampfender Flüssigkeiten steigt mit abnehmendem Durchmesser und mit wachsender Länge der Rohre, mit der Druckhöhe der Flüssigkeit, der Verdampfungsleistung der Rohre für den Quadratmeter Heizfläche und der abnehmenden absoluten Spannung über ihnen.

2. Bei Verdampf-Apparaten, die nicht mit lotrechten Rohren, sondern mit flachen Böden, Doppelböden, Heizschlangen, wagerechten Heizröhren oder für offenes Feuer eingerichtet sind.

Bei Apparaten dieser Bauart ist allemal der für den Abgang der Dämpfe benutzbare Querschnitt im Verhältnis zur Heizfläche sehr viel größer als bei senkrechten Heizrohren. Während bei lotrechten Heizrohren auf 1 qm Heizfläche 1,5 — 3 qdm Querschnitt des Dampfraumes (im Durchschnitt = 2 — 2,2 qdm) kommen, erhalten Apparate dieser Bauart auf 1 qm Heizfläche 5, 7, 10, ja 20 qdm Querschnitt des Dampfraumes.

Deshalb ist zwar die Geschwindigkeit des Dampfabganges bei den letzteren Apparaten immer viel kleiner als bei den ersteren, dennoch wird stets die Flüssigkeit durch den Dampf emporgeworfen. Da nun allemal am Eingang des Dampfes in die Doppelböden oder in die Heizschlangen und Rohre, auch da, wo direktes Feuer die Wände trifft, eine sehr viel lebhaftere Wärmeaufnahme und reichlichere Dampfentwicklung stattfindet, so wird auch in der Nähe des Dampfeintritts allemal die Masse am meisten emporgeschleudert. Hierdurch entsteht eine Strömung der Flüssigkeit von den erwärmeren Plätzen nach den weniger erwärmten und umgekehrt, und diese erwünschte Geschwindigkeit kann recht groß sein. Alle zu den Stellen der starken Dampfentwicklung strömende Flüssigkeit muß mit dem Dampf den Weg nach oben machen und sie vermehrt daher das aufsteigende Volumen. Eine Angabe darüber zu machen, wieviel Flüssigkeit vom Dampf mitgerissen wird, ist kaum möglich; es kann bisweilen gewiß das Mehrfache des Dampfolumens sein.

Die Verdampfungsleistung der Heizfläche an der Eintrittsstelle übertrifft die mittlere Leistung erheblich, so daß in Vakuum-Verdampfapparaten mit Doppelböden und Heizschlangen die Flüssigkeit an den Dampfeintrittsstellen oft so hoch emporgeschleudert wird wie bei Heizkörpern mit senkrechten Rohren.

C. Der Einfluß des Dampfstroms auf emporgeschleuderte Tropfen¹⁾.

Bei der Bestimmung der Springhöhen der größeren Flüssigkeitsmassen haben wir die Einwirkung der aufsteigenden Dampfströme vernachlässigt, weil diese nur sehr gering sein konnte. Anders ist es bei den einzelnen Tropfen. Kleine Tropfen können sehr erheblich durch Dampfströme beeinflußt werden.

Die Geschwindigkeit c , mit der die Tropfen aus der verdampfenden Flüssigkeit emporpringen, nehmen wir an, sei gleich derjenigen der großen Massen, obgleich die Explosion platzender Blasen im Verein mit der Wirkung der sogenannten Flüssigkeitshaut zweifellos in einzelnen Fällen größere Anfangsgeschwindigkeit erzeugen kann.

Die emporgerichtete Anfangsgeschwindigkeit des aus der Masse geworfenen Tropfens kann nie kleiner als die des im Dampfraume aufsteigenden Dampfstromes sein, sie wird jene aber immer etwas, bisweilen erheblich übersteigen.

¹⁾ Siehe über Schaum: Berthold Block: Zentralblatt für Zuckerindustrie. 1914. Nr. 39, S. 1471.

Zylindrische Gefäße, in denen die Flüssigkeit durch offenes Feuer, Doppelböden, Schlangen und wagerechte Rohre geheizt wird, gewähren in allen Fällen dem abgehenden Dampfstrom und den aufsteigenden Blasen einen so großen Querschnitt, daß deren Bewegungen immer langsam und nicht sehr voneinander verschieden sein werden.

Das Verhältnis des Querschnitts zur Heizfläche schwankt hier zwischen 1:1 bis 1:20.

Aber bei Heizkörpern mit senkrechten Rohren, bei denen das Verhältnis des Querschnitts für den abgehenden Dampf zur Heizfläche viel kleiner ist, nämlich 1:50 bis 1:100, sind die Anfangsgeschwindigkeiten der aufsteigenden Flüssigkeiten recht groß und bisweilen größer als die der Dampfströme. Im Höchstfall etwa doppelt so groß.

Diese sehr großen Anfangsgeschwindigkeiten werden wohl nur in seltenen Fällen erzeugt, dann aber sind sie wohl zu beachten. Meistens aber wird diese aufwärts gerichtete Geschwindigkeit c auch bei Apparaten mit senkrechten Rohren 4—6 m in der Sekunde nicht überschreiten; die des Dampfes ist in solchen Fällen etwa 4—8 m. Auch bei Apparaten mit Schlangen, Doppelböden usw. sind die Geschwindigkeiten der Tropfen und Dämpfe einander ziemlich gleich.

Aus diesem Grunde und weil, wenn die Geschwindigkeit c und v_d verschieden sind, dies stets kleinere Steighöhe der Tropfen bewirkt, wollen wir den Druck P_o , der dem Aufstieg der Tropfen entgegenwirkt, vernachlässigend (denn wir wollen ja nur die höchst mögliche Steighöhe bestimmen), annehmen, daß kein solcher Druck vorhanden sei, und die Gleichung (234) schreiben:

$$h_s = \frac{c^2}{2g \left(1 - \frac{P_o}{2G}\right)} \dots \dots \dots (243)$$

Sie lehrt, daß, wenn die Geschwindigkeit des Dampfstromes im Apparat so groß ist, daß sie auf den ruhenden Tropfen einen Druck P_o gleich dem doppelten Tropfengewicht G ausüben würde ($P_o = 2G$), der Tropfen (weil der Nenner = 0 wird) vom Dampfstrom mitgerissen, verloren gehen muß.

Ist der Dampfdruck P_o auf den Tropfen = G , d. h. gleich seinem Gewicht, so wird die Gleichung (243)

$$h_s = \frac{2 \cdot c^2}{2 \cdot g}$$

Der Tropfen steigt dann doppelt so hoch, als er im luftleeren Raum ohne den Dampfstrom steigen würde.

Ist $P_0 = \frac{1}{2} G$, so ist die Steighöhe $\frac{4}{3}$ der theoretischen:

$$h_s = \frac{c^2}{2g \left(1 - \frac{G}{4G}\right)} = \frac{c^2}{2g} \cdot \frac{4}{3} \quad \dots \quad (244)$$

Ist $P_0 = \frac{1}{4} G$, so ist die Höhe $\frac{7}{8}$ der theoretischen.

Diese Überlegung zeigt, daß die Dampfströme in allen Fällen die Steighöhe auch großer Tropfen etwas vergrößern, daß aber ganz kleine volle Tropfen in Vakuumapparaten schon bei Dampfgeschwindigkeiten von 5 bis 6 m oft ganz aus den Apparaten entführt werden müssen, um so mehr, wenn man daran denkt, daß jedes oben geschlossene Gefäß ein Abgangsrohr vom oberen Boden besitzt, dessen Querschnitt kleiner als der des Apparates ist, und in dem daher eine größere Dampfgeschwindigkeit als im Dampfraum des Apparates herrscht. Indem die Ströme dahin zusammenlaufen, nehmen sie auch schon im Apparat allmählich eine größere Geschwindigkeit an.

Je geringer die Dampfspannung ist, um so größer muß die Dampfgeschwindigkeit sein, wenn in gleichen Zeiten durch gleich weite Röhre das gleiche Dampfgewicht fließen soll.

Wenn bei atmosphärischem Druck durch ein bestimmtes Rohr in der Zeiteinheit ein gewisses Dampfgewicht mit 1 m Geschwindigkeit strömt, so muß die Dampfgeschwindigkeit, um das gleiche Gewicht in gleicher Zeit durch das gleiche Rohr zu fördern,

bei 234	405	611	705 mm Vakuum
1,415	2	4,62	11,84 m betragen.

Hieraus kann erkannt werden, daß die Dampfströme in Vakuum-Verdampfapparaten kleine Tropfen um so leichter mit sich reißen, je geringer in ihnen der Druck, je weiter in ihnen die Luftverdünnung getrieben ist.

Die gar so verschiedenen Apparatbauarten, Leistungen, Querschnitte und Flüssigkeiten gestatten keine einheitlichen Angaben über die absoluten Steighöhen der Flüssigkeit und Tropfen, aber an Hand der vorstehenden Betrachtungen kann man sie wohl für jeden einzelnen Fall angenähert vorhersagen. Sicher ist es, daß in fast allen Fällen die kleinen Tropfen der dringenden Gefahr unterliegen, vom Dampfstrom entführt zu werden, und da sie doch meist

Tabelle 52.

Durchmesser der Zentralrohre und GefäÙe — der Schaumscheider

Wasser- ver- dampfung in 1 Std. Kilo	V a k u u m							
	0		126,2		193,7		234	
	Durchmesser der Zentralrohre <i>R</i> und der GefäÙmäntel <i>M</i>							
	<i>R</i>	<i>M</i>	<i>R</i>	<i>M</i>	<i>R</i>	<i>M</i>	<i>R</i>	<i>M</i>
50	50	220	50	225	70	225	70	230
100	70	230	70	230	80	235	80	240
150	80	250	80	263	90	265	90	270
200	90	275	90	290	100	300	100	310
250	100	305	100	320	100	320	100	325
300	100	330	125	350	125	355	125	359
350	120	355	125	368	125	370	125	370
400	125	370	125	385	150	400	150	407
500	125	400	150	428	150	435	150	440
600	150	440	150	458	150	470	175	480
700	150	465	150	480	175	495	175	507
800	150	488	175	519	175	525	175	530
900	175	525	175	545	175	555	200	565
1000	175	540	200	580	200	585	200	590
1500	200	640	200	675	225	690	225	705
2000	225	730	225	777	250	795	250	810
2500	250	825	250	790	275	840	275	890
3000	275	895	275	940	300	955	300	970
3500	275	955	300	1010	300	1040	325	1070
4000	300	1015	325	1100	325	1115	350	1130
4500	325	1100	325	1155	350	1175	350	1190
5000	325	1165	350	1220	350	1235	375	1250
5500	350	1215	350	1270	350	1285	375	1300
6000	350	1245	375	1330	400	1350	400	1365
6500	350	1290	375	1370	400	1390	400	1410
7000	375	1340	400	1420	425	1440	425	1460
7500	375	1380	400	1460	425	1485	425	1510
8000	400	1430	425	1520	450	1535	450	1560

wertvolle Flüssigkeit darstellen, bemüht man sich, sie auf künstliche Weise wieder einzufangen.

D. Der Einfluß des Dampfstromes auf emporgeschleuderte Flüssigkeits-Blasen (hohle Tropfen) und Mittel, ihrem Verlust vorzubugen.

Bis jetzt wurde immer angenommen, daß volle, mehr oder weniger große volle Flüssigkeitstropfen emporgeschleudert werden;

Tabelle 52.

D.-R.-P. 70022, Abb. 34 (Seite 257).

Wasser- ver- dampfung in 1 St. Kilo	V a k u u m							
	375,6		471		564		610	
	Durchmesser der Zentralrohre R und der Gefäßmäntel M							
	R	M	R	M	R	M	R	M
50	80	235	90	240	100	245	100	250
100	90	260	100	265	125	300	125	310
150	100	295	100	300	125	330	150	370
200	125	335	125	340	150	375	175	405
250	125	360	150	385	150	385	175	440
300	125	380	150	405	175	442	200	480
350	150	420	150	415	200	480	200	506
400	150	435	175	435	200	500	225	545
500	175	485	175	495	225	555	225	590
600	175	510	200	540	225	588	250	645
700	200	555	225	575	250	640	275	787
800	200	585	225	610	250	675	300	730
900	225	627	250	665	275	718	300	765
1000	225	650	250	695	300	750	375	860
1500	250	780	300	820	350	920	375	980
2000	300	890	325	969	375	966	400	1120
2500	325	1010	350	1045	400	1140	450	1245
3000	350	1090	375	1140	425	1240	500	1355
3500	350	1160	400	1160	450	1330	525	1445
4000	375	1240	425	1215	500	1420	550	1550
4500	400	1320	450	1275	525	1500	575	1620
5000	400	1380	475	1460	550	1575	600	1710
5500	425	1440	500	1510	550	1640	625	1790
6000	450	1505	500	1570	575	1705	650	1865
6500	450	1555	500	1620	600	1780	650	1930
7000	475	1600	525	1690	600	1830	675	2000
7500	500	1655	550	1740	650	1905	700	2065
8000	500	1750	550	1795	650	1960	700	2130

aber dies ist nicht allein der Fall. Es kommt unter gewissen Umständen bei jeder Flüssigkeit und bei manchen Flüssigkeiten als Regel vor, daß hohle Tropfen (Dampfblasen, Flüssigkeitsblasen) emporsteigen, die in jeder Größe und in großen Mengen auftreten. Diese Bläschen werden aus der Flüssigkeit mit der gleichen Geschwindigkeit c wie die vollen Tropfen nach oben geworfen, aber der Strom des aufsteigenden Dampfes wirkt auf sie stärker ein, da

Tabelle 52.

Wasser- ver- dampfung in 1 Std. Kilo	V a k u u m					
	642,5		668		705	
	Durchmesser der Zentralrohre <i>R</i> und der Gefäßmäntel <i>M</i>					
	<i>R</i>	<i>M</i>	<i>R</i>	<i>M</i>	<i>R</i>	<i>M</i>
50	100	273	125	290	145	325
100	125	315	150	345	175	390
150	150	373	175	405	200	450
200	175	440	200	455	225	510
250	200	468	225	508	250	575
300	225	508	225	530	275	605
350	225	532	250	588	300	650
400	225	558	250	605	325	725
500	250	630	275	645	350	790
600	250	660	300	710	375	850
700	250	697	325	790	400	910
800	300	757	350	845	425	965
900	325	830	375	885	450	1015
1000	350	880	400	940	450	1050
1500	400	1036	450	1105	500	1250
2000	450	1160	500	1255	600	1440
2500	500	1310	550	1390	650	1590
3000	550	1430	600	1510	700	1730
3500	575	1520	625	1615	750	1855
4000	600	1620	650	1720	800	1975
4500	625	1705	700	1820	850	2095
5000	650	1800	700	1870	850	2180
5500	675	1875	750	1960	900	2290
6000	700	1960	750	2060	900	2370
6500	700	2020	800	2150	—	—
7000	725	2090	800	2220	—	—
7500	750	2155	850	2300	—	—
8000	750	2222	850	2370	—	—

sie ihm bei gleichem Querschnitt eine gleiche Angriffsfläche wie die vollen bieten, durch ihr geringeres Gewicht aber eines geringeren Druckes zur Fortbewegung bedürfen. Mit der gleichen Geschwindigkeit wie volle Tropfen in einen gleich gerichteten, langsamer fließenden Dampfstrom geschleudert, werden die hohlen Tropfen (Blasen) von diesem mehr zurückgehalten als die vollen, daher weniger hoch steigen wie diese. Aber in einen gleich gerichteten, schneller als sie selbst aufsteigenden Dampfstrom geworfen, werden die Bläs-

chen von diesem erheblich weiter mitgerissen als volle Tropfen, ja sehr leicht aus dem Apparat entfernt und verloren.

Diese Dampfblasen bilden mit den ganz kleinen vollen Flüssigkeitstropfen die wahre Quelle der Verluste beim Verdampfen von Flüssigkeiten.

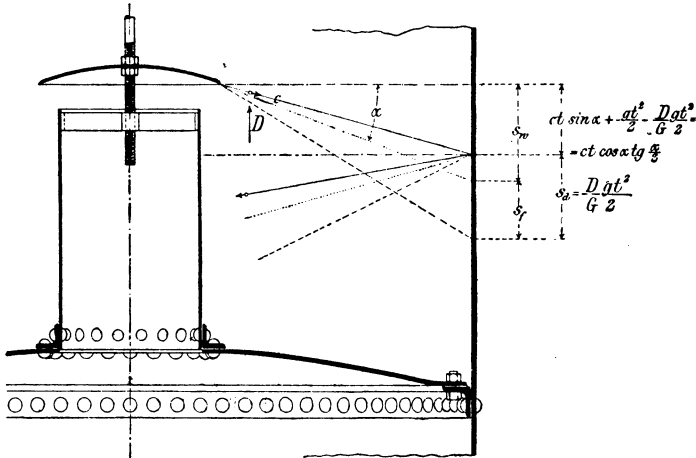


Abb. 34.

Um die Höhen zu bestimmen, bis zu denen diese Blasen emporsteigen, kann die Gleichung (234) dienen,

$$h_s = \frac{c^2}{2g \left(1 - \frac{P_o + P_n}{2g}\right)}$$

wenn statt des Gewichts der vollen Tropfen G das der Blasen eingeführt wird, das $1/2$, $1/4$ usw. von jenem sein kann.

Man ersieht aus dieser Gleichung, wie sehr mit abnehmendem Tropfengewicht G die Steighöhe h_s wachsen muß.

Auch erkennt man, daß hochgebaute Apparate zwar immerhin einen gewissen Schutz gegen Verluste an Tropfen und selbst Blasen bieten, daß dieser Schutz aber für kleinere volle und leichtere hohle Tropfen bei weitem nicht ausreicht, und daß andere Mittel angewendet werden müssen, um diese zurückzuhalten.

Nun können solche beim Verdampfen gebildete Dunst- und Schaumblasen dadurch geschützt werden, daß man sie zum Platzen bringt, daß aus ihnen volle Tropfen gebildet werden, gegen die der

Dampfstrom machtloser ist. Gibt man dann den aus geplatzen Schaumblasen entstandenen vollen Tropfen eine von der des Dampfstromes abweichende, seitlich nach unten gerichtete Bewegung nach einem geschützten Raum, so können sie fast alle aufgefangen und gerettet werden. Die unter Nr. 70 022 der Firma Friedrich Heckmann-Berlin patentierte Schaumscheidevorrichtung ist diesen Vorgängen entsprechend konstruiert und wirkt daher sehr vollkommen. Siehe Abb. 34.

Damit die Dampfbläschen sich in volle Tropfen verwandeln, ist es notwendig, sie zerplatzen zu lassen. Dies wird bei der genannten Bauart dadurch erzielt, daß der den Apparat mit der darin herrschenden Spannung verlassende Dampf in einen Raum geführt wird, in dem eine etwas geringere Spannung herrscht. Der auf diese Weise im Innern der Blase erzeugte Überdruck macht diese zerspringen.

Der kleine für das Zersprengen der Blase erforderliche Druckunterschied ist für jede Flüssigkeit, für jeden Grad der Dichtigkeit und für jede Temperatur ein anderer und kann nicht vorher für jeden Fall genau bestimmt werden. Daher ist es erforderlich, diese Schaumscheidevorrichtung so einzurichten, daß der in jedem Falle erforderliche Druckunterschied im Betrieb wirklich hergestellt und bei eintretenden Betriebsveränderungen auch verändert werden kann.

Diese Veränderbarkeit der Schaumscheidevorrichtung nach dem Patent Nr. 70 022 ist praktisch ihre unentbehrliche Eigenschaft. Ohne diese haben ähnliche Einrichtungen keinen Wert.

In der Tabelle 52 sind die Durchmesser der Zentralrohre R und der Mäntel M für diese Schaumscheider angegeben.

Die Zentralrohre sollen dem strömenden Dampf möglichst wenig Widerstand bieten; ihre Durchmesser sind also mit Hilfe der später folgenden Tabelle 56 und unter Zugrundelegung der dort angegebenen Dampfgeschwindigkeiten bestimmt, weil diese Geschwindigkeiten so gering sind, daß sie selbst bei längeren Rohren sehr geringe Widerstände erzeugen.

Die Neigung der Prellscheiben ist mit 10° gegen den Horizont angenommen und ferner, daß die zurückzuhaltenden Tropfen 0,1 mm oder mehr Durchmesser haben. Der Querschnitt des ringförmigen Raumes zwischen Prellscheibe und Gefäßwand ist so bestimmt, daß bei der größten zu erwartenden Luftleere eine Dampfgeschwindigkeit eintritt, die auf Tropfen von 0,1 mm Durchmesser höchstens den Druck ihres doppelten Gewichtes ausübt. Nach der kleinen Ta-

belle 50 ist hierdurch schon eine zehnfache Sicherheit geboten, derart, daß der Apparat auch noch erheblich kleinere Tropfen zurückhält. Durch Vergrößerung des Neigungswinkels der Prellscheibe und des Gefäßdurchmessers wird die Sicherheit gegen Tropfenverluste vermehrt.

E. Die veränderliche Größe der Dampfblasen in siedenden Flüssigkeiten.

Das Wallen siedender Flüssigkeiten wird dadurch sehr begünstigt, daß die in ihren tieferen Schichten gebildeten Dampfblasen, nach oben steigend, ihr Volumen vergrößern.

Tabelle 53.

Volumenvergrößerungen einer Dampfblase von 1 ccm Inhalt, die in Flüssigkeiten, deren spez. Gewicht 1,0—1,1—1,3 ist, in Tiefen von 250 - 2000 mm unter der Oberfläche gebildet wird und dann aufsteigt, während über der Flüssigkeit ein Vakuum von 0 - 720 mm herrscht.

Eine Dampfblase von 1 ccm Volumen sei entstanden in einer Tiefe unter der Ober- fläche von mm	Über der Flüssigkeit herrscht ein Vakuum von					
	0 mm	150 mm	250 mm	500 mm	650 mm	720 mm
	Das spez. Gewicht der Flüssigkeit sei:					
	1	1,1	1,3	1	1,1	1,3
	so hat die Blase, die an der Erzeugungsstelle 1 ccm Volumen hatte, an die Oberfläche gelangt, das untenstehende Volumen in ccm					
250	1,03 1,13 1,33	1,03 1,13 1,34	1,04 1,14 1,35	1,08 1,18 1,4	1,18 1,29 1,53	1,5 1,65 1,95
500	1,05 1,16 1,36	1,06 1,17 1,37	1,07 1,17 1,39	1,15 1,26 1,49	1,34 1,47 1,74	1,95 2,14 2,54
750	1,08 1,18 1,40	1,10 1,20 1,42	1,11 1,22 1,44	1,23 1,35 1,6	1,53 1,68 1,99	2,45 2,69 3,19
1000	1,1 1,21 1,43	1,13 1,24 1,46	1,15 1,36 1,49	1,3 1,43 1,69	1,7 1,87 2,21	2,92 3,21 3,79
1500	1,15 1,27 1,50	1,19 1,3 1,55	1,25 1,37 1,62	1,44 1,58 1,87	2,05 2,25 2,66	3,88 4,26 5,04
2000	1,2 1,32 1,56	1,25 1,37 1,56	1,3 1,43 1,69	1,61 1,77 2,09	2,2 2,22 2,86	4,85 5,33 6,31

Das Volumen eines in der Tiefe einer Flüssigkeit erzeugten kleinen Dampfgewichtes hängt von dem Druck ab, der auf ihm lastet. Dieser Druck setzt sich zusammen aus dem der Flüssigkeit und dem des Dampfes oder der Luft über der Flüssigkeit.

Der Flüssigkeitsdruck auf die Querschnittseinheit der Blase ist proportional der Höhe der Flüssigkeitsschicht h über der Blase und deren spezifischem Gewicht s_f .

Während die Blase nach oben steigt, bleibt der Dampf- oder Luftdruck meistens konstant, aber die Höhe, also der Druck der Flüssigkeitsschicht, nimmt allmählich ab. Aus diesem Grunde vergrößert die Blase, emporsteigend, ihr Volumen.

Die Tabelle 53 soll zu allgemeiner Erkenntnis verdeutlichen, in welchem Maße Dampfblasen an Größe zunehmen, wenn sie in verschiedenen Tiefen innerhalb von Flüssigkeiten verschiedener Dichte und unter verschiedenem Druck erzeugt worden sind und dann nach oben steigen.

XIV. Die Weite der Rohrleitungen für Wasserdampf, Alkoholwasserdampf und Luft¹⁾.

A. Für Wasserdampf.

Die Rohrleitungen, durch die Gase und Dämpfe geführt werden, wünscht man stets so eng zu halten, wie es ohne Schaden möglich ist, weil enge Rohre billiger, leichter und bequemer sind. Es muß deshalb festgestellt werden, welche kleinsten Durchmesser in jedem Falle den Rohren gegeben werden dürfen.

Aber man wünscht auch fast immer, die durch die Rohre strömenden Gase oder Dämpfe mit sehr geringen Spannungsverlusten vom Eintritt bis zum Austritt zu befördern, und die zulässige Größe dieses Verlustes bedingt die Rohrabmessungen.

Der Spannungsverlust, den die Dämpfe in Rohrleitungen erleiden, hängt ab vom Durchmesser der Rohre, von ihrer Länge, vom spezifischen Gewicht der durchströmenden Gase und ganz besonders von der Geschwindigkeit, mit der ihre Bewegung erfolgt.

Es bedeute:

d = den Durchmesser des Rohres in Metern,

l = die Länge des Rohres in Metern,

Q = den Querschnitt des Rohres in Quadratmetern,

¹⁾ Z. d. V. d. Ing. 1904. S. 588. Für überhitzten Dampf: S. 473, 530, 560.

v_d und v_i = die Geschwindigkeit, mit der sich der Dampf oder die Luft im Rohre bewegt, in Metern für die Sekunde,

z_d und z_i = den Spannungsverlust, den der Dampf oder die Luft vom Eintritt bis zum Austritt erleidet, in Metern Wassersäule, $z_d = p_a \cdot 10$,

γ_d und γ_i = das Gewicht von 1 cbm Dampf oder Luft in kg.

Zur Bestimmung des Spannungsverlustes sind drei Formeln bekannt:

1. die Formel von Gustav Schmidt¹⁾:

$$z_i = \frac{785 l}{10^{10} d} \gamma \left(5 + \frac{1}{d}\right) v^2 \quad \dots \quad (245)$$

für Luft- und Rohrweiten von 150 bis 200 mm,

2. die Formel von Guterath und Fischer²⁾, geltend für Dampf in Rohren von 70 bis 300 mm Durchmesser und Geschwindigkeiten unter 20 m:

$$z_d = \frac{15 \cdot 10}{10^8} \gamma_d \frac{l}{d} v_d^2 \quad \dots \quad (246)$$

oder:

$$z_d = \frac{0,0015}{1000} \gamma_d \frac{l}{d} \cdot v_d^2 \quad \dots \quad (247)$$

3. die Formel nach Eberle³⁾ als Resultat von Versuchen mit schmiedeeisernen Rohren von $70 \times 76 - 49,5$ m und $150 \times 160 - 26,2$ m bei Geschwindigkeiten von $7 \div 74$ m mit gesättigtem Dampf von $3 \div 10$ Atm. und überhitztem Dampf bis zu 100° Überhitzung:

$$z_d = \frac{10 \cdot 10}{10^8} \gamma_d \frac{l}{d} v_d^2$$

oder:

$$z_d = \frac{0,001}{1000} \gamma_d \frac{l}{d} v_d^2.$$

Nach Eberle ist der Spannungsverlust in Rohrleitungen für gesättigten und überhitzten Dampf der gleiche.

Da die Schmidtsche Formel die kleinsten Resultate ergibt, so ziehen wir für praktischen Gebrauch die Verwendung einer der beiden

¹⁾ Dinglers polyt. Journ. 1880. September.

²⁾ Z. d. V. d. Ing. 1887. S. 718, 749.

³⁾ Z. d. V. d. Ing. 1908. S. 666.

anderen vor, weil beide an ziemlich großen Rohrleitungen durch sorgfältige Versuche gefunden sind, und nehmen vorläufig mangels anderer sicherer Untersuchungen an, daß sie auch für andere Drucke, andere Rohrweiten, andere Gase und Dämpfe gelten.

Nach Eberle ist:

Der Druckverlust (z_d) nur 0,667 des nach Gutermuth berechneten.

Die zulässige Geschwindigkeit (v) = $\sqrt{1,5} = 1,225$ der nach Gutermuth berechneten.

Der zulässige Dm. (d) = 0,667 des nach Gutermuth berechneten.

Um eine Vorstellung von der Größe der Widerstände unter verschiedenen Umständen und der Verschiedenheit der Ergebnisse der drei Formeln zu schaffen, und zwar nur zu dem Zwecke eines Überblickes über diese Widerstände, ist die Tabelle 54 nach den Formeln von Fischer und Gutermuth und Ch. Eberle berechnet. Dieser ist stets eine Rohrlänge von 20 m zugrunde gelegt und der Widerstand in Metern Wassersäule gemessen. Man überblickt die starken Unterschiede der Ergebnisse der beiden Formeln, und ferner wie stark der Widerstand mit der Geschwindigkeit wächst und wie sehr er auch zunimmt bei höherem Druck, d. h. bei höherem spezifischem Gewicht des Dampfes und der Luft.

Für die Praxis interessiert vor allen Dingen die Frage, wie weit eine Rohrleitung für jeden bestimmten Fall gewählt werden muß, und diese Frage soll sogleich erörtert werden. Da aber nicht nur die Weite der Wasserdampfleitungen, sondern auch die für Alkoholwasserdämpfe und Luft für leichtere und schwerere Gase oft gebraucht werden, so sollen auch diese Stoffe hier gleich mitbehandelt werden.

Durch ein Rohr von bestimmtem Querschnitt kann natürlich in bestimmter Zeit viel oder wenig Dampf oder Gas geleitet werden; es hängt dies von der Geschwindigkeit ab, mit der die Stoffe durch die Leitung getrieben werden. Aber eine große Geschwindigkeit erfordert auch einen großen Druckunterschied zwischen dem Anfang und dem Ende der Leitung. In vielen Fällen wird gewünscht, den am Anfang der Rohrleitung erzeugten Druck auf der anderen Seite möglichst vollständig zu erhalten; in anderen Fällen besteht die Bedingung, den am Ende der Leitung erzeugten Minderdruck auf der anderen Seite nicht erheblich zu steigern, und daher betrachtet man die Druckdifferenz zwischen dem Anfang und Ende der Leitung

meistens als Druckverlust. Andererseits erfordern zu geringe Geschwindigkeiten weite und kostspielige Rohre. So muß man wohl einen freigewählten Druckunterschied als zulässig betrachten und auf Grund dieser Annahme die Rohrweite bestimmen.

Die in der Technik verwendeten Dampfdrucke schwanken in sehr weiten Grenzen (etwa 20 Atm. und 0,05 Atm.); daher ist es nicht gut zugänglich, einen für alle Fälle gleichen Druckverlust zuzulassen. So empfiehlt es sich, diese Verluste in v. Hundert des ursprünglichen Druckes anzunehmen. Herrscht auf der einen Rohrseite ein absoluter Druck von 50 mm (710 mm Vakuum) so ist ein Druckverlust von 10 mm Quecksilbersäule auf der anderen Seite schon recht empfindlich; ist aber auf einer Seite ein Druck von 4500 mm (5 Atm.) erzeugt, so wird man billig 20—50 mm davon für den Dampftransport durch das Rohr opfern können.

Da man sich also entschließen muß, einen gewissen Prozentsatz des vorhandenen Druckes für die Bewegung des Dampfes in den Rohren zur Verfügung zu stellen, und weil, wenn dieser Prozentsatz festgestellt ist, sich aus ihm nach den Formeln unmittelbar die Geschwindigkeit und damit das in der Zeiteinheit durch die Rohre strömende Dampfgewicht ergibt, so schreibt man die Gleichungen zweckmäßiger:

$$v_a = \sqrt{\frac{1000 \cdot z_a \cdot d}{0,0015 \cdot l \cdot \gamma_a}} \text{ (oder Eberle) } \sqrt{\frac{1000 \cdot z_a \cdot d}{0,001 \cdot l \cdot \gamma_a}} \quad . \quad (248)$$

Das in der Stunde das Rohr durchströmende Dampfgewicht D ist dann:

$$D = v_a \cdot \gamma_a \frac{d^2 \pi}{4} 3600 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (249)$$

woraus der Querschnitt des Rohres ermittelt werden kann.

Für Rohrleitungen von gleichem Durchmesser d und gleicher Länge l ändert sich die Geschwindigkeit des Dampfes nur nach

Maßgabe des Quotienten: $\sqrt{\frac{z_a}{\gamma_a}}$, denn es ist:

$$v_a = \sqrt{\frac{1000 \cdot d}{0,0015 \cdot l}} \cdot \sqrt{\frac{z_a}{\gamma_a}} \text{ oder } \sqrt{\frac{1000 \cdot d}{0,001 \cdot l}} \sqrt{\frac{z_a}{\gamma_a}} \quad . \quad (250)$$

Wird der Widerstand z_a ausgedrückt in v. Hundert der herrschenden Spannung (in Metern Wassersäule), so ist ersichtlich, daß $\frac{z_a}{\gamma}$ für alle Spannungen der Gase genau und für alle Spannungen

Tabelle 54.

Druckverluste z_d in Metern Wassersäule, die Wasserdämpfe in bei Geschwindigkeiten von 20–30–50 m,

Abs. Druck " in mm " Vakuum "		3 Atm. ° 2280 —		1,5 Atm. 1140 —		0,75 Atm. 566,7 210	
Rohrdurch- messer d	Geschwin- digkeit vd	F	E	F	E	F	E
0,05	20	0,4086	0,2724	—	—	—	—
	30	0,9194	0,6129	—	—	—	—
	50	2,5540	1,7030	—	—	—	—
0,07	20	0,2918	0,1945	0,1521	0,1014	—	—
	30	0,6566	0,4377	0,3423	0,2274	—	—
	50	1,8240	1,2230	0,9510	0,6340	—	—
0,150	20	0,1319	0,0879	0,0709	0,0473	0,0368	0,0243
	30	0,3064	0,2043	0,1607	0,1074	0,0827	0,0553
	50	0,8542	0,5363	0,4437	0,2991	0,2297	0,1580
0,300	20	0,0631	0,0453	0,0355	0,0237	0,0184	0,0123
	30	0,1531	0,1021	0,0796	0,0531	0,0114	0,0276
	50	0,4226	0,2851	0,2218	0,1479	0,1149	0,0766
0,500	20	—	—	—	—	0,0111	0,0074
	30	—	—	—	—	0,0248	0,0166
	50	—	—	—	—	0,0689	0,0459
0,700	20	—	—	—	—	—	—
	30	—	—	—	—	—	—
	50	—	—	—	—	—	—
0,900	20	—	—	—	—	—	—
	30	—	—	—	—	—	—
	50	—	—	—	—	—	—

der Dämpfe angenähert dieselbe Zahl ergibt. Der Faktor $\frac{z_d}{\gamma}$ bleibt dann für je eine Dampf- oder Luftart unveränderlich.

Denn bei der Luft, die gewöhnlich weitab von ihrem Verflüssigungspunkte getroffen wird, ändert sich das Gewicht des Kubikmeters stets proportional der Spannung. 1 cbm Luft von doppelter Spannung hat auch doppeltes Gewicht. Bei dem gesättigten Dampf findet die Änderung nur angenähert statt. Gesättigter Dampf von doppelter Spannung hat nur fast das doppelte Gewicht; aber diese Annäherung ist eine ziemlich erhebliche. Wir werden sie für die vorliegende Betrachtung als vollkommen ansehen können, wie folgende Zahlen zeigen:

Tabelle 54.

Rohrleitungen von 0,050–0,900 m Drm. und 20 m Länge erleiden nach Fischer und Gutermuth (F), nach Eberle (E).

0,5 Atm. 354,6 406		0,25 Atm. 195,5 564,5		0,15 Atm. 117,5 643		0,072 Atm. 54,9 705	
F	E	F	E	F	E	F	E
---	---	---	---	---	---	---	---
---	---	---	---	---	---	---	---
---	---	---	---	---	---	---	---
---	---	---	---	---	---	---	---
---	---	---	---	---	---	---	---
---	---	---	---	---	---	---	---
---	---	---	---	---	---	---	---
---	---	---	---	---	---	---	---
0,0239	0,0160	0,0135	0,0090	0,0084	0,0056	---	---
0,0537	0,0358	0,0304	0,0203	0,0189	0,0126	---	---
0,1493	0,1005	0,0845	0,0563	0,0526	0,0351	---	---
0,0118	0,0079	0,0068	0,0045	0,0043	0,0030	0,0020	0,0013
0,0266	0,0177	0,0152	0,0101	0,0095	0,0063	0,0046	0,0030
0,0739	0,0493	0,0423	0,0252	0,0263	0,0174	0,0128	0,0086
0,0071	0,0047	0,0041	0,0030	0,0025	0,0016	0,0012	0,0008
0,0159	0,0100	0,0091	0,0060	0,0057	0,0038	0,0028	0,0018
0,0444	0,0296	0,0253	0,0167	0,0158	0,0106	0,0077	0,0051
---	---	---	---	---	---	0,0012	0,0008
---	---	---	---	---	---	0,0019	0,0013
---	---	---	---	---	---	0,0055	0,0037
---	---	---	---	---	---	0,0008	0,0006
---	---	---	---	---	---	0,0015	0,0010
---	---	---	---	---	---	0,0043	0,0030

Dampfspannung: 92 186 750 1490 2350 mm

Verhältnis: 1 : 2 : 8,15 : 16,2 : 25,54

Dampfgewicht von 1 cbm: 0,0822 0,162 0,600 1,13 1,735 kg

Verhältnis: 1 : 2 : 7,3 : 13,74 : 21,1

Ist also einmal festgestellt, wieviel v. Hund. des vorhandenen Druckes man zur Erzeugung der Dampfgeschwindigkeit opfern will, so ergibt sich (bei gleichen Längen und mit der soeben besprochenen Ungenauigkeit) für jeden Rohrdurchmesser eine diesem eigentümliche und für alle Spannungen geltende, fast gleiche zulässige Dampfgeschwindigkeit.

Nachdem durch die Tabelle 54 ein Bild geschaffen worden über die Druckverluste, die bei verschiedenen Rohrweiten, Spannungen und

Tabelle 55.

Geschwindigkeit der Wasserdämpfe in Rohren von 0,025—0,900 m Durchmesser und 20 m Länge für abs. Spannungen von 4560—54,9 mm bei 0,5% Druckverlust nach Fischer-Gutermuth oder 0,333% Verlust nach Eberle.

Absolut. Dampfdruck }	4560	1520	760	633,7	566,7	195,5	54,9 mm
	6 Atm. 2 Atm. 1			Vakuum			
$\gamma =$	3,2632	1,1631	0,6059	0,51105	0,45766	0,2442	0,05119 kg
$\frac{zd}{\gamma}$	0,0908	0,0836	0,0815	0,0822	0,0801	0,0768	0,06971
Rohrdurchmesser d	Geschwindigkeit des Wasserdampfes im Rohr in m						
0,025	8,85	8,38	—	—	—	—	—
0,030	9,47	9,13	—	—	—	—	—
0,035	10,58	9,67	—	—	—	—	—
0,040	10,95	10,61	10,40	—	—	—	—
0,045	11,68	11,04	11,04	—	—	—	—
0,050	12,24	11,85	11,49	—	—	—	—
0,060	13,50	12,9	12,71	—	—	—	—
0,070	14,50	13,38	13,4	13,87	—	—	—
0,080	15,50	14,87	14,69	14,74	14,6	—	—
0,090	16,60	15,87	15,78	15,69	15,47	—	—
0,100	17,33	16,70	16,60	16,07	15,9	15,6	15,1
0,125	19,34	18,61	18,4	18,43	18,25	17,68	16,97
0,150	21,28	20,95	20,43	20,25	19,38	18,43	18,61
0,175	—	—	—	21,9	21,53	21,28	20,07
0,200	—	—	—	23,3	23	22,96	21,43
0,225	—	—	—	24,82	24,45	23,73	22,8
0,250	—	—	—	26,1	25,73	25	24,09
0,300	—	—	—	28,65	28,28	27,37	26,39
0,350	—	—	—	30,84	30,48	29,56	28,47
0,400	—	—	—	33,07	32,48	31,57	30,47
0,450	—	—	—	35	34,62	33,4	32,29
0,500	—	—	—	36,99	36,50	35,12	33,9
0,550	—	—	—	—	—	37	35,77
0,600	—	—	—	—	—	39,05	37,0
0,650	—	—	—	—	—	40,3	38,87
0,700	—	—	—	—	—	41,79	40,31
0,750	—	—	—	—	—	—	41,61
0,800	—	—	—	—	—	—	43,07
0,850	—	—	—	—	—	—	44,35
0,900	—	—	—	—	—	—	45,60

Geschwindigkeiten zu erwarten sind, ist dann die Tabelle 55 berechnet für Röhre von 20 m Länge, und zwar, wenn die Formel von Fischer-Gutermuth benutzt wird, bei einem Druckverlust von 0,5 0/0, wenn aber die Formel Eberle verwendet wird, bei einem Druckverlust von 0,333 0/0. In der Tabelle 56 finden sich dann die bei diesen Geschwindigkeiten die Röhre durchströmenden Gewichte gesättigten Dampfes.

Beispiel. Durch ein Rohr von 0,100 m Dm. und 20 m Länge strömt Wasserdampf von atmosphärischer Spannung (dessen Gewicht in 1 cbm: $\gamma_a = 0,6059$ ist, bei einem Druckverlust von 0,5 0/0 (d. h. also, wenn $z_a = \frac{0,5}{100} 10 = 0,05$ ist), mit einer Geschwindigkeit von

$$v_a = \sqrt{\frac{1000 \cdot 0,1}{0,0015 \cdot 20}} \sqrt{\frac{0,05}{0,6059}} = \sqrt{275} = 16,6 \text{ m}$$

in 1 Sekunde.

Das Dampfgewicht, welches bei dieser Geschwindigkeit in 1 Stunde durch das Rohr strömt, ist:

$$D = 16,6 \cdot 0,6059 \cdot \frac{0,1^2 \cdot 3,1415}{4} \cdot 3600 = 275 \text{ kg.}$$

Nach Eberle würde bei dem gleichen Druckverlust die Geschwindigkeit sein dürfen:

$$v_a = \sqrt{\frac{1000 \cdot 0,1}{0,001 \cdot 20}} \sqrt{\frac{0,05}{0,6059}} = \sqrt{413} = 20,3 \text{ m}$$

und das Dampfgewicht pro Stunde;

$$D = 20,3 \cdot 0,6059 \cdot \frac{0,1^2 \cdot 3,1415}{4} \cdot 3600 = 345 \text{ kg.}$$

Rohrleitungen für Dämpfe von sehr geringer Spannung (Vakuum) sind selten länger als 20 m. Dampfleitungen mit höheren Spannungen haben allerdings oft viel größere Ausdehnung. Ist die Rohrleitung nicht 20 m lang, sondern hat sie die Länge l_a , so findet man die in diesem Fall in einer Stunde zulässige Geschwindigkeit und das durchströmende Dampfgewicht durch Multiplikation der in den Tabellen 55 und 56 angegebenen Werte mit dem Faktor:

$$\sqrt{\frac{20}{l_a}} \cdot \dots \dots \dots (251)$$

Will man einen anderen Druckverlust z_a (nicht $1/2$ 0/0 oder $1/3$ 0/0) in der Rohrleitung zulassen, so muß man, um die Tabellen 55 und 56 richtig benutzen zu können, ihre Angaben mit $\sqrt{\frac{z_a}{0,5}}$ oder $\sqrt{\frac{z_a}{0,333}}$ multiplizieren. z_a ist dabei als die Prozentzahl einzusetzen:

Tabelle 56.

Gewicht an Wasserdampf D in kg, welches in 1 Stunde durch Rohre von
von 6 Atm. abs. bis 705,09 Vakuum und bei

Abs. Druck in Atm.	6	5	4	3	2	1,5	1	
„ „ in mm Quecksilber:	4560	3800	3040	2280	1520	1140	760	
Vakuum in mm:	—	—	—	—	—	—	—	
Temperatur ° C	159	152	144	134	121	112	100	
Lichte Weite des Dampfrohres d mm	Geschwindig- keit des Dampfes im Bohr m/sek. v_d	Dampfgewicht D in kg, welches in						
		25	8,5	50	42	34	26	18
30	9,0	75	63	51	39	27	—	—
35	9,5	107	90	73	55	38	—	—
40	10,5	155	130	106	81	55	42	—
45	11	205	173	140	107	73	56	38
50	11,5	265	223	181	138	95	72	49
60	13	431	363	294	224	153	117	80
70	14	633	533	432	330	225	172	117
80	14,5	855	720	684	446	305	232	159
90	15	1119	943	765	583	398	304	208
100	15,5	1429	1204	977	746	509	388	275
125	17	2587	2169	1759	1341	929	700	478
150	18,5	3814	3217	2609	1989	1357	1038	709
175	20	5671	4752	3853	2937	2018	1533	1053
200	21,5	—	6600	5352	4080	2826	2155	1472
225	23	—	—	7385	5630	3813	2908	1991
250	24	—	—	—	—	4923	3756	2556
300	26,5	—	—	—	—	—	5999	4086
350	28,5	—	—	—	—	—	8754	5980
400	30,5	—	—	—	—	—	—	8355
450	32,5	—	—	—	—	—	—	—
500	34	—	—	—	—	—	—	—
550	35,5	—	—	—	—	—	—	—
600	37,5	—	—	—	—	—	—	—
650	38,5	—	—	—	—	—	—	—
700	40,5	—	—	—	—	—	—	—
750	41,5	—	—	—	—	—	—	—
800	43	—	—	—	—	—	—	—
850	44,5	—	—	—	—	—	—	—
900	46	—	—	—	—	—	—	—

Tabelle 56.

25—900 mm Drm. und 20 m Länge (nach F. u. G.) strömt bei Dampfdrucken $\frac{1}{2}\%$ Druckverlust oder $\frac{1}{2}\%$ (nach E.).

0,834	0,746	0,70	0,5	0,375	0,257	0,195	0,155	0,12	0,072
633,7	566,7	525,4	384	288,5	195,5	148,8	117,48	91,98	54,91
126,2	193,7	234	375,6	471	564,5	611,2	642,5	668	705
95	92	90	82	75	66	60	55	50	40

1 Stunde durch das Rohr strömt bei 0,5% resp. 0,333% Druckverlust

—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
133	120	—	—	—	—	—	—	—	—
175	156	147	109	84	—	—	—	—	—
224	200	188	140	107	72	57	46	37	22,5
403	363	337	252	189	133	103	83	66	40
598	537	501	374	285	197	154	123	98	60
888	797	739	554	422	293	226	183	144	89
1242	1118	1040	777	594	411	318	255	202	124
1678	1508	1407	1048	802	555	431	345	274	161
2163	1946	1812	1353	1034	716	554	643	353	216
3447	3099	2888	2155	1647	1140	886	709	563	345
5034	4586	4226	3154	2408	1668	1293	1038	823	505
7017	6338	5906	4407	3367	2332	1691	1450	1075	706
9508	8551	7963	5935	4540	3144	2438	1955	1550	950
12279	11044	10290	7979	5868	4063	3150	2527	2001	1223
—	13896	12957	9679	7403	5137	3978	3188	2529	1550
—	—	—	12196	9318	6453	5003	4014	3180	1935
—	—	—	—	11124	7774	6026	4834	4000	2350
—	—	—	—	13133	9487	7350	5941	4677	2872
—	—	—	—	—	11138	9703	7400	5866	3597
—	—	—	—	—	—	10793	8184	6485	3983
—	—	—	—	—	—	11908	9554	7572	4653
—	—	—	—	—	—	13814	11080	8781	5892

Tabelle 57.

Geschwindigkeiten der Alkohol-Wasserdämpfe in Rohren von 40–250 mm Drm.

Alkohol-Wasserdampf			Gewicht von 1 cbm Luft bei der Temperatur t_d	Gewicht von 1 cbm Alkohol- Wasser- dampf b. der Temperatur t_d	Durchmesser d		
Gew. % an Alkohol	Tem- peratur t_d	Spez. Gewicht σ_d			40	50	60
					Geschwindig-		
0	100	0,623	1,041	0,648	11,76	13,11	14,35
5	99,5	0,643	1,043	0,670	11,50	12,82	14,08
10	99	0,664	1,044	0,693	11,34	12,64	13,89
15	98,6	0,686	1,045	0,715	11,18	12,46	13,69
20	98,3	0,709	1,046	0,742	10,94	12,19	13,30
25	98	0,735	1,047	0,768	10,82	12,06	13,25
30	97,2	0,763	1,049	0,799	10,58	11,79	12,96
35	96,3	0,792	1,052	0,833	10,34	11,50	12,66
40	95	0,824	1,056	0,870	10,12	11,28	12,36
45	93,8	0,859	1,059	0,909	9,92	11,06	12,12
50	92,4	0,896	1,060	0,950	9,68	10,77	11,84
55	90,9	0,937	1,067	0,999	9,42	10,50	11,53
60	89,5	0,981	1,071	1,050	9,22	10,28	11,29
65	87,8	1,031	1,076	1,109	8,98	10,00	11,00
70	86,3	1,088	1,081	1,176	8,72	9,72	10,68
75	84,5	1,148	1,086	1,247	8,48	9,45	10,38
80	82,7	1,214	1,092	1,326	8,20	9,14	10,00
85	80,5	1,292	4,098	1,418	7,92	8,83	9,70
90	79	1,378	1,103	1,520	7,66	8,54	9,38
95	78,7	1,479	1,104	1,632	7,42	8,27	9,08
100	78,4	1,593	1,105	1,750	7,14	7,96	8,74

Um die Dampfgewichte für die Länge l_a und den Druckverlust z_a zu erhalten, muß man also die Gewichte aus Tabelle 56 mit

$$\sqrt{\frac{20z_a}{l_a \cdot 0,5}} = \sqrt{\frac{z_a}{l_a}} 40 \quad (\text{nach F. und G.}) \quad \dots \quad (252)$$

oder

$$\sqrt{\frac{20 \cdot z_a}{l_a \cdot 0,333}} = \sqrt{\frac{z_a}{l_a}} 60 \quad (\text{nach E.})$$

multiplizieren.

Tabelle 57.

3 m Länge, bei 1,1 Atm. abs. Druck und 0,1% Druckverlust nach Gleichung 247.

der Rohre in mm									
70	80	90	100	125	150	175	200	225	250
keiten v_d der Alkohol-Wasserdämpfe in m/sek.									
15,29	16,36	17,60	18,58	20,58	22,93	24,69	26,28	27,90	29,4
14,95	16,10	17,20	18,17	20,13	22,42	24,15	25,85	27,31	28,74
14,74	15,87	17,01	17,91	19,84	22,11	23,81	25,34	26,93	28,35
14,53	15,65	16,77	17,66	19,56	21,80	23,47	24,96	26,55	27,95
13,22	15,31	16,41	17,23	19,15	21,34	22,97	24,45	25,98	27,35
14,06	15,14	16,23	17,09	18,95	21,10	22,72	24,19	25,69	27,05
13,75	14,81	15,87	16,71	18,51	20,63	22,21	23,64	25,13	26,45
13,44	14,47	15,51	16,34	18,10	20,16	21,72	23,10	24,56	25,85
13,1	14,17	15,18	15,99	17,41	19,74	21,25	22,61	24,13	25,30
12,89	13,89	14,88	15,67	17,36	19,34	20,80	22,17	23,56	24,80
12,57	13,54	14,52	15,26	16,90	18,84	20,28	21,59	22,94	24,15
12,24	13,18	14,12	14,88	16,48	18,37	19,78	21,05	22,37	23,75
11,98	12,88	13,83	14,56	16,13	17,98	19,36	20,60	21,89	23,05
11,67	12,57	13,47	14,17	15,71	17,51	18,85	20,07	21,33	22,45
11,33	12,21	13,08	13,77	15,26	17	18,31	19,49	20,71	21,80
11,00	11,87	12,72	13,39	14,84	16,53	17,80	18,75	20,14	21,20
10,66	11,48	12,3	12,95	14,35	16	17,22	18,32	19,47	20,50
10,29	11,09	11,88	12,55	13,86	15,46	16,63	17,70	18,81	19,80
9,96	10,72	11,49	12,10	13,40	14,96	16,10	17,12	18,19	19,15
9,05	10,39	11,13	11,72	12,88	14,47	15,58	16,58	17,62	18,75
9,28	10,00	10,71	11,28	12,54	13,92	15	15,96	16,96	17,85

Ist zum Beispiel:

der zuge- lassene Druckverlust	die Rohrlänge				
	10	20	30	40	50 m
	so sind die Dampfgewichte Tab. 56 zu multiplizieren nach Fischer und Gutermuth mit:				
1 %	2,00	1,41	1,15	1,00	0,89
2 %	2,32	2,00	1,63	1,41	1,26
5 %	4,47	3,16	2,58	2,23	2,00
	nach Eberle mit:				
1 %	2,45	1,73	1,41	1,22	1,09
2 %	3,46	2,45	2,00	1,73	1,54
5 %	5,47	3,87	3,16	2,73	2,45

Tabelle 58.

Gewicht an Alkohol-Wasserdampf in kg, das in 1 Stunde
Wassersäule) durch Rohre von 40—250 mm Drm.

Gewichts- Prozent des Alkohol- Dampfes %	Durchmesser d der Rohre in mm					
	40	50	60	70	80	90
	Gewicht in kg des Alkohol-Wasserdampfes					
0	34	57,7	93	134	191	258
5	35	58,3	94	137	194	161
10	35,3	59,6	96	139	197	267
15	36	60,5	97	141	201	272
20	36,5	61,4	101	145	204	276
25	37,3	62,9	102	148	209	282
30	38	63,9	103	151	213	288
35	39	65,2	105	153	217	293
40	40	66,6	108	156	222	300
45	40,5	68	110	161	227	307
50	41,4	69,5	113	163	231	311
55	42,4	71,4	115	167	237	320
60	43,6	73,4	119	173	242	330
65	44,8	75,4	122	177	250	339
70	45,5	77,5	126	181	257	357
75	47,6	80	130	189	266	359
80	48,7	82,7	133	192	273	368
85	50,5	86,1	138	198	282	378
90	52,4	88,8	143	207	292	396
95	54,5	92,2	148	215	304	410
100	56,52	94,8	154	223	317	425

B. Für Alkoholwasserdampf.

Die Tabelle 58 gibt die Gewichte an Alkoholwasserdämpfen, die in einer Stunde durch Rohrleitungen von verschiedener Weite ohne erheblichen Druckverlust geführt werden können. Bei ihrer Berechnung ist angenommen worden, daß auch für dieses Dampf-gemisch dieselben Formeln wie für reinen Wasserdampf gelten. Da aber diese Dämpfe fast nur in den stets kurzen Verbindungsrohren zwischen gewissen Teilen von Rektifizier- und Destillierapparaten geleitet werden, und weil man sich immer bemüht, den Druck in diesen Apparaten so niedrig wie möglich zu halten, so ist der

Tabelle 58.

bei 1,1 Atm. absolutem Druck und 0,1% Druckverlust (10 mm und 3 m Länge strömt nach Gleichung 160.

Durchmesser d der Rohre in mm						
100	125	150	175	200	225	250
das 1 Stunde durch das Rohr strömt						
336	587	940	1385	2045	2674	3394
340	594	950	1393	2077	2680	3402
345	606	970	1429	2109	2688	3470
350	617	986	1449	2134	2714	3528
355	627	1000	1472	2145	2756	3585
361	643	1025	1510	2178	2817	3670
368	653	1043	1535	2184	2869	3833
378	666	1061	1564	2198	2922	3802
289	681	1081	1600	2223	2993	3889
399	693	1111	1636	2276	3060	3985
405	707	1186	1668	2317	3117	4052
417	727	1218	1714	2378	3199	4195
428	746	1251	1757	2444	3296	4275
440	767	1287	1809	2509	3381	4397
453	789	1326	1860	2576	3481	4505
467	816	1365	1913	2648	3583	4629
480	836	1400	1963	2721	3691	4770
498	868	1445	2030	2890	3813	4965
514	890	1509	2208	2940	3952	5141
524	924	1558	2230	3050	4111	5400
554	970	1697	2286	3173	4228	5550

Tabelle 58 eine Rohrlänge von $l = 3$ m und ein Druckverlust von 10 mm Wassersäule ($z = 0,01$) zugrunde gelegt.

In den genannten Apparaten herrscht meistens ein Druck von etwa 1,1 Atm. (abs.), daher ist der Wert für $p = 10\,367 + 1033 = 11\,369$ in die Rechnung geführt worden.

Die Alkoholwasserdämpfe können jede beliebige Zusammensetzung haben und ihre Mischungen können von 1÷100 Gewichtsprozent Alkohol schwanken. Jede dieser Mischungen hat ein anderes spezifisches Gewicht, eine andere Siedetemperatur, und es war daher nötig, für jede von ihnen das Gewicht eines Kubikmeters bei ihrer Temperatur und bei atmosphärischem Druck zu bestimmen.

Die Temperaturen der verschiedenen Alkoholwasserdämpfe bei atmosphärischem Druck sind bekannt, und ihre spezifischen Gewichte haben wir einer von uns verfaßten Abhandlung entnommen. So ergab das in bekannter Art für einen Druck von 1,1 Atm. und die Temperatur jeder der Dampfmischungen, in Stufen von 5 zu 5° ausgerechnete und mit dem spezifischen Gewicht der entsprechenden Alkoholwasserdampfmischung multiplizierte Luftgewicht, das wirkliche Gewicht von 1 cbm Alkoholwasserdampf bei einem Druck von 1,1 Atm. abs.

Mit Hilfe der Gleichung (248):

$$v_d = \sqrt{\frac{1000 \cdot z_d \cdot d}{0,0015 \cdot l \cdot \gamma_d}} \dots \dots \dots (253)$$

ist dann durch Einsetzen der Werte: $l = 3$, $z_d = 0,01$, $\gamma_d = 0,648 \div 1,75$, $d = 0,04 \div 0,25$ die zulässige Geschwindigkeit dieser Dämpfe in Rohren von 40 ÷ 250 mm Dm. gefunden worden. Die Resultate dieser Rechnungen sind in der Tabelle 57 zusammengestellt.

Will man auch hier nach Eberle im Divisor der Gleichung statt 0,0015 setzen 0,001, so muß man in Tabelle 57 die zulässigen Geschwindigkeiten und in Tabelle 58 die Dampfgewichte mit 1,224 multiplizieren.

Aus den Geschwindigkeiten und den spezifischen Gewichten der betreffenden Alkoholwasserdämpfe (Tabelle 57) ergaben sich dann leicht ihre in einer Stunde bei einem Druck von 1,1 Atm. und einem Druckverlust von $z_d = 0,01$ m Wassersäule durch Rohre von 3 m Länge und verschiedenen Durchmessern strömenden Gewichte, wie sie in der Tabelle 58 zusammengestellt sind.

C. Schwere Dämpfe.

Es gibt gesättigte Dämpfe, deren Gewicht in 1 cbm bei atmosphärischer Spannung und der Siedetemperatur ihrer Ursprungsflüssigkeit noch größer ist als das der bisher behandelten, und zwar 2 ÷ 5 kg in 1 cbm. Um wenigstens eine Vorstellung von den Gewichten zu erhalten, die von solchen Dämpfen in 1 Stunde bei 0,5% Druckverlust durch Rohre von 20 m Länge und verschiedenen Durchmessern strömen, sind nach der Gleichung (248) die zulässigen Dampfgeschwindigkeiten in den Rohren und nach Gleichung (249) die hieraus folgenden Dampfgewichte in 1 Stunde berechnet und in den Tabellen 59 und 60 zusammengestellt worden. Die Gültig-

keit der obengenannten Gleichungen für solche schwere und besonders geartete Dämpfe ist keineswegs sicher. Es ist aber zu erwarten, daß ihre Ergebnisse auch hier wenigstens einigermaßen mit der Wirklichkeit übereinstimmen werden.

Tabelle 59.

Geschwindigkeiten v_d schwerer Flüssigkeitsdämpfe in Rohren von 20 m Länge und 10—100 mm im Dm. bei 1 Atm. abs. Druck und 0,5% Druckverlust (Gleichung 248).

Innere Rohrweite d mm	Gewicht von 1 cbm Dampf bei 1 Atm. abs.						
	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5
	v_d	v_d	v_d	v_d	v_d	v_d	v_d
10	3,54	3,16	2,88	2,68	2,50	2,36	2,24
20	4,99	4,46	4,05	3,77	3,53	3,33	3,15
30	6,12	5,47	4,99	4,63	4,33	4,08	3,87
40	7,07	6,32	5,77	5,35	5,00	4,72	4,47
50	7,91	7,08	6,46	5,99	5,60	5,29	5,01
60	8,60	7,74	7,08	6,55	6,13	5,83	5,48
70	9,37	8,37	7,64	7,04	6,63	6,25	5,92
80	10,00	8,94	8,16	7,57	7,08	6,78	6,32
90	10,61	9,48	8,65	8,02	7,50	7,08	6,70
100	11,17	9,99	9,12	8,15	7,90	7,46	7,06

Tabelle 60.

Gewicht D an schweren Dämpfen (2—5 kg pr. cbm), das in 1 Stunde durch Rohre von 20 m Länge und 10—100 mm Dm. bei 1 Atm. abs. Druck und 0,5% Druckverlust strömt (Gleichung 249).

Innere Rohrweite d mm	Gewicht von 1 cbm Dampf bei 1 Atm. abs.						
	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5
	D	D	D	D	D	D	D
10	1,99	2,23	2,40	2,59	2,82	3,00	3,15
20	11,29	12,59	13,73	14,93	15,95	16,93	17,87
30	31,20	34,87	38,19	41,21	44,19	46,87	49,32
40	64,32	70,50	78,37	87,75	90,52	96,13	101,16
50	117,00	124,93	136,88	148,08	158,29	168,10	176,88
60	176,34	196,98	216,08	233,45	249,17	267,49	278,64
70	259,45	289,95	317,64	341,01	367,5	390,70	409,47
80	361,86	404,09	442,97	477,49	511,9	543,60	572,00
90	485,70	542,70	594,20	649,80	687,0	729,59	768,00
100	361,55	704,07	772,84	808,09	893,0	948,76	998,28

D. Für Luft.

Über den Druckverlust stark verdünnter Luft in mäßig langen Rohrleitungen sind unseres Wissens nur wenige Versuche gemacht worden, dagegen liegen solche über Spannungsverluste in langen Druckluftleitungen in ziemlicher Anzahl vor. Wir erwähnen die folgenden:

1. des Chef-Ingenieurs H. Stockalper am St. Gotthardt-Tunnel (1880) mit Rohren von 200 mm l. W., 4500 m Länge und 150 mm l. W., 552 m Länge. Luftspannung 3,6—5,4 Atm. abs. — Geschwindigkeit 4,7—11,3 m;

2. des Professors A. Devillez und der Ingenieure Cornet und Mahiva im Kohlenbergwerk Levant du Flénu (1881) mit Rohren von 125 mm l. W., 981 m Länge und 73 mm l. W., 172 m Länge. Luftspannung 3,3—5,3 Atm. abs. — Geschwindigkeit 2—12,2 m;

3. der Professoren Gutermuth und Riedler an der Druckluftanlage in Paris (1890) mit Rohren von 300 mm Durchmesser und 16,502—8759—4403—3340 m Länge. Luftspannung 6,2÷8 Atm. abs. — Geschwindigkeit 2,7÷86 m;

4. des Professors Dr. H. Lorenz an der Druckluftanlage der Stadt Offenbach a. M. am 17. Januar 1892 mit Rohren von 100 mm l. W., 299 m Länge. Luftspannung 6,7 Atm. abs. — Geschwindigkeit 7,8÷9,3 m.

Riedler und Gutermuth geben als Ergebnis ihrer Versuche für den Druckverlust die Gleichung:

$$z_i = \frac{533}{10^{10}} \cdot \gamma \cdot \frac{l}{d} v_i^2 \quad (z_i \text{ in kg für 1 qcm}) \quad \dots \quad (254)$$

oder

$$v_i = \sqrt{\frac{z_i \cdot 10^{10} \cdot d}{533 \cdot l \cdot \gamma}} \quad \dots \quad (255)$$

Für einen Druckverlust von 0,5 % würden nach dieser Gleichung bei 20 m Rohrlänge die zulässigen Luftgeschwindigkeiten in Rohren von 50÷350 mm Dm. die folgenden sein:

Rohrdurchmesser	50	60	70	80	90	100	125 mm
v_i =	13,8	14,8	16	17,26	18,17	19,38	22,1 m
Rohrdurchmesser	150	175	200	225	250	300 mm	
v_i =	24,1	26,19	27,25	28,61	30,29	33,31 m	

H. Lorenz¹⁾, der eine Neuberechnung der älteren und der eigenen Versuche veröffentlicht, gelangt zu folgender empirischer Formel, deren Ergebnisse mit allen angeführten Versuchen vorzüglich übereinstimmen:

$$z_i = p_m \cdot \beta \cdot \frac{273}{T} \cdot l \cdot v_i^2 \cdot \dots \dots \dots (256)$$

und hieraus:

$$v_i = \sqrt{\frac{z_i T}{p_m \cdot \beta \cdot 273 \cdot l}} \dots \dots \dots (257)$$

wird z_i in v. Hundert (x) von p_m ausgedrückt, so ist $z_i = \frac{x}{100} p_m$ und

$$v_i = \sqrt{\frac{\frac{x}{100} p_m T}{p_m \cdot \beta \cdot 273 \cdot l}} = \sqrt{\frac{x \cdot T}{100 \cdot \beta \cdot 273 \cdot l}} \dots \dots (258)$$

Darin bedeutet: p_a den absoluten Druck am Anfang, p_e den am Ende und $p_m = \frac{p_a + p_e}{2}$ den absoluten Mitteldruck in kg/qcm, $z_i = p_a - p_e$ den Druckverlust in kg/qcm.

T ist die absolute mittlere Lufttemperatur; l die Länge der Rohrleitung in Kilometer; v_i die Luftgeschwindigkeit, d der Rohrdurchmesser in mm; β ist ein vom Rohrdm. abhängiger Faktor.

$$\beta = \frac{0,52}{d^{1,30933}} \dots \dots \dots (259)$$

Die für die verschiedenen Rohrdurchmesser ausgerechneten Werte von β sind nach Lorenz die folgenden:

Rohrdm. $d =$	50	75	100	125	150
$\beta =$	0,003103	0,001824	0,001257	0,000934	0,000736
$d =$	175	200	250	300	350
$\beta =$	0,000601	0,000504	0,000377	0,000297	0,000243

Die Gleichung (258) gibt für gleiche Druckverluste eine etwas geringere Geschwindigkeit der Luft als zulässig an als die Gleichung (255). Mangels bezüglicher Untersuchungen nehmen wir an daß die Gleichung (258) auch für Luftleitungen gilt, in denen erheblich geringerer Druck als der atmosphärische herrscht. Mit ihrer Hilfe wurde daher die Tabelle 61 berechnet, die das in 1 Stunde durch Rohre von 40 bis 350 mm Durchmesser und 20 m Länge mit 0,5 % Druckverlust zu leitende Luftgewicht L angibt.

¹⁾ Prof. Dr. H. Lorenz, Z. d. V. d. I. 1892. S. 621 u. 835.

Tabelle 61.

Luftgewicht L (bei 15°), das bei einem Vakuum von 0–740 mm und $\frac{1}{2}\%$ Druckverlust in 1 Stunde durch Rohre von 40–350 mm Weite und 20 m Länge strömt (nach Lorenz ber. v. Verfasser).

Rohrdurchmesser	Geschwindigkeit der Luft im Rohr	Absoluter Druck der Luft in mm.								
		1520	760	190	150	120	110	55	35	20
		Vakuum in mm								
d	v	—	0	570	610	640	650	705	725	740
mm	m	Luftgewicht L in kg, das in 1 Stunde durch das Rohr strömt								
40	8,3	90	45	11,4	9,2	7,4	6,7	3,3	2,1	1,2
50	9,2	154	77	20	15,7	12,5	10,5	5,7	3,7	2,9
60	10,2	272	136	35	27,5	22	20	10	6,4	3,7
70	11,4	380	190	48	37,5	30	28	14	9	5,0
80	12,8	556	278	70	56,2	45	42	20	13	7,4
90	13,8	766	383	98	76,4	61	56	28	18	10,3
100	14,5	988	494	126	100	79	73	36	23	13
125	16,8	1786	893	228	180	143	132	66	42	24
150	19	2910	1455	380	293	233	213	106	68	40
175	21	4380	2190	570	440	351	322	160	102	60
200	23	6266	3133	798	625	500	462	230	147	84
250	26,6	10788	5394	1368	1080	864	802	400	252	144
300	30	18394	9197	2337	1840	1470	1350	674	430	246
350	33	27574	13172	3515	2750	2200	2090	1040	641	370

Will man die Erörterungen dieses Abschnittes XVII für die am häufigsten vorkommenden Fälle (etwas ungenau zwar) kurz zusammenfassen, so lehren sie, daß man den Zu- und Ableitungsrohren der Apparate zur Verdampfung von je 100 kg Wasser in 1 Stunde folgende Querschnitte geben kann:

für Heißdampf-Zugang bei 3,00 Atm. abs.	2,5–3	qcm
„ „ „ „ 1,25 „ „	7–12	„
„ abgehenden Dampf „ 1,00 „ „	6–12	„

für abgehenden Dampf bei 125 mm Vakuum	8—16	qcm
„ „ „ „ 250 „ „	10—20	„
„ „ „ „ 700 „ „	60—100	„
„ abgehende Luft „ 700 „ „	2—4	„

Fritzsche¹⁾ veröffentlicht die Resultate der von ihm in der Technischen Hochschule Dresden mit Gasrohren von 26 und 39 mm Durchm., 19,58 m Länge angestellten Versuche, bei denen Luftgeschwindigkeiten von 2,515 bis 45,55 m, Drucke von 0,2092 bis 11,157 Atm. und Temperaturen von 15 bis 92° in den Bereich der Untersuchungen gezogen wurden. Die sehr zahlreichen Versuche führen Fritzsche zu der Gleichung:

$$p_v = p_m \varphi \frac{l \cdot v^2}{d \cdot T} \dots \dots \dots (260)$$

in der der absolute Druck p_m im Rohr und p_v der Druckverlust im Rohr in Atm., die Länge l und die Geschwindigkeit v in Metern, die Durchmesser d in Millimetern angegeben sind und in der der Faktor φ durch den Ausdruck:

$$\varphi = 0,0864 \left(\frac{T}{p \cdot v} \right)^{0,148} \cdot d^{-0,269} \dots \dots \dots (261)$$

bedingt ist.

Wird p_v in v. Hundert (x) von p_m ausgedrückt, so ist die Geschwindigkeit im Rohr:

$$v = \sqrt{\frac{\frac{x}{100} \cdot d \cdot T}{l \cdot \varphi}} \dots \dots \dots (262)$$

Fritzsche gibt zur Bequemlichkeit für die Ausrechnung eine Tabelle für die verschiedenen Werte von φ , die ich erweitert habe und in dieser Form (Seite 281) hier folgen lasse.

Mit Hilfe der Gleichung (262) ist dann die Tabelle 62 ausgerechnet worden, und zwar für Rohre von 10 bis 400 mm Drm., 20 m Länge, einen Druckverlust von $x = 0,5\%$ der Lufttemperatur $T = 280^\circ$. Die Spalten 2, 4, 6, 8 geben die Geschwindigkeiten, während die Spalten 3, 5, 7, 9 das in einer Stunde durch die Rohre mit $0,5\%$ Druckverlust strömende Luftgewicht anzeigen.

¹⁾ Dr. ing. Fritzsche, Z. d. V. d. I. 1908, S. 81 (Forschungsergebnisse).

Ein Vergleich dieser Zahlen mit denen der Tabelle 61 (Lorenz) lehrt, daß die neue Tabelle 62 (Fritzsche) etwas kleinere Luftgewichte als die erstere angibt, daß aber der Unterschied nur gering ist.

Tabelle 62.

Luftgewicht L (bei 7°), das bei absolutem Druck $p = 1$ bis $0,05$ Atm. im Rohr mit $\frac{1}{2}\%$ Druckverlust in 1 Stunde durch Rohre von $10\text{--}400$ mm Weite und 20 m Länge strömt (nach Fritzsche ber. v. Verfasser).

Lichter Rohrdurch- messer d	Absoluter Druck in Atm.							
	$p_m = 1$		0,5		0,1		0,05	
	Absoluter Druck in mm Q. S.							
	760		380		76		38	
	Vakuum in mm Q. S.							
	0		380		684		722	
mm	v_i	kg	v_i	kg	v_i	kg	v_i	kg
10	2,7	0,928	2,44	0,434	2,4	0,0853	2,4	0,0426
20	4,24	3,390	4,20	1,681	3,74	0,2992	3,46	0,1384
30	5,9	18,88	5,4	8,64	4,9	1,568	4,3	0,688
40	7,2	40,94	6,7	19,05	5,9	3,356	5,55	1,578
60	9,5	124,60	8,9	57,91	7,75	10,087	7,3	4,750
80	12,5	284,5	11	125,2	9,85	22,419	8,9	10,13
100	13,4	481	11,75	208,7	11	39,10	10,49	18,84
150	17,7	1416	17,3	692	14,97	119,79	13,7	54,8
200	21,8	3102	20,25	1440	18	256,1	17,2	122,38
300	28,5	9123	26,5	4240	24,5	784,2	22,36	357,7
400	34,15	19620	33	9385	29	1649,5	27,2	773,5

E. Erdgas¹⁾.

Erdgas, dessen spezif. Gewicht $s = 0,5 \div 0,65$ beträgt, wird in sehr langen Rohrleitungen mit hohem Druck (bis 20 Atm.) und mit großer Geschwindigkeit (bis 30 meter/sek.) befördert, um ihren

¹⁾ Anton Pois: Die Rohölindustrie, 1917, S. 70, nach: Vnutsko in: Bányászati és kohászati Lapok 1913, Nr. 11 (ungarisch).

Tabelle 63.

Werte von $\varphi = 0,864 \left(\frac{T}{p \cdot v} \right)^{0,148} d^{-0,269}$ (nach Fritzsche — erweitert v. d. Verfasser).

$\frac{T}{p \cdot v}$ d	1	1,5	2	3	4	6	8	10	15	20	30	40
10	0,0465	0,0494	0,0515	0,0547	0,0571	0,0606	0,0638	0,0654	0,0694	0,0725	0,0769	0,0803
20	0,0386	0,0410	0,0428	0,0454	0,0474	0,0503	0,0525	0,0543	0,0576	0,0601	0,0639	0,0666
30	0,0346	0,0368	0,0383	0,0407	0,0425	0,0451	0,0471	0,0487	0,0517	0,0539	0,0573	0,0598
40	0,0320	0,0340	0,0355	0,0377	0,0393	0,0418	0,0436	0,0450	0,0478	0,0499	0,0530	0,0553
60	0,0287	0,0305	0,0318	0,0338	0,0353	0,0375	0,0391	0,0404	0,0429	0,0447	0,0475	0,0496
80	0,0266	0,0282	0,0295	0,0313	0,0326	0,0347	0,0362	0,0374	0,0397	0,0414	0,0440	0,0459
100	0,0250	0,0266	0,0277	0,0295	0,0307	0,0326	0,0341	0,0352	0,0374	0,0390	0,0414	0,0432
150	0,0225	0,0238	0,0249	0,0264	0,0276	0,0293	0,0305	0,0316	0,0335	0,0350	0,0371	0,0388
200	0,0208	0,0221	0,0230	0,0245	0,0255	0,0271	0,0283	0,0292	0,0310	0,0324	0,0344	0,0359
300	0,0186	0,0198	0,0206	0,0219	0,0229	0,0243	0,0254	0,0262	0,0278	0,0290	0,0308	0,0322
400	0,0172	0,0183	0,0191	0,0203	0,0212	0,0225	0,0235	0,0243	0,0258	0,0269	0,0285	0,0298
$\frac{T}{p \cdot v}$ d	60	80	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000
10	0,0353	0,0390	0,0420	0,0453	0,0486	0,0520	0,0553	0,0585	0,0617	0,0649	0,0681	0,0712
20	0,0708	0,0738	0,0768	0,0844	0,0897	0,0934	0,0966	0,0992	0,1008	0,1033	0,1054	0,1071
30	0,0634	0,0662	0,0684	0,0757	0,0805	0,0828	0,0866	0,0891	0,0905	0,0936	0,0946	0,0961
40	0,0587	0,0613	0,0633	0,0710	0,0748	0,0788	0,0805	0,0826	0,0838	0,0875	0,0885	0,0893
60	0,0527	0,0549	0,0568	0,0632	0,0667	0,0699	0,0722	0,0743	0,0757	0,0772	0,0788	0,0801
80	0,0487	0,0509	0,0526	0,0583	0,0607	0,0647	0,0667	0,0685	0,0694	0,0713	0,0730	0,0742
100	0,0459	0,0479	0,0496	0,0550	0,0583	0,0608	0,0629	0,0646	0,0653	0,0671	0,0685	0,0697
150	0,0411	0,0429	0,0444	0,0492	0,0523	0,0548	0,0563	0,0579	0,0584	0,0602	0,0614	0,0624
200	0,0381	0,0398	0,0411	0,0455	0,0483	0,0503	0,0520	0,0538	0,0541	0,0555	0,0567	0,0576
300	0,0342	0,0356	0,0368	0,0409	0,0435	0,0453	0,0468	0,0480	0,0486	0,0500	0,0511	0,0518
400	0,0316	0,0330	0,0341	0,0379	0,0402	0,0420	0,0433	0,0445	0,0451	0,0463	0,0473	0,0480

Durchmesser klein und die Anlagekosten niedrig zu erhalten. Von verschiedenen Seiten sind Formeln für die Berechnung der Rohrdurchmesser angegeben worden, aber es scheint, daß die von Forest M. Towl aufgestellte Gleichung bei hinreichender Einfachheit dem Beobachteten am nächsten kommt.

Sie lautet:

$$d = \sqrt[5]{\frac{l \cdot G^2}{2,5^2(p_a^2 - p_e^2)}} \dots \dots \dots (263)$$

Darin bedeutet d = den lichten Durchmesser in Zentimeter, l = die Rohrlänge in Kilometer, G = das Gasvolumen in Kubikmeter. — p_a und p_e Anfangs- und Enddruck in Atm. abs.

Beobachtung. (Veröffentlichung der Columbia Universität, 1913). Towl erhielt $G = 6255$ cbm Gas in 1 Std. durch eine Rohrleitung von 20,272 cm Dm. 112,7 Kilometer Länge, bei $p_a = 14,76$ Anfangs- und $p_e = 2,88$ cm Enddruck. Das Gas hatte 10° C, sein spez. Gewicht war $s = 0,64$ (bei 1 Atm., 0° und Luft = 1 gesetzt).

F. Wasserstoff.

Das spez. Gewicht des Wasserstoffs ist $s = 0,0696$,
seine spez. Wärme ist $\sigma = 3,409$ bei konst. Druck.

Tabelle 64.

Gewicht von 1 cbm Wasserstoff bei Temperatur von $0 \div 300^\circ$ und Spannungen von $1 \div 2,25$ Atm. abs.

Spannung		Temperatur						
Atm.	mm	0°	50°	100°	150°	200°	250°	300°
1	760	0,0901	0,0761	0,0676	0,0581	0,0520	0,0470	0,0428
1,25	950	0,1126	0,0951	0,0845	0,0726	0,0650	0,0588	0,0535
1,5	1140	0,1350	0,1141	0,1014	0,0871	0,0779	0,0705	0,0642
1,75	1330	0,1576	0,1331	0,1174	0,1016	0,0909	0,0872	0,0750
2	1520	0,1801	0,1521	0,1352	0,1161	0,1039	0,0940	0,0857
2,25	1710	0,2026	0,1711	0,1521	0,1307	0,1169	0,1058	0,0964

Für die Berechnung des in 1 Stunde durch Rohre strömenden Volumens (cbm) Wasserstoff wird folgende empirische Formel angegeben:

$$V_{ws} = \sqrt{\frac{h \cdot d^5}{64 \cdot \gamma \cdot l \cdot \lambda}} \dots \dots \dots (254a)$$

worin bedeutet: V_{ws} = Volumen in Kubikmeter, h = Druck in Millimeter Wassersäule, d = Rohrdurchmesser in Zentimeter, γ = Gewicht eines Kubikmeters, l = Rohrlänge in Meter, λ = Reibungskoeffizient = 0,0083.

Tabelle 65.

Volumen von 1 Kilo Wasserstoff in cbm bei Temperatur von 0 ÷ 300° und Spannungen von 1 ÷ 2,25 Atm. abs.

Spannung		Temperatur						
Atm	mm	0°	50°	100°	150°	200°	250°	300°
1	760	11,11	13,14	14,79	17,21	19,26	21,27	23,36
1,25	950	8,88	10,51	11,83	13,77	15,40	17,00	18,69
1,5	1140	7,41	8,77	9,84	11,48	12,80	14,18	15,57
1,75	1330	6,37	7,51	8,54	9,83	11,00	11,46	13,35
2	1520	5,56	6,57	7,40	8,62	9,60	10,63	11,67
2,25	1710	4,94	5,84	6,57	7,66	8,58	9,48	10,37

Tabelle 66.

Wasserstoffvolumen (cbm) und Gewicht (kg), das in 1 Stunde durch Rohre von 10 ÷ 100 l. W. und $l = 1$ m Länge fließt bei Temperaturen von 0 ÷ 300° und einem Druck von $h = 100$ mm Wassersäule (berechnet vom Verfasser).

Weite d	0°		50°		100°		150°		200°		250°		300°	
	cbm	kg	cbm	kg	cbm	kg	cbm	kg	cbm	kg	cbm	kg	cbm	kg
10	46	4,06	50	3,84	53	3,56	57	3,31	60	3,12	63	2,99	66	2,85
20	109	9,91	118	9,06	125	8,40	135	7,84	143	7,43	150	7,11	157	6,78
30	175	15,92	194	14,89	206	13,84	222	12,89	235	12,22	247	11,70	259	11,18
40	259	23,56	281	21,58	298	20,02	323	18,76	341	17,73	358	16,96	376	16,24
50	342	31,12	371	28,49	394	26,47	426	24,75	450	23,40	473	22,42	496	21,42
60	431	39,22	467	35,86	496	33,33	529	30,73	566	29,43	595	28,20	624	26,95
70	520	47,32	561	43,08	600	40,32	645	37,47	683	40,71	720	34,12	753	32,52
80	613	55,78	665	51,07	707	47,51	762	44,27	806	41,96	848	40,19	889	38,40
90	732	66,61	797	61,20	844	56,71	910	52,87	963	50,07	1012	47,9	1064	45,80
100	810	73,71	879	67,50	934	62,76	1007	58,10	1065	55,4	1120	53,0	1174	50,6

Für jeden anderen Druck h_a (in Millimeter Wassersäule) und andere Länge l_a (in Meter) sind die Werte dieser Tabelle mit

$$\sqrt{\frac{h_a}{l_a \cdot 100}}$$

zu multiplizieren.

XV. Die Weite der Wasserrohrleitungen.

Die Menge des in bestimmter Zeit durch eine Rohrleitung fließenden Wassers hängt von dem Druck ab, der die Bewegung erzeugt, und von den Hemmnissen (Krümmer, Abzweige, Verengungen, Rauheit der Wand usw.), die sich im Rohre der Bewegung widersetzen.

Man darf annehmen, daß (abgesehen von Pumpen, Saug- und Druckrohren, die hier nicht betrachtet werden) der die Wasserbewegung erzeugende Druck geschaffen wird entweder allein durch ein hoch aufgestelltes Wassergefäß, in welchem Falle die Grenzen der Druckhöhe etwa 0,5 ÷ 15 m sein werden, oder allein durch einen Vakuum-Verdichter (Kondensator), in welchem Falle die Druckhöhe gleich ist der dem Vakuum entsprechenden Wassersäule, abzüglich der Höhe vom Wassereintritt in den Verdichter bis zum Wasserspiegel. Da das Vakuum im Verdichter stets kleiner als das theoretische ist, so kann die eben genannte Druckhöhe (selbst angenommen, daß der Wasserspiegel sich in der Höhe des Wassereintritts in den Verdichter befindet) in der Praxis höchstens 10 m betragen.

Endlich kann der die Wasserbewegung erzeugende Druck bewirkt werden durch ein hochaufgestelltes Wassergefäß und das Vakuum im Verdichter. In diesem Falle wird die maximale Druckhöhe $10 + 15 = 25$ m selten überschreiten.

Nun sollen die Wassermengen angegeben werden, die in einer Stunde durch Rohre verschiedener Weite bei Druckhöhen von 0,5 bis 25 m fließen können, und dazu ist es zuerst nötig, die in jedem Falle tatsächlich eintretende Wassergeschwindigkeit v_w zu bestimmen.

Bedeutet: v_w = die Wassergeschwindigkeit in Meter in 1 Sek.,
 h_w = die gesamte vorhandene Druckhöhe in Meter,
 so ist die am Ende des Rohres auftretende theoretische Geschwindigkeit:

$$v_w = \sqrt{2 \cdot g \cdot h_w} \dots \dots \dots (264)$$

$$h_w = \frac{v_w^2}{2g} \dots \dots \dots (265)$$

Diese theoretische Geschwindigkeit wird nie erreicht, weil in jeder Rohrleitung mehrere Ursachen für die Verlangsamung der Wasserbewegung vorhanden sind, welche Ursachen die „Widerstände der Bewegung“ genannt werden. Man kann sich vorstellen, daß von der ganzen zur Verfügung stehenden Druckhöhe h_w je ein Teil h_1 h_2 h_3 usw. dazu verbraucht werden muß, um je einen dieser

Widerstände zu überwinden, und daher nennt man diese Höhen: Widerstandshöhen. Jede dieser Höhen h_1 h_2 h_3 würde dem Wasser (wenn keine Widerstände zu überwinden wären) eine entsprechende Geschwindigkeit v_1 v_2 v_3 erteilen, so daß, wenn v_w die wirklich erzielte Geschwindigkeit und h die zur Erzielung dieser Geschwindigkeit theoretisch notwendige Wasserdruckhöhe bedeutet, die gesamte zur Verfügung stehende Druckhöhe $h_w = h + h_1 + h_2 + h_3 \dots$ die Geschwindigkeit $v_w + v_1 + v_2 + v_3 \dots$ erzeugen würde, d. h. es wäre:

$$h_w = h + h_1 + h_2 + h_3 = \frac{v_w^2}{2g} + \frac{v_1^2}{2g} + \frac{v_2^2}{2g} + \frac{v_3^2}{4g} \dots \quad (266)$$

Nun können h_1 h_2 h_3 als Teile der Höhe h bezeichnet und geschrieben werden:

$$h_w = h + \zeta_1 h + \zeta_2 h + \zeta_3 h \dots \quad (267)$$

worin h die zur Erzielung der wirklich erreichten Geschwindigkeit v_w nötige (theoretische) Druckhöhe ist.

ζ_1 ζ_2 ζ_3 werden dann die Widerstandskoeffizienten (Widerstandszahlen) genannt.

Da $h = \frac{v^2}{2g}$ ist, so folgt:

$$h_w = \frac{v_w^2}{2g} + \zeta_1 \frac{v_w^2}{2g} + \zeta_2 \frac{v_w^2}{2g} + \zeta_3 \frac{v_w^2}{2g} \dots \quad (268)$$

oder:

$$h_w = \frac{v_w^2}{2g} (1 + \zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_3) \dots \quad (269)$$

und hieraus die wirkliche Geschwindigkeit des Wassers in Rohrleitungen:

$$v_w = \frac{\sqrt{h_w 2g}}{\sqrt{1 + \zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_3}} \dots \quad (270)$$

Die Widerstandszahlen werden als Teile der Höhe h bestimmt:

$\zeta_1 = 0,505$ ist die Widerstandszahl für den Eintritt des Wassers aus dem Wassergefäß in das Rohr. Sie schwankt zwischen 0,08 bis 0,505. Wenn die Eintrittsstelle abgerundet und konisch gemacht ist, so ist ζ_1 klein, allein wir wählen sie der Sicherheit wegen = 0,505.

$\zeta_2 = 0,805$ ist der Koeffizient (Festwert) für ein Knie. Für rechtwinklige Knie, deren Krümmungsradius = $r = 3d$ (d = Rohrdurchmesser) ist, kann $\zeta_2 = 0,161$ gesetzt werden. In der folgenden Tabelle 67 werden für jedes Rohr 5 Knie angenommen, so daß zu setzen ist: $\zeta_2 = 5 \cdot 0,161 = 0,805$.

Tabelle 67.

Wassermenge W in Kubikmetern, die in 1 Stunde durch Rohre von
Druckhöhen von 0,5–25 m strömt

Druck- höhe h_w m	Rohr- länge l m	Lichte Weite der Rohre in mm					
		30	35	40	45	50	60
		Wassermenge W in Kubikmetern p. 1 Stunde					
0,5	10	2,0	2,9	4,1	5,5	6,9	10,9
	20	1,5	2,2	3,1	4,2	5,5	8,7
	40	1,4	1,7	2,3	3,2	4,2	6,5
	60	0,9	1,3	1,8	2,6	3,5	5,6
	80	0,8	1,2	1,6	2,3	2,9	4,9
	100	0,7	1,1	1,5	2,1	2,7	4,4
1,0	10	2,8	4,1	5,8	7,8	9,8	15,3
	20	2,2	3,1	4,4	6,0	7,8	12,3
	40	1,6	2,4	3,3	4,5	5,8	9,2
	60	1,3	1,9	2,6	3,7	4,9	7,9
	80	1,2	1,7	2,4	3,1	4,1	7,1
	100	0,9	1,6	2,2	3,0	3,9	6,2
2,0	10	4,3	5,8	8,1	11,0	13,8	21,8
	20	3,1	4,4	6,3	8,5	11,1	17,4
	40	2,3	3,3	4,7	6,3	8,3	13,1
	60	1,8	2,7	3,7	5,3	7,0	11,3
	80	1,6	2,3	3,4	4,6	5,9	10,0
	100	1,5	2,2	3,1	4,2	5,5	8,9
3,0	10	5,0	7,1	9,8	13,5	16,0	26,6
	20	3,8	5,5	7,7	10,4	12,8	21,3
	40	2,8	4,1	5,7	7,8	9,6	16,0
	60	2,2	3,3	4,6	6,5	8,0	13,8
	80	1,9	2,9	4,1	5,6	6,9	12,3
	100	1,6	2,7	3,8	5,2	6,4	10,8
4,0	10	5,7	8,2	11,2	15,6	19,5	30,8
	20	4,3	6,3	8,7	12,0	15,6	24,6
	40	3,2	4,7	6,5	9,0	11,7	18,4
	60	2,6	3,8	5,2	8,0	9,8	16,0
	80	2,2	3,4	4,7	6,6	8,9	14,3
	100	2,1	3,1	4,3	6,0	7,8	12,3
5,0	10	6,3	8,6	12,9	17,5	22,8	34,0
	20	4,9	6,6	9,9	13,4	17,5	26,1
	40	3,6	4,9	7,4	10,1	13,1	19,6
	60	2,9	3,9	5,9	8,5	11,0	16,7
	80	2,5	3,6	5,4	7,4	9,0	14,9
	100	2,3	3,2	4,9	6,7	8,7	13,1

Tabelle 67.

30—225 mm Durchmesser und 10—20—40—60—80—100 m Länge bei
(5 Kniee, 1 Ventil angenommen).

Lichte Weite der Rohre in mm								
70	80	90	100	125	150	175	200	225
Wassermenge <i>W</i> in Kubikmetern p. 1 Stunde								
15,7	21,0	27,9	35,7	57,9	84,8	117,1	156,7	203,1
12,6	17,5	23,2	29,6	49,7	75,0	106,4	142,4	184,6
9,7	13,5	18,6	21,7	39,7	60,0	85,7	113,9	147,7
8,3	11,5	15,3	20,7	34,8	55,1	81,9	109,6	142,1
7,3	10,5	13,9	18,6	31,3	49,5	74,5	99,7	129,2
6,5	9,6	12,8	16,3	29,8	45,0	70,2	95,1	121,7
22,3	31,0	39,5	49,1	81,4	120,0	165,7	220,6	288,1
17,8	25,8	32,9	41,8	70,2	106,2	150,6	202,3	261,9
13,7	19,9	26,3	33,3	56,1	84,9	120,5	161,9	209,5
11,7	16,0	21,7	29,2	49,1	78,0	115,9	155,8	201,6
10,7	15,5	19,7	26,3	44,2	70,1	105,4	141,6	183,3
9,4	14,2	18,1	23,0	42,1	64,3	99,8	133,5	172,8
31,6	42,1	49,7	69,4	115,7	170,4	234,2	315,9	406,6
25,3	35,1	41,4	59,3	99,8	150,7	212,9	287,2	369,7
19,4	27,1	33,1	47,4	79,8	120,5	170,3	229,7	295,7
16,7	23,2	27,3	41,5	69,8	110,8	162,8	221,1	284,6
14,6	21,0	24,8	37,3	62,8	99,4	149,0	201,0	258,7
12,9	19,3	22,8	32,6	59,8	90,4	140,5	189,5	244,0
39,2	45,0	68,4	85,9	141,4	209,1	287,6	386,8	504,8
31,4	37,5	57,0	72,9	121,9	185,1	261,4	351,6	458,0
24,2	28,9	45,6	58,3	97,5	148,0	209,1	281,3	364,4
20,7	24,7	37,6	51,0	85,0	136,0	201,3	270,7	352,6
18,2	22,5	34,2	45,9	76,8	122,1	183,0	248,1	319,6
16,5	20,5	31,6	40,0	73,1	111,0	172,6	232,0	302,2
44,6	52,1	78,8	98,1	163,9	243,5	333,3	447,4	580,9
35,7	43,0	65,7	83,9	141,3	215,6	303,0	407,0	528,1
27,5	33,2	52,5	67,1	113,0	172,5	242,4	325,6	422,5
23,5	28,4	43,3	53,7	98,9	153,4	233,3	313,4	406,6
21,4	25,8	39,4	52,8	89,0	141,2	212,1	284,9	369,6
19,6	23,6	36,1	46,1	84,8	129,3	199,8	256,2	332,6
50,0	66,6	87,9	110,1	183,4	272,4	371,4	499,7	645,5
40,0	55,5	73,2	94,1	158,1	241,0	337,6	454,2	586,8
30,8	42,7	58,6	75,2	126,5	192,8	270,1	363,4	469,4
26,4	36,6	48,3	65,8	110,6	177,1	259,7	338,7	451,8
23,2	33,3	43,9	59,2	99,6	159,1	236,3	317,9	410,7
21,0	30,5	40,3	51,7	94,8	144,6	222,8	299,8	387,3

Tabelle 67.

Druck- höhe h_w m	Rohr- länge l m	Lichte Weite der Rohre in mm					
		30	35	40	45	50	60
		Wassermenge W in Kubikmetern p. 1 Stunde					
6,0	10	7,3	10,0	14,2	19,1	25,0	36,0
	20	5,3	7,7	10,9	14,7	19,2	27,7
	40	4,0	5,8	8,1	11,0	14,4	20,7
	60	3,2	4,6	6,5	9,2	12,1	18,0
	80	2,7	4,2	6,0	8,1	10,9	15,7
	100	2,5	3,8	5,4	7,3	9,6	13,7
7,0	10	7,7	10,8	15,3	20,6	27,0	40,2
	20	5,7	8,3	11,8	15,9	20,8	30,9
	40	4,3	6,2	8,8	11,9	15,6	23,2
	60	3,4	5,2	7,1	10,0	13,1	20,1
	80	3,0	4,6	6,5	8,7	11,8	17,6
	100	2,7	4,1	5,9	7,9	10,4	15,4
8,0	10	8,1	11,6	16,3	22,1	28,8	44,9
	20	6,1	8,9	12,6	17,0	22,2	34,5
	40	4,6	6,7	9,4	12,7	16,6	25,9
	60	3,7	5,3	7,5	10,7	14,0	21,5
	80	3,2	4,9	6,9	9,3	12,6	19,7
	100	2,9	4,4	6,3	8,5	11,1	17,2
9,0	10	8,5	12,4	17,4	23,7	30,3	47,7
	20	6,5	9,5	13,4	18,2	24,8	36,7
	40	4,9	7,1	10,0	13,6	18,6	27,5
	60	3,9	5,7	8,0	11,4	15,7	23,8
	80	3,4	4,9	7,3	10,0	14,1	21,2
	100	3,0	4,5	6,7	9,1	12,4	18,7
10,0	10	8,9	13,0	18,3	25,1	31,6	48,5
	20	6,9	10,0	14,1	19,3	25,3	38,8
	40	5,1	7,5	10,6	14,5	19,0	29,1
	60	4,1	6,0	8,4	12,2	16,0	25,2
	80	3,6	5,5	7,7	10,6	14,4	22,5
	100	3,2	5,0	7,0	9,6	12,6	19,8
11,0	10	9,4	13,6	19,3	26,0	32,6	51,1
	20	7,2	10,5	14,9	20,0	26,1	40,8
	40	5,4	7,8	11,1	15,0	24,4	38,3
	60	4,3	6,3	8,9	12,6	16,5	26,5
	80	3,8	5,8	8,1	11,0	14,8	23,7
	100	3,5	5,2	7,4	10,0	13,0	20,8

Tabelle 67.

Lichte Weite der Rohre in mm								
70	80	90	100	125	150	175	200	225
Wassermenge <i>W</i> in Kubikmetern p. 1 Stunde								
53,1	73,5	98,5	120,6	202,7	294,7	408,5	549,6	708,4
42,4	61,3	81,2	103,1	172,7	260,8	371,4	499,7	644,0
32,7	47,2	65,0	82,5	138,1	208,6	297,1	399,7	515,2
28,0	40,4	62,4	72,4	120,8	191,5	301,3	384,7	495,7
24,6	33,7	48,7	64,9	108,8	172,1	259,9	349,7	450,8
22,2	36,7	47,8	60,9	103,6	156,4	245,1	329,8	424,0
58,4	80,1	104,4	129,6	215,9	316,9	439,0	590,0	763,5
46,7	66,7	87,0	110,7	185,5	280,5	399,1	538,2	694,1
35,9	51,4	71,6	88,7	148,4	224,4	319,3	430,5	635,3
30,8	44,0	57,4	77,6	129,8	206,1	305,1	314,4	534,5
27,1	40,0	53,6	69,8	116,8	185,1	279,4	376,7	495,9
25,9	37,6	49,8	62,9	111,3	168,3	250,5	355,2	458,1
65,0	84,6	112,6	138,8	232,7	339,5	470,4	628,1	818,7
52,0	70,5	93,8	118,6	199,2	302,1	427,7	571,0	744,2
40,0	54,3	75,1	95,1	159,4	241,7	342,1	456,8	595,4
34,3	46,5	61,9	83,0	139,4	222,1	329,3	439,6	573,0
29,7	42,3	56,3	74,7	125,4	195,5	299,3	399,7	520,9
27,3	38,8	52,7	65,2	119,5	183,7	281,6	376,6	490,0
67,0	90,9	117,9	145,7	245,9	362,2	497,1	667,3	865,9
53,6	75,7	98,8	124,6	212,0	320,5	451,9	609,4	787,2
41,2	58,5	78,6	99,7	169,6	256,4	371,5	487,5	629,7
34,7	50,5	64,8	87,2	148,4	235,6	347,9	469,2	606,1
32,1	45,4	57,9	78,5	133,5	211,5	316,3	426,6	551,0
29,4	41,6	54,0	74,7	127,2	192,3	298,2	402,2	519,5
71,4	93,7	120,9	154,4	258,7	381,8	524,7	707,7	913,1
56,3	78,1	103,3	133,1	223,0	337,7	477,0	643,3	830,1
43,4	60,2	82,6	106,4	178,4	270,1	381,6	514,6	730,5
37,2	51,5	68,1	93,1	156,1	249,1	366,3	495,3	639,2
32,6	46,8	61,9	83,8	140,5	222,9	323,9	450,3	581,1
28,2	42,9	56,3	73,2	133,8	202,6	314,8	424,6	547,8
74,3	98,1	130,5	163,0	269,2	401,8	535,9	740,0	954,1
59,4	81,7	108,3	139,6	234,1	355,5	500	672,7	867,3
45,7	63,0	87,0	119,6	187,2	284,4	400	538,2	693,8
37,2	52,9	71,8	97,7	163,8	261,3	386,1	514,4	667,3
31,4	44,0	58,3	81,3	147,4	234,3	350,1	470,0	607,1
29,0	40,0	53,8	76,7	140,4	213,3	330,0	435,5	572,4

Tabelle 67.

Druck- höhe h_w m	Rohr- länge l m	Lichte Weite der Rohre in mm					
		30	35	40	45	50	60
		Wassermenge W in Kubikmetern p. 1 Stunde					
12,0	10	10,0	14,3	19,5	27,3	33,6	53,3
	20	7,5	11,0	15,0	21,1	26,8	42,7
	40	5,6	8,3	11,3	15,8	20,1	32,6
	60	4,3	6,6	9,0	13,2	17,0	27,7
	80	3,9	6,0	8,1	11,6	15,3	24,7
	100	3,7	5,4	7,4	10,5	13,4	21,7
13,0	10	10,2	14,8	20,8	28,2	35,3	55,8
	20	7,8	11,4	16,0	21,7	28,3	44,6
	40	5,9	8,5	12,0	16,3	21,2	33,4
	60	4,7	6,8	9,6	13,6	17,9	29,0
	80	4,2	6,2	8,8	11,9	16,0	25,8
	100	3,8	5,6	8,0	10,8	14,0	22,7
14,0	10	10,6	15,2	21,7	29,2	38,4	59,4
	20	8,2	11,7	16,7	22,4	29,5	45,7
	40	6,1	8,8	12,5	16,8	22,1	34,3
	60	4,9	7,0	10,0	13,5	18,0	27,9
	80	4,4	6,4	9,1	12,3	16,2	26,0
	100	4,0	5,8	8,3	11,2	14,7	22,7
15,0	10	10,9	15,7	22,3	30,4	39,6	62,1
	20	8,4	12,1	17,1	23,4	30,4	47,7
	40	6,3	9,0	12,9	17,5	22,8	35,8
	60	5,0	7,2	10,4	14,2	18,3	29,2
	80	4,6	6,6	9,3	12,3	16,7	26,2
	100	4,1	6,0	8,5	11,7	15,2	23,9
16,0	10	11,3	16,4	23,3	31,2	41,2	64,1
	20	8,7	12,6	17,9	24,0	31,6	49,3
	40	6,5	9,4	13,4	18,0	23,7	36,9
	60	5,2	7,6	10,8	14,5	19,1	30,0
	80	4,7	6,9	9,7	13,2	17,4	27,1
	100	4,3	6,2	8,9	12,0	15,8	24,7
18,0	10	12,0	17,5	24,6	33,0	42,2	68,0
	20	9,2	13,4	18,9	25,4	32,4	52,3
	40	6,9	10,0	14,2	19,0	24,3	39,2
	60	5,5	8,0	11,4	15,4	20,1	31,3
	80	4,9	7,2	10,2	14,0	17,8	28,8
	100	4,5	6,6	9,3	12,7	16,2	26,2

Tabelle 67

Lichte Weite der Rohre in mm								
70	80	90	100	125	150	175	200	225
Wassermenge <i>W</i> in Kubikmetern p. 1 Stunde								
75,6	102,0	136,0	171,2	286,3	416,8	586,1	771,1	1006,0
60,5	85,0	113,3	145,5	245,1	368,9	523,8	701,0	914,6
46,5	66,4	90,6	116,4	216,1	295,1	419,0	560,8	731,6
39,9	56,1	74,8	101,8	171,5	271,1	403,3	539,7	704,2
35,0	51,0	68,0	91,6	154,4	243,4	366,6	490,7	640,2
30,0	46,7	62,0	80,0	147,0	221,3	345,7	462,6	603,6
80,7	107,4	142,8	176,8	293,6	434,8	599,9	807,2	1039,1
64,6	89,5	119,0	151,1	253,9	384,8	545,4	733,8	944,6
49,7	75,9	95,2	120,9	203,1	307,8	436,3	587,1	755,7
31,6	59,0	78,5	105,8	177,7	284,1	419,9	565,1	727,3
37,4	53,7	71,5	95,2	160,0	253,9	381,8	513,6	661,2
32,5	49,2	65,4	83,1	152,3	230,9	359,9	484,3	623,4
83,3	111,7	148,1	183,5	304,8	452,1	619,0	839,5	1078,4
66,6	93,8	123,4	156,8	262,8	400,1	562,7	763,2	980,4
51,3	71,8	98,7	125,4	214,2	320,0	450,2	610,5	784,3
43,9	61,4	81,4	106,8	183,4	294,0	425,6	587,6	754,9
38,6	55,9	74,0	94,8	165,5	263,0	393,9	534,2	686,3
34,9	51,2	67,8	86,2	157,6	240,0	371,4	510,0	647,0
86,7	114,4	153,6	190,9	319,4	467,2	642,8	864,4	1117,8
69,4	96,2	128,0	163,1	273,0	413,4	584,4	785,8	1016,2
53,4	74,1	102,4	130,5	218,4	330,7	467,5	618,6	812,9
45,8	63,5	84,4	114,2	191,4	303,8	457,6	605,0	782,4
40,2	57,7	76,8	102,7	171,9	272,0	409,0	550,0	711,3
36,5	52,9	70,4	89,7	163,8	248,0	385,7	518,6	670,7
91,0	119,0	161,4	196,7	327,4	485,1	661,7	888,0	1149,3
72,8	99,4	134,5	168,1	282,2	429,3	601,7	807,3	1044,8
56,1	76,6	107,6	134,5	225,7	343,4	481,3	645,7	835,8
48,0	65,6	88,7	117,7	197,5	315,5	463,3	621,6	804,5
42,2	59,6	80,7	105,9	177,8	282,6	423,3	565,1	731,3
38,3	54,7	73,9	92,4	169,3	257,6	397,1	532,8	689,7
94,5	127,6	172,8	208,3	345,8	515,3	703,1	951,4	1243,7
75,6	106,3	144,0	178,0	298,1	451,6	639,1	864,9	1130,7
58,2	81,9	115,2	142,4	238,5	361,3	511,3	691,9	904,5
49,9	70,1	95,0	124,6	208,7	331,9	492,1	666,0	870,6
42,8	63,8	86,6	111,5	187,8	297,8	447,4	605,4	791,5
39,7	58,4	79,2	97,9	178,8	270,9	421,8	559,8	746,2

Tabelle 67.

Druck- höhe h_w m	Rohr- länge l m	Lichte Weite der Rohre in mm					
		30	35	40	45	50	60
		Wassermenge W in Kubikmetern p. 1 Stunde					
20,0	10	12,7	18,4	25,9	35,1	45,4	72,0
	20	9,8	14,1	19,9	27,0	34,9	55,4
	40	7,3	10,6	14,9	20,2	26,2	41,5
	60	5,8	8,5	12,0	16,3	18,0	33,6
25,0	10	14,3	20,5	29,0	37,7	48,9	77,4
	20	11,0	15,9	22,3	29,0	39,1	61,9
	40	7,2	11,9	16,7	21,7	27,0	46,4
	60	6,6	9,5	13,7	17,9	24,7	40,2
	80	6,0	8,6	12,1	15,9	21,6	31,1
	100	5,4	7,9	11,0	14,5	19,5	30,9

$\zeta_3 = 0,6$ bedeutet den Widerstand eines Hahnes oder eines Ventiles. Wenn diese Abschlüsse fast ganz offen sind, so darf man setzen $\zeta_3 = 0,6$, sobald aber die Hähne oder Ventile mehr oder weniger geschlossen werden, wächst die Widerstandszahl ganz enorm.

$\zeta_4 = 1$ ist der Widerstand, der durch den Eintritt des Wassers in ein Gefäß entsteht. Ist der Querschnitt des Rohres = Q , derjenige des Gefäßes = Q_1 , so wird aus der Geschwindigkeit v im Rohre die Geschwindigkeit $v_1 = v \frac{Q}{Q_1}$ im Gefäß. Die Widerstandshöhe ist daher:

$$h_4 = \frac{\left(v - v \frac{Q}{Q_1}\right)^2}{2g} = \left(1 - \frac{Q}{Q_1}\right)^2 \frac{v^2}{2g} \dots \dots (271)$$

und da $\frac{v^2}{2g} = h$ ist, so folgt:

$$h_4 = \zeta_4 h \text{ und } \left(1 - \frac{Q}{Q_1}\right)^2 = \zeta_4 \dots \dots (272)$$

Ist Q_1 im Verhältnis zu Q recht groß, wie es wohl fast immer der Fall, so wird der Bruch $\frac{Q}{Q_1}$ sehr klein, und $\left(1 - \frac{Q}{Q_1}\right)^2$ weicht sehr wenig von 1 ab. Wir nehmen also $\zeta_4 = 1$ an.

Tabelle 67

Lichte Weite der Rohre in mm								
70	80	90	100	125	150	175	200	225
Wassermenge <i>W</i> in Kubikmetern p. 1 Stunde								
99,6	132,5	177,2	219,6	363,8	535,0	743,8	1001,2	1291,0
79,7	110,5	147,7	187,9	313,6	477,0	676,1	910,2	1173,6
61,4	85,1	118,1	150,3	250,8	381,6	531,9	728,1	988,9
52,6	72,9	97,4	131,5	219,5	340,1	520,6	700,8	903,7
111,8	149,7	197,8	244,2	407,2	587,7	833,3	1106,9	1459,4
89,5	124,8	164,8	210,5	351,1	534,3	757,5	1006,3	1326,8
68,9	96,1	131,9	168,3	280,9	427,4	666,0	905,0	1264,4
59,0	82,3	97,9	147,3	245,8	392,0	621,6	852,3	1123,8
53,7	74,8	88,9	132,5	221,2	352,6	583,3	774,8	1021,6
49,2	68,6	60,6	126,0	210,6	320,5	499,9	664,1	875,6

$\zeta_5 = \lambda \frac{l}{d}$ = der Koeffizient (Festwert) für die Reibung im Rohre.

Für λ gilt die Darcysche Formel:

$$\lambda = 0,01989 + \frac{0,0005078}{d} \dots \dots \dots (273)$$

und dieser Wert ist für jeden Durchmesser und für jede Rohrlänge besonders festzustellen. In der kleinen Tabelle auf Seite 293 finden sich die Werte von λ für die Durchmesser 0,020–0,450 m angegeben.

Tabelle:

Es ist nach der Gleichung (272):

für $d =$	20	25	30	35	40	45 mm
$\lambda =$	0,04528	0,04019	0,03628	0,03439	0,03259	0,03120
für $d =$	50	60	70	80	90	100 mm
$\lambda =$	0,03004	0,02838	0,02718	0,02624	0,02553	0,02497
für $d =$	125	150	175	200	225	250 mm
$\lambda =$	0,02394	0,02327	0,02279	0,02231	0,02214	0,02192
für $d =$	300	350	400	450 mm		
$\lambda =$	0,02155	0,02135	0,02115	0,02101		

Unter den soeben gemachten Annahmen lautet also die Gleichung zur Berechnung der Wassergeschwindigkeit in zylindrischen Rohren:

$$v_w = \frac{\sqrt{2g h_w}}{\sqrt{1 + \zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_3 + \zeta_4 + \lambda \frac{l}{d}}} \quad \dots \quad (273)$$

$$v_w = \frac{\sqrt{2g h_w}}{\sqrt{1 + 0,505 + 5 \cdot 0,161 + 0,6 + 1 + \lambda \frac{l}{d}}} = \frac{\sqrt{2g h_w}}{\sqrt{3,91 + \lambda \frac{l}{d}}} \quad (274)$$

Die Gleichung (274) hat dazu gedient, die Tabelle 67 aufzustellen, indem sie die Geschwindigkeit v_w des Wassers in Rohren von 30—225 mm Drm., für Druckhöhen von $h_w = 0,5—25$ m, Rohrlängen von $l = 10—100$ m ergab. Hieraus ist dann die in einer Stunde durch die Leitung fließende Wassermenge W berechnet worden.

Da die Zahlen der Tabelle 67 immerhin die unter den angenommenen Umständen größte die Rohre durchfließende Wassermenge angeben, so wird es bei ihrem praktischen Gebrauch nötig sein (besonders auch im Hinblick auf etwa in der Leitung vorkommende größere Zahl von Knien, Abzweigen, Querschnittsänderungen, Absperrvorrichtungen und die Rauheit der inneren Oberfläche), einen Zuschlag zu den damit bestimmten Rohrweiten, resp. einen Abzug von den damit bestimmten Wassermengen zu machen¹⁾.

XVI. Der Wärmeverlust der Apparate und Rohrleitungen an die umgebende Luft und die Mittel zu seiner Verhütung.

A. Der Wärmeverlust²⁾.

1. Nach E. Pécelets Gleichungen.

Für die Berechnung des Wärmeverlustes heißer Körper hat E. Pécelet in seinem klassischen Werke: „*Traité de la chaleur*“ die Grundlagen geschaffen. Indessen dürfen wir die vielen späteren Ver-

¹⁾ Kalte Salzsole mit dem spez. Gew. = 1,2 durch den ringförmigen Raum zwischen 2 ineinander gesteckten Eisenrohre von 3" und 2" von 12 solchen Doppelrohren von je 6100 Länge gedrückt, gab bei

7,58 Liter in der Sek. = 3,5 m Geschw. 31,61 m Reibungshöhe

7,14 " " " " = 3,3 " " 28,0 " der Sole

6,38 " " " " = 2,95 " " 23,24 " mit 1,2 spez. Gew.

5,68 " " " " = 2,62 " " 16,31 "

J. of the Amerc. Soc. of Refrig. Eng. 1915. Sept.

²⁾ Andersen: Hilfsbuch f. Wärmeschutz. 1910.

suche und Berechnungsmethoden nicht übergehen und geben daher die Wärmeverluste nach Péclet und nach neueren Bestimmungen. Leider weichen die Resultate der verschiedenen Berechnungsarten erheblich voneinander ab, so zwar, daß die Péclet'schen Gleichungen zu kleine, einige spätere Gleichungen zu große Zahlen ergeben. Die beobachteten Wärmeverluste, obgleich auch nicht alle übereinstimmend, liegen etwa in der Mitte der nach beiden Formeln berechneten.

Nach Péclet setzt sich der ganze in Kalorien ausgedrückte stündliche Wärmeverlust (M) für einen Quadratmeter heißer Fläche aus zwei Einzelverlusten zusammen, nämlich:

a) aus dem Verlust durch Strahlung (R), der außer von der Lufttemperatur t , und dem Temperaturunterschied \mathcal{G} zwischen dem heißen Körper und der umgebenden Luft nur abhängt von dem Material und der Beschaffenheit der ausstrahlenden Oberfläche. Er wird ausgedrückt durch den Festwert k ; dieser ist für:

Kupfer	$k = 0,16$
Schmiedeeisen	$k = 2,77$
Gußeisen	$k = 3,36$

Nach Péclet's empirischer Formel ist:

$$R = 124,72 k a^t (a^{\mathcal{G}} - 1) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (275)$$

worin a die Zahl 1,0077 bedeutet;

b) aus dem Verlust, der durch Berührung mit der umgebenden Luft bewirkt wird (A). Hier hat die Form des Körpers neben dem Temperaturunterschied \mathcal{G} einen wesentlichen Einfluß auf den Verlust, und dieser Einfluß wird durch den Festwert k^1 ausgedrückt.

Nach Péclet ist:

$$A = 0,552 k^1 \mathcal{G}^{1,233} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (276)$$

Der Gesamtverlust des Körpers ist daher für 1 qm, 1 Stunde und den Temperaturunterschied \mathcal{G} :

$$M = R + A = 124,72 k a^t (a^{\mathcal{G}} - 1) + 0,552 k^1 \mathcal{G}^{1,233} \quad . \quad (277)$$

Der Festwert k^1 ist von Péclet für viele Oberflächenformen bestimmt worden: er ist nach ihm ein anderer für flache, ebene für runde wagerechte, für runde lotrechte Körper und hängt auch vom Durchmesser der Zylinder ab.

In den Tabellen 68 sind nun nach Péclet's Angaben ausgerechnet und zusammengetragen:

a) der Wärmeverlust durch Strahlung (R) der Körper aus Kupfer, Schmiedeeisen, Gußeisen für 1 qm, 1 Stunde und für Temperaturunterschiede von 20 bis 180°,

Tabelle 68.

Wärmeverlust durch Strahlung R — Wärmeverlust durch Leitung A —
Schmiedeeisen und Gußeisen bei Temperatur-Unterschieden von 20°

		Temperatur-Unterschiede																
		20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°									
a) Wärmeverlust durch Strahlung R pro 1 qm																		
Temperatur-Unterschieden																		
Kupferblech ($k = 0,16$)																		
$R =$		3,7		5,8		8,0		10,4		13,9		15,9		19		22,2		
Schmiedeeisen ($k = 2,77$)																		
$R =$		64		100		138,5		181		226		275		328		384		
Gußeisen ($k = 3,36$)																		
$R =$		78		121		168		219		274		334		396		466		
b) α) Wärmeverlust durch Leitung A																		
Rohrdurch-																		
messer d																		
20		130		215		306		404		505		610		716		832		
30		101		168		241		316		396		479		562		754		
40		88		145		207		272		340		412		483		561		
50		79,4		131		186		246		307		372		436		505		
60		74		121		173		228		285		345		404		470		
70		70		115		164		216		270		328		384		444		
80		66,6		109,8		156,6		205,8		258		312		367		426		
90		65		107,5		153		202		252		305		360		415		
100		62,6		103		147		193		242		293		345		399		
150		57		94		133		176		220		266		313		364		
200		54		89		127		167		210		249		298		344		
300		51		84		120		158		197,8		239		282		326		
400		49,9		82		117		156		194		234		276		319		
500		48,6		81		115		151		190		230		271		313		
600		48,4		80		113,7		148		187		227		267		309		
800		47,7		78,7		112		147		185		223		263		305		
1000		47		76,7		111		146		183		221		260		298		
b) β) Wärmeverlust durch Leitung A																		
Durchmesser des Zylinders = 1 m																		
Höhe des																		
Zylinders																		
mm																		
1000		59		96		138		182		228		275		323		375		
2000		52		86		123		162		202		245		289		334		
3000		50		82		117		154		194		235		275		323		
4000		48,8		81		116		152		191		227		267		309		
5000		48,4		80		113,7		148		187		222		261		299		

Tabelle 68.

Festwerte k und k' ebener und zylindrischer Flächen aus Kupferblech, bis 180° in Kalorien für 1 qm und 1 Stunde, nach E. Péclet.

Temperatur-Unterschiede								
100°	110°	120°	130°	140°	150°	160°	170°	180°

bei Kupfer, Schmiedeeisen, Gußeisen und bei
von 20° — 180°

Kupferblech ($k = 0,16$)

25,7	29,7	33,8	38,3	43	48	54	60	67
------	------	------	------	----	----	----	----	----

Schmiedeeisen ($k = 2,77$)

447	506	585	662	746	836	939	1045	1159
-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	------	------

Gußeisen ($k = 3,36$)

541	622	709	803	904	1014	1139	1269	1406
-----	-----	-----	-----	-----	------	------	------	------

bei horizontalen Rohren

948	1065	1185	1309	1432	1561	1691	1822	1955
742	837	931	1028	1125	1226	1328	1431	1535
638	717	800	883	966	1053	1140	1229	1318
586	648	724	798	873	952	1031	1112	1192
536	601	671	740	810	883	957	1030	1105
507	567	636	706	768	838	907	978	1048
484	544	606	669	733	798	864	931	999
477	534	595	655	717	782	847	913	979
454	511	570	629	688	750	812	875	939
414	465	517	572	626	683	739	796	853
393	441	493	544	595	649	703	758	812
371	417	465	513	562	612	662	714	766
363	408	454	502	550	599	648	698	750
357	400	446	493	540	588	636	686	736
352	396	440	486	532	580	628	677	726
347	390	434	479	525	572	619	667	716
342	383	430	475	519	566	613	663	709

bei vertikalen Zylindern

Durchmesser des Zylinders = 1 m

428	480	535	591	646	705	—	—	—
381	427	477	526	575	627	—	—	—
364	408	457	504	551	601	—	—	—
352	396	440	477	532	580	—	—	—
344	385	432	486	516	569	—	—	—

Tabelle 68.

Höhe des Zylinders mm	Temperatur - Unterschiede							
	20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°
Durchmesser des Zylinders = 1,5 m								
1000	59	95	137	180	226	273	320	371
2000	51	86	121	159	199	242	286	330
3000	49	82	115	151	191	231	272	315
4000	48,6	81	114	149	189	229	270	312
5000	48	79	112,5	147	185	225	265	306
Durchmesser des Zylinders = 2 m								
1000	58	94	136	179	224	270	317	368
2000	50	84	121	159	199	240	283	328
3000	48,8	82	116	152	191	225	271	308
4000	48,6	79,5	113	148	187	222	265	299
5000	47	76,7	111	146	183	221	260	298
Durchmesser des Zylinders = 2,5 m								
1000	56	91	132	173	217	262	307	357
2000	51	84	120	158	197,8	239	282	326
3000	48,6	81	115	151	190	230	271	313
4000	48	79	113	147	186	224	264	307
5000	47	76,7	111	146	183	221	260	298
Durchmesser des Zylinders = 3 m								
1000	55	91	131	172	216	260	305	355
2000	51	84	120	157	197	238	280	324
3000	48,6	81	114	150	189	229	270	312
4000	47,4	78,7	112	147	185	223	263	305
5000	47	76,7	111	146	183	221	260	298
b) γ) Wärmeverlust durch Leitung Δ								
1000	53,2	87,8	125,3	164	206	253	294	349
2000	48,6	81	115	151	190	230	271	313
3000	47,0	76,7	111	146	183	221	260	298
4000	46,4	76,1	108,5	142,6	178,3	219	255	284
5000	45,1	75	107	140,5	176,3	213	251	278

c) Werte des Festwerts k^1 für horizontale Rohre. d = Durchmesser in mm

$d =$	20	25	30	40	50	60 mm
$k^1 =$	5,87	5,11	4,61	3,96	3,58	3,32
$d =$	70	80	90	100	150	200 mm
$k^1 =$	3,15	3,0	2,94	2,82	2,567	2,44
$d =$	300	400	600	800	900	1000 mm
$k^1 =$	2,3	2,25	2,21	2,18	2,15	2,13

Tabelle 68

Temperatur-Unterschiede								
100°	110°	120°	130°	140°	150°	160°	170°	180°
Durchmesser des Zylinders = 1,5 m								
424	475	530	585	640	698	—	—	—
377	420	470	522	570	617	—	—	—
358	401	448	495	546	591	—	—	—
355	398	444	490	537	585	—	—	—
348	392	436	481	527	575	—	—	—
Durchmesser des Zylinders = 2 m								
420	470	525	580	633	690	—	—	—
373	419	467	516	565	615	—	—	—
350	395	438	484	530	577	—	—	—
344	385	432	477	521	569	—	—	—
342	383	430	475	519	566	—	—	—
Durchmesser des Zylinders = 2,5 m								
405	456	509	562	615	670	—	—	—
371	417	465	513	562	612	—	—	—
357	400	446	493	540	588	—	—	—
348	392	436	482	528	575	—	—	—
342	382	430	475	519	566	—	—	—
Durchmesser des Zylinders = 3 m								
403	452	505	560	612	667	—	—	—
369	415	463	510	560	609	—	—	—
355	398	444	490	537	585	—	—	—
347	390	434	479	525	572	—	—	—
342	383	430	475	519	566	—	—	—
bei vertikalen ebenen Flächen								
388	426	484	535	586	638	691	745	800
363	408	454	502	550	599	648	698	750
342	383	430	475	519	566	613	660	709
336	379	420	463	508	553	599	645	692
331	369	414	451	501	545	590	637	682

d) Werte des Festwerts k^1 für vertikale Zylinder.

h = Höhe, d = Durchmesser.

	$h = 1000$	2000	3000	4000	5000 mm
$d = 1000$	$k^1 = 2,65$	2,36	2,26	2,22	2,18
$d = 1500$	$k^1 = 2,62$	2,33	2,24	2,20	2,16
$d = 2000$	$k^1 = 2,60$	2,31	2,22	2,17	2,13
$d = 2500$	$k^1 = 2,52$	2,30	2,21	2,16	2,13
$d = 3000$	$k^1 = 2,51$	2,29	2,20	2,15	2,13

e) Werte des Festwerts k^1 für vertikale ebene Flächen.

h = Höhe in mm

$h = 1000$	2000	3000	4000	5000 mm
$k^1 = 2,4$	2,21	2,13	2,08	2,05

Tabelle 69.

Zusammenstellung der Versuchsergebnisse mehrerer Beobachter über

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12		
Autor	lichte Weite = d außen = D Länge = l mm	Fläche des Rohrs außen qm	Spannung des Dampfes innen Atm. abs.	Temperatur innen ° C	Temperatur außen ° C	Kondensiert Dampf pro Stunde Kilo	Kondens. Dampf p. 1 Std. u. 1 qm Oberfl. Kilo	Wärmeverlust pro 1 qm u. 1 Stunde Kal.	Verlust berechnet nach E. Péclét Kal	Verlust berechnet nach Gleichung (177) Kal.	Wärmeverlust in Kal. bekleidet mit		
John. M. Ordway Boston Report 14 F. W. Ripley prints Kongress St. N. 188 Institution of Techno- logie 1883	$d=50$ $D=59,7$ $l=304,8$	0,057	4	150	15	—	nackt: 3,176	1594	1628	2060	Filz 363		
	1886, Gütermuth, Z. d. V. d. Ing., 1887, Nr. 83, p. 653. Guß Eisen	$d=150$ $D=174$ $l=3000$	1,677	2,45	139	16,2	5,45	Durchschnitt: nackt: 3,28 be- klei- det: 1,0 1,04 1,18 1,23 0,929 1,109 1,14 1,13 0,9 1,067 1,067 1,11	1672	1230	1700	Kiesel- gur 561	
		1,677	2,30	137	15,5	5,49	18,2					5,73	Kork 493
		1,677	2,50	139	18,2	5,37	23,2					5,25	?
		1,677	2,37	138	15,8	5,37	19,2					5,46	506
		1,677	2,50	139	18,2	5,59	20 ?					98	552
		1,677	2,53	139	23,2	5,25	20 ?					107,6	585
		1,677	2,60	140	19,2	5,46	20 ?					115	585
		1,677	2,60	140	19,2	5,46	20 ?					120	605
		$d=75$ $D=83$ $l=330000$	97,5	3	144	20 ?	98					1,0	487
Guß Eisen		97,5	6	165,3	20 ?	120	1,23					460	
+	$d=140$ $D=168$ $l=323000$	184	3	144	20 ?	159	0,864	503					
	Guß Eisen	184	6	165,3	20 ?	205	1,114	546					
	$d=75$ $D=83$ $l=330000$	281,5	3	144	20 ?	262	0,929	470					
	+	281,5	4	152	20 ?	312	1,109	555					
	$d=140$ $D=168$ $l=323000$	3	3	144	20 ?	253	0,9	455					
	Guß Eisen	3	6	165,3	20 ?	319	1,13	533					
	+	3	4	152	20 ?	300	1,067	529					
	$d=140$ $D=168$ $l=323000$	3	5	159	20 ?	301	1,067	546					
	Guß Eisen	3	6	165,3	20 ?	317	1,11						

Tabelle 69.

Wärmeverluste. — Ordway, Gutermuth, Pasquay, Rußner, Paul Müller.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12		
Autor	lichte Weite außen " " Länge mm	Fläche des Rohrs außen qm	Spannung des Dampfes innen Atm. abs.	Temperatur innen ° C	Temperatur außen ° C	Kondensiert Dampf pro Stunde Kilo	Kondens. Dampf p. 1 Std. u. 1 qm Oberfl. Kilo	Wärmeverlust pro 1 qm u. 1 Stunde Kal.	Verlust berechnet nach E. Péciot Kal.	Verlust berechnet nach Gleichung Kal.	Wärmeverlust in Kal. bekleidet mit		
Pasquay. Privatnachsicht. 1805 (?)	d = 140 D = 140— 173 l = 1870 Guß Eisen	1	1,7	115	15	nackt 2,332	nackt 2,332	nackt 1230	nackt 954	1431	Kieselg. 309		
		1	4,5	145	14,5	3,547	3,547	1791	1368	2052			
			3,5	139	21	3,06	3,06	1561	1221	1710			
			3,2	135	15	3,145	3,145	1613	1221	1824			
			3,2	135	10	4,08	4,08	2093	1299	1935			
			2,7	129	25	2,769	2,769	1431	1148	1720			
			2,7	129	29	3,061	3,061	1581	954	1431			
			2,1	122	22	2,433	2,433	1267	954	1431			
		Dr. Joh. Rußner, Jahresb. d. techn. Staatsanstalt. Mühl- hausen. Ost. 1891.	d = 120 D = ? l = ? d = ? D = 88,5 l = 8600	1	1,0	99,3	10,8	1,97	1,97	1058		805	
				1	1	99,3	20	1,676	1,676	900		688	
Paul Müller, 24. Aug. 95, s. Mit v. Grünzweig u. Hartmann, Broschüre.	d = ? D = 159 l = 8008 Guß Eisen	4	3,6	139,8	30,3		2,98	1635	1080	1612			
			1,7	115,5	37,5		2,54	1038	756	1050			
			1,7	115,1	39,8		2,43	958	650	990			
			1,2	106,6	36,6		2,34	871	594	907			
			3,6	140,3	34,2		2,66	1432	1020	1590			
			4,5	148,8	41,6		2,93	1567	1030	1590			
			3,6	140,1	34,8		2,68	1538	1020	1525			
			4,5	148	42,8		3,0	1584	1030	1550			
			4,5	148,4	36,4		2,76	1439	1072	1650			
			5,5	154,6	42,5		2,99	1663	1100	1640			
			1,2	105									
			1,7	115									
			3,6	140									
	5,5	155											

Tabelle 70.

a) Wärmeverluste in Kalorien gußeiserner (G), schmiedeeiserner (S),
 b) Wärmeverlust vertikaler Zylinder von 1000–5000
 Die wirklichen Verluste sind etwa 25%

Lichte Weite des Rohrs d mm	Außen-Durch- messer des Rohrs d_a mm	Kühlfläche pro 1 m Länge qm	Material	Temperatur-Unterschiede			
				30°	50°	60°	70°
a) Wärmeverlust							
20	26	0,081	S	—	—	—	—
20	23	0,075	K	—	—	—	—
30	38	0,120	S	—	—	—	—
30	33	0,103	K	—	—	—	—
40	44,5	0,140	S	—	—	78	95
40	43	0,135	K	—	—	45	51
50	54	0,169	S	—	—	100	110
50	54	0,169	K	—	—	51	72
60	66	0,207	S	—	—	100	121
60	64	0,201	K	—	—	57	72
70	76	0,238	S	—	—	117	142
70	74	0,232	K	—	—	64	78
80	100	0,314	G	—	—	162	200
80	89	0,279	S	—	—	107	162
80	85	0,267	K	—	—	71	86
90	110	0,345	G	—	—	176	214
90	98	0,307	S	—	—	145	175
90	95	0,300	K	—	—	76	97
100	120	0,377	G	—	—	190	232
100	108	0,339	S	—	—	166	192
100	105	0,330	K	—	—	83	100
125	145	0,455	G	136	175	225	273
125	133	0,417	S	113	150	189	228
125	131	0,411	K	57	78	100	118
150	172	0,500	G	162	210	264	320
150	159	0,499	S	136	177	222	270
150	157	0,493	K	70	90	110	130
200	223	0,700	G	210	284	350	420
200	210	0,659	S	174	229	287	346
200	208	0,653	K	86	114	144	174
250	276	0,867	G	258	337	424	511
250	260	0,817	S	218	287	358	433
250	258	0,810	K	113	250	188	223

Tabelle 70.

kupferner (K) Rohre pro laufenden Meter in 1 Stunde nach E. Péclet.
 Höhe pro 1 qm in 1 Stunde nach E. Péclet.
 größer als die hier berechneten.

Temperatur-Unterschiede

80°	90°	100°	110°	120°	130°	140°	150°	160°
in Kalorien pro laufenden m in 1 Stunde								
76	94	102	113	129	143	160	177	193
48	60	65	70	80	85	95	105	112
96	115	130	144	165	185	205	225	250
53	71	81	85	95	105	110	120	135
110	127	149	165	190	210	235	257	281
64	75	95	100	105	118	130	141	158
124	143	170	190	217	245	268	293	328
75	86	90	110	125	138	150	163	180
150	168	200	220	250	280	310	340	395
85	97	112	125	138	154	165	185	198
167	195	224	225	286	309	356	396	433
90	105	120	135	152	166	185	201	217
231	271	318	355	403	448	500	553	610
192	224	258	294	340	368	408	450	500
103	118	135	152	170	190	207	226	243
254	297	349	388	438	490	546	607	670
205	235	276	305	350	390	430	477	525
112	129	150	165	184	195	225	244	265
276	322	377	422	477	533	593	659	727
227	264	311	344	391	438	483	537	591
118	138	168	178	198	217	240	265	280
322	377	434	494	558	625	696	772	854
267	310	367	413	468	515	585	643	710
141	161	188	211	225	251	280	310	335
379	442	510	580	707	733	815	907	1004
319	372	431	483	577	616	688	758	839
160	190	210	240	270	300	325	360	390
511	588	700	770	875	980	1092	1211	1330
410	477	574	623	706	792	877	976	1082
214	234	275	305	345	376	410	456	490
607	705	814	924	1048	1178	1308	1466	1612
513	600	689	777	888	995	1107	1225	1353
273	313	356	400	446	495	542	592	643

Tabelle 70.

Lichte Weite des Rohrs d mm	Außen-Durch- messer d. Rohrs d_a mm	Kühlfäche pro 1 m Länge qm	Material	Temperatur-Unterschiede				
				30°	40°	50°	60°	70°
				a) Wärmeverlust				
300	332	1,043	G	205	295	378	471	575
300	310	0,974	S	177	250	329	409	498
300	308	0,967	K	87	124	163	203	245
400	410	1,288	S	233	326	441	537	651
400	408	1,282	K	113	150	215	266	322
500	510	1,60	S	289	404	531	665	808
500	509	1,60	K	154	197	257	324	394
600	612	1,92	S	345	480	628	782	969
700	712	2,23	S	404	559	733	918	1115
800	813	2,55	S	448	642	841	1057	1275
900	913	2,87	S	505	733	947	1190	1435
1000	1013	3,18	S	556	791	1040	1299	1578
				b) Wärmeverlust				
				Höhe				
				m				
				1				
			G	216	305	399	500	607
			S	195	275	361	452	548
			K	101	145	191	240	290
				2				
			G	207	289	378	473	576
			S	186	259	340	425	517
			K	92	129	170	211	260
				3				
			G	203	283	370	465	565
			S	182	253	332	418	506
			K	88	124	162	204	247
				4				
			G	201	282	367	463	563
			S	181	252	330	415	494
			K	87	123	160	202	245
				5				
			G	200	280	365	460	560
			S	179	250	328	411	500
			K	85	121	158	200	241

- b) der Wärmeverlust durch Leitung (A) für 1 qm und 1 Stunde:
- α) bei wagerechten Rohren von 20 bis 1000 mm Drm. und Temperaturunterschieden von 20 bis 180°,
- β) bei lotrechten Zylindern von 1 bis 3 m Drm., 1 bis 5 m Höhe bei Temperaturunterschieden von 20 bis 150°,
- γ) bei ebenen Flächen von 1 bis 5 m Höhe und Temperaturunterschieden von 20 bis 180°.

Tabelle 70.

Temperatur-Unterschiede

80°	90°	100°	110°	120°	130°	140°	150°	160°
in Kalorien pro laufenden m in 1 Stunde								
702	820	947	1077	1213	1469	1517	1683	1865
558	689	793	895	1038	1129	1268	1404	1553
292	356	375	433	496	544	589	640	694
733	900	1037	1170	1330	1490	1658	1837	2032
380	439	494	565	659	688	764	834	905
960	1015	1286	1350	1649	1848	2057	2272	2520
464	535	612	688	768	849	932	1017	1104
1148	1357	1636	1722	1978	2213	2463	2718	2818
1322	1540	1774	2007	2279	2551	2845	3146	3639
1505	1746	2014	2269	2601	2907	3238	3595	3978
1693	1932	2252	2615	2927	3272	3715	4047	4477
1762	2162	2501	2820	3226	3612	4017	4458	4931
vertikaler Zylinder pro 1 qm in 1 Stunde								
716	832	965	1097	1242	—	—	—	—
648	755	871	981	1115	—	—	—	—
340	395	450	505	564	—	—	—	—
682	796	918	1042	1180	—	—	—	—
614	714	824	926	1055	—	—	—	—
305	352	403	450	505	—	—	—	—
668	781	899	1023	1157	—	—	—	—
600	699	805	907	1033	—	—	—	—
291	337	384	431	481	—	—	—	—
666	778	896	1020	1152	—	—	—	—
598	696	802	904	1029	—	—	—	—
289	334	381	428	478	—	—	—	—
665	772	889	1014	1145	—	—	—	—
593	690	795	898	1021	—	—	—	—
284	328	374	422	470	—	—	—	—

- c) die Festwerte k^1 für wagerechte Rohre von 20 bis 180° Temperaturunterschied,
d) „ „ k^1 „ lotrechte zylindrische Flächen mit Durchmessern von 1 bis 3 m und Höhen von 1 bis 5 m,
e) „ „ k^1 „ lotrechte ebene Flächen.

Aus der Tabelle 68 ist für die meisten vorkommenden Fälle der rechnerisch festzustellende Wärmeverlust (für 1 qm und 1 Stunde) abzulesen. Zu diesem Zwecke wird der für das betreffende Material und den herrschenden Temperaturunterschied (ϑ) abgelesene Strahlungsverlust (R) zu dem Leitungsverlust (A), den die betreffende Körperform und Lage bei dem herrschenden Temperaturunterschied bedingt, addiert.

Beispiel. Ein wagerechtes gußeisernes Rohr von 200 mm äußerem Durchmesser verliert bei einem Temperatur-Unterschied von 100° :

$$M = R + A = 541 + 393 = 934 \text{ Kalorien für qm und Stunde.}$$

Diese berechneten Wärmeverluste werden der Wahrheit vielleicht nahe kommen, indessen ist es doch notwendig, zu erkunden, welche Werte dafür etwa neuere, in kleinerem und größerem Maßstabe angestellte Versuche ergeben haben, wobei wohl von vornherein darauf gerechnet werden mag, daß diese mit größeren Objekten in größeren Räumen usw. angestellten Versuche etwas größere Wärmeverluste zeigen werden, weil sie, meist zu praktischen Zwecken unternommen, nicht alle Nebenumstände (z. B. die lebhafte Luftbewegung um die warmen Versuchskörper) so vollkommen ausschließen werden, wie es Péclet's reine Laboratoriumsversuche wohl mußten. Es ist eine Anzahl der in der Literatur zerstreuten Notizen über Wärmeverlustversuche gesammelt und in der Tabelle 69 das Gefundene zusammengestellt, es scheint aber, daß die angeführten Versuche nicht alle von gleichem Werte sind, einige gewiß nicht mit Berücksichtigung aller in Frage kommenden Umstände ausgeführt wurden.

In der Tabelle 69 sind die von mehreren Forschern gefundenen Niederschlagswassermengen eingetragen und daraus die für 1 qm und 1 Stunde entwichenen Kalorien berechnet. Sodann ist in der nebenstehenden Spalte der nach den Formeln von Péclet sich rechnerungsmäßig für den einzelnen Fall ergebende Wärmeverlust angeführt.

Der Vergleich dieser Zahlen zeigt, daß in Wirklichkeit heiße Flächen etwa 25 % mehr Wärme verlieren als Péclet's Formeln ergeben, was sich ungezwungen durch die überall und stets herrschende Luftströmung erklären läßt, die, wie jeder Kundige weiß, die Wärmeabgabe an die Luft in so großem Maße befördert. Es erklärt sich hieraus und aus dem veränderlichen Luftgehalt des Heißdampfes auch die Ungleichheit der bei den Versuchen gewonnenen Ergebnisse.

Man kann nicht eine Tabelle der Wärmeverluste für alle so sehr verschiedenen Formen und Größen der warmen Körper aufstellen. Der Verlust muß vielmehr meistens als Produkt der berechneten Außenfläche und der aus den Tabellen 68 und 70 zu wählenden Flächeneinheitsverluste bestimmt werden.

Für die am häufigsten vorkommenden Körper: wagerechte Rohre und lotrechte Zylinder von Gußeisen, Schmiedeeisen und Kupfer sind in der Tabelle 70 die nach Péclet berechneten Wärmeverluste für 1 Stunde für Rohre von 20 bis 100 mm Dm. für 1 qm bei Temperaturunterschieden von 30 bis 160° zusammengestellt.

Um die in Wirklichkeit zu erwartenden Wärmeverluste zu erfahren, ist es angezeigt, die Zahlen der Tabelle 70 mit etwa 1,25 zu multiplizieren, d. h. sie um rund 25 % zu vergrößern.

2. Nach neueren Gleichungen.

Eine zweite, neuere, etwas vereinfachte Formel zur Bestimmung des Wärmeverlustes M warmer Körper an die umgebende Luft hat dieselben Summanden wie die von Péclet, nämlich:

$$M = R + A \dots \dots \dots (278)$$

Aber der Verlust durch Strahlung ist hier (nach Dulong und Petit):

$$R = 125 k (1,0077 t_w - 1,0077 t_k) \dots \dots \dots (279)$$

Der Strahlungsfestwert k nach Péclet für Kupfer = 0,16, Schmiedeeisen = 2,77, Gußeisen = 3,36. t_w ist die Temperatur im warmen Raum, t_k diejenige im kühlen Raum.

Der Verlust durch Leitung wird hier ausgedrückt durch:

$$A = 0,55 b (t_w - t_k)^{1,233} \dots \dots \dots (280)$$

worin b den Leitungsfestwert bezeichnet, den man nach Valerius für ruhende Luft = 4, für bewegte Luft = 5÷6 annimmt.

Die ausgeschriebene Formel für den Wärmeverlust heißer Körper an die umgebende Luft lautet also:

$$M = 125 k (1,0077 t_w - 1,0077 t_k) + 0,55 b (t_w - t_k)^{1,233} \quad (281)$$

Nach dieser Gleichung ist für die Tabelle 71 der Wärmeverlust gußeiserner, schmiedeeiserner, kupferner Flächen an die umgebende Luft für 1 Stunde, 1 qm und Temperaturunterschiede von 20 bis 180° ausgerechnet.

Tabelle 71.

Temp.- Unt. ° C	Guß- Eisen	Schmiede- Eisen	Kupfer	Temp.- Unt. ° C	Guß- Eisen	Schmiede- Eisen	Kupfer
Wärmeverlust in WE f. 1 qm u. 1 Stunde bei nebenstehenden Temp.-Unt.							
20	200	192	133	110	1612	1550	986
30	324	312	210	120	1824	1652	1134
40	456	440	292	130	2052	1968	1252
50	590	570	384	140	2246	2156	1386
60	741	710	475	150	2485	2380	1496
70	907	877	552	160	2725	2610	1625
80	1074	1034	636	170	2945	2820	1747
90	1248	1200	794	180	3240	3100	1880
100	1431	1380	901				

Der Vergleich zeigt, daß diese Zahlen (Tabelle 71) erheblich größer sind als die nach Péclets Formeln berechneten (Tabelle 70), selbst größer als die bei Versuchen gefundenen Verluste. Die Wahrheit wird, wie so oft, wohl auch hier in der Mitte liegen.

In die Zusammenstellung der Versuchsergebnisse (Tabelle 69) sind die nach beiden Formeln berechneten Werte eingetragen, wodurch ein Vergleich erleichtert wird.

Die Ergebnisse der neuesten, in großem Maßstabe ausgeführten, sehr ausführlichen und sorgfältigen Versuche über den Wärme- und Spannungsverlust bei Fortleitung gesättigten und überhitzten Dampfes veröffentlicht Ch. Eberle¹⁾.

Die Versuche wurden angestellt mit schmiedeeisernen wagerechten Rohren 70×76 — 49,5 m lang und 150×160 — 26,2 m lang mit Dampf von $1 \div 12$ Atm. Spannung und $150 \div 400^\circ$ Temperatur. Dabei wurde festgestellt, daß sich in den meisten Beziehungen beide Dampfarten fast gleich verhalten, daß die Dampftemperatur auf dem ganzen Rohrquerschnitt fast gleich ist, daß der Rohrdurchmesser und die Dampfgeschwindigkeit auf den Wärmeverlust kaum einen Einfluß ausüben (obgleich bei überhitztem Dampf mit der Geschwindigkeit auch die Erwärmung der Rohrwand steigt), daß dieser aber mit steigender Temperatur etwas zunimmt.

¹⁾ Vom Berichterstatter auf Veranlassung d. V. d. Ing. ausgeführt. Z. 1908. S. 484, 539, 569, 626.

Ferner wurde gefunden, daß auch sowohl die Leitungsfähigkeit der Isoliermasse (60 mm dick, halb Kieselgur, halb Seide) als auch der Übergang der Wärme von dieser an die Luft mit steigender Temperatur zunimmt, verursacht durch vergrößerte Strahlung und die lebhaftere Luftbewegung um das Rohr.

Bei gesättigtem Dampf ist die Temperatur der Rohrwand, sowohl nackt wie bekleidet, nur wenig (0,5—1°) von der des Dampfes verschieden. Bei überhitztem Dampf aber hängt sie von dessen Geschwindigkeit ab und ist bei nacktem Rohr bei 9—10 m Geschwindigkeit und 220—267° Dampftemperatur etwa 46—70°, bei 30 m Geschwindigkeit und 291—309° etwa 30—35° geringer als die des Dampfes.

Der Wärmeverlust eines Ventils ist etwa gleich dem von 1 m nacktem Rohr gleichen Durchmessers.

Gute Isolierung vermindert den Wärmeverlust bei nackten Flanschen etwa um 73—80%, wenn auch die Flanschen bekleidet sind, um etwa 82 1/2—85%.

Der Wärmegewinn durch 60 mm dicke Bekleidung verhält sich zu dem durch 30 mm dicke derselben Art etwa wie 3,5 : 2,8.

Folgendes sind einige der wesentlichsten Resultate der Versuche:

Temperatur-Unterschied zwischen			Wärmeverlust f. 1 St., 1 qm Rohroberfläche und 1° C Temp.-Unt.			Wärmever- lust f. 1 qm 1 St., 1° C Beklei- dungsob- erfläche	Wärme- leitungs- zahl der Be- kleidung
Dampf u Luft	Dampf- u. Rohr- wand	äußerster Isolier- schicht u. Luft	des nackten Rohrs	des bekleideten Rohrs Flanschen			
° C	° C	° C	WE	nackt WE	bekleidet WE	WE	λ
100	1,5	14,1	12,3	2,95	2,12	5,7	0,089
125	2,0	18,6	13,1	3,14	2,23	5,7	0,094
150	2,6	23,1	13,9	3,30	2,35	5,8	0,100
175	3,2	27,5	15	3,49	2,48	5,9	0,104
200	3,8	32,0	16	3,67	2,60	6,2	0,113
225	4,4	36,5	16,8	3,87	2,71	6,4	0,117
250	5,1	41,0	17,8	4,06	2,82	6,6	0,122
275	6,0	45,4	18,8	4,25	2,98	6,9	0,130
300	6,8	49,9	19,8	4,43	3,10	7,1	0,136
325	7,6	54,4	20,7	4,62	3,20	7,3	0,140
350	8,4	58,9	21,7	4,80	3,31	7,5	0,146
375	9,4	63,3	22,6	4,99	3,45	7,8	0,152
400	10,4	67,8	23,6	5,16	3,58	8,1	0,158

Demnach würde 1 qm schmiedeeisernes nacktes wagerechtes Dampfrohr für 1 qm und 1 Stunde folgende Wärme verlieren:

Temp.-Unt. zwischen Dampf und Luft ° C	Wärme- verlust f. 1 qm/St. WE	Temp.-Unt. zwischen Dampf und Luft ° C	Wärme- verlust f. 1 qm/St. WE	Temp.-Unt. zwischen Dampf und Luft ° C	Wärme- verlust f. 1 qm/St. WE
100	1230	225	3780	325	6724
125	1638	250	4450	350	7595
150	2085	275	5170	375	8475
175	2625	300	5940	400	9440
200	3200				

Diese Zahlen sind etwa 33 % größer als die nach Péclet und etwa 10 % kleiner als die nach Tabelle 71.

Beobachtung. Cathcart¹⁾ fand bei einem schmiedeeisernen mit ruhendem Dampf von 105,5 ÷ 192,5° gefüllten und in ruhiger Luft von 15–17° geneigt gelagerten, luft- und wasserfreien Rohr von 89,6 a. Dr., 2705 Länge 0,7555 qm a. Fl. einen mittleren Wärmeverlust $k=14,15$ WE für 1 qm 1 St 1° C.

Beobachtung. Ein schmiedeeisernes Wasserrohr 200 Dr. 1243 m l. 1,5 tief in der Erde ohne Bekleidung verlegt, von Wasser von 40° mit 0,235 m Geschw. durchflossen, verlor nach dem 1.—10.—11. Tage nach Betriebsnahme 315—122—98 WE für 1 qm/st. Ein Dampfrohr 105° bekleidet mit Papier, Spänen und 3 Brettlagen 50 dick verlor im ersten Jahr nach Verlegung in der Erde 81,6, im 8. Jahr 272 WE qm/st. Ges. Ing. 1911, S. 793.

Bei Mehrkörper-Verdampfapparaten ist der Wärmeverlust (wenn darunter die Wärme verstanden wird, die bei gleichem Heizdampf-aufwand und fehlender Wärmeausstrahlung gewonnen würde) größer als ihre einfache Oberfläche bedingen würde.

Der Wärmeverlust der einzelnen Körper sei:

$C_I C_{II} C_{III} C_{IV}$ Kalorien, so ist ohne weiteres einleuchtend, daß die in einem Körper verloren gegangene Wärme in den folgenden keine Verdampfungsleistung ausüben kann.

¹⁾ William Ledyard Cathcart, Loss of heat. Cassier's Magazin 1909, S. 67.

Im Zweikörper verliert der erste Körper C_I Kalorien, und da diese C_I Kalorien im zweiten Körper nun nicht zur Wirkung kommen, so ist der Verlust doppelt, d. h. $= 2 \cdot C_I$. Der zweite Körper verliert seinerseits C_{II} Kalorien.

Im Zweikörper gehen also verloren zusammen: $2 \cdot C_I + 1 \cdot C_{II}$.

Im Dreikörper ist der Verlust: $3 \cdot C_I + 2 \cdot C_{II} + 1 \cdot C_{III}$.

Im Vierkörper: $4 \cdot C_I + 3 \cdot C_{II} + 2 \cdot C_{III} + 1 \cdot C_{IV}$.

Bei stehenden Verdampfapparaten schwankt die Abkühlungsfläche für 1 qm Heizfläche zwischen 0,12—0,36 qm und beträgt in den meisten Fällen 0,16—0,2 qm.

Der Wärmeverlust ist also bei großen Apparaten nicht unbedeutend, und es ist sehr zweckmäßig, sie davor zu schützen.

Beispiel. Sei in einem bestimmten Falle (bei einem Vierkörper mit gleich großen Körpern) die Abkühlungsfläche $= 0,18$ qm für 1 qm Heizfläche

und herrschen dabei im: I. II. III. IV. Körper
 die Temperaturen: 100° 95° 86° 60°
 so sind die Temperatur-Unterschiede: 80° 75° 65° 40°

Sind die Körper von Schmiedeeisen, so ist der Wärmeverlust in jedem Körper für 1 qm Heizfläche (Tabelle 70)

$= 0,18 \cdot 600$ $0,18 \cdot 550$ $0,18 \cdot 460$ $0,18 \cdot 253$
 d. i. = 108 99 83 45 WE

der ganze Wärmeverlust also: $4 \cdot 108$ $3 \cdot 99$ $2 \cdot 83$ $1 \cdot 45,5$

d. h. zusammen: $432 + 297 + 166 + 45,5 = 940,5$ WE

oder im Durchschnitt für 1 qm Heizfläche und 1 Stunde: $\frac{940,5}{4} = 235$ WE, gleich etwa 2—3% der Leistung.

Bei unbedeckten Vierkörpern von:

	300	400	600	800 qm
beträgt demnach der Wärmeverlust etwa:	70500	94000	141000	188000 WE
oder etwa:	130	195	260	345 kg Dampf
oder etwa:	22	33	45	58 kg Kohle

für 1 Stunde Eher mehr als weniger.

B. Die Mittel und deren Wirkung zur Verhütung des Wärmeverlustes.

Nach den von einigen zuverlässigen Forschern gefundenen und ziemlich übereinstimmenden Ergebnissen sind die besten Schutzmittel gegen Wärmeverluste poröse Körper, die Luft enthalten. Ihre Reihenfolge, die besten voraus, mag etwa folgende sein: Seide, Haare, Wolle, Baumwolle, Stroh, Torf, Kork, Holz, Asche, Kieselgur, Sägemehl,

Kokspulver, Schlackenwolle, ferner Gemische von Lehm, Kalk, Gips, allein oder mit Haaren. Die Umhüllung darf nicht zu dick sein, um die Oberfläche nicht zu sehr zu vergrößern, weil leicht eine kältere, größere Oberfläche mehr Wärme verlieren kann als eine kleinere, wärmere. Die Umhüllung soll leicht sein, nicht brennbar, ziemlich unempfindlich gegen äußere Verletzungen; es scheint, als ob die von Pasquay und anderen bei ihren Versuchen gefundenen Zahlen für die Leitungsfähigkeit der verschiedenen Wärmeschutzmittel als zuverlässig anzusehen seien, und daß Seidenabfall als das beste Wärmeschutzmittel gelten darf.

Pasquay und andere fanden folgende Wärmeleitungsfähigkeiten:

Seide	0,045—0,048
„	0,0563 ¹⁾
Kubhaarfilz	0,057
Filz	0,0606 ¹⁾
Kalorit spezial bis 550° C.	0,0620 ¹⁾
Kalorit „ 400° C	0,0697
Kautschukschaum (Pfleumer), spezifisch. Gewicht 0,058	0,027 ²⁾
Korkabfälle mit Kasein zusammengesetzt spezif. Gew. 0,148	0,042 ³⁾
Korkschaalen	0,073
Torfschaalen	0,073—0,0997
„	0,0794 ¹⁾
Kieselgur	0,077—0,144
„	0,1065 ¹⁾
Leroysche Masse	0,089—0,125
Knochsche Masse	0,090—0,240
Schlackenwolle	0,095—0,101
Grünzweig und Hartmann (Kieselgur)	0,112
Einsiedelsche Masse	0,139

Sehr sorgfältige Versuche von W. Nusselt im Laboratorium für technische Physik der Kgl. techn. Hochschule in München über die Wärmeleitungsfähigkeit von Wärme Isoliermitteln ⁴⁾ haben ergeben,

¹⁾ Z. d. V. d. Ing. 1902 S. 959 und 1906 S. 1655.

²⁾ Prometheus 1915 S. 71 Nr. 1357.

³⁾ Laborat. des Minister. f. Handel und Industrie, Post u. Telegraphie, Paris.

⁴⁾ Z. d. V. d. Ing. 1908 S. 906 u. 1003. — Z. f. d. g. Kälteind. 1915 S. 1 u. 9 (Neues Verfahren z. Untersuchung).

daß diese bei allen untersuchten Stoffen mit steigender Temperatur von 0—600° zunimmt, und daß sie sich im Temperaturbereich von 0—100° etwa proportional der abs. Temperatur vergrößert.

W. Nusselt gibt als Resultat seiner Versuche die in Tabelle 72 zusammengestellten Werte für die Leitungszahl k verschiedener Isoliermittel bei den Temperaturen von 0—600° an.

Der Strahlungsfestwert für Schutzmasse wird zu 3,65 angenommen.

Ch. Pasquay (Wärmeschutz im Dampfbetrieb, 1895) fand folgende Dampfniederschläge bei nacktem und bekleidetem Rohr unter sonst gleichen Umständen: Bei den Versuchen war die Dampftemperatur = 135°, die der Luft 13,5—16° (im Mittel 15°).

Das Rohr schlug nieder für 1 qm und 1 Stunde:

nackt		2,972÷3,087 kg Dampf
bekleidet mit Seidenpolster	25 mm dick	0,446 " "
" " Korkschalen	55 " "	0,467 " "
" " Kieselgur		0,640÷0,895 " "
" " Leroy'sche Masse	25 " "	0,672÷0,871 " "
" " Knochsche	" 24 " "	0,845÷1,216 " "
" " Klehmet		1,396 " "

Es ist zu berücksichtigen, daß die Zusammensetzung der gemischten Schutzmittel einen erheblichen Einfluß auf ihre Wirkung ausübt und daß diese Zusammensetzung in Wirklichkeit nicht immer die gleiche ist.

Für die Wahl der Schutzmittel wird auch der Preis von Einfluß sein.

Man kann durch die besten Wärmeschutzmittel im günstigsten Falle etwa 80—85% des bei nacktem Rohr eintretenden Verlustes vermeiden.

Die Dampfkessel-Untersuchungs- und Versicherungs-Gesellschaft Wien¹⁾ legte 2 Eisenrohre, 102 mm auß. Dm., 4 mm stark, 3500 mm lang in 1440 mm Entfernung voneinander mit 9° Neigung gegen den Horizont, ließ das eine nackt, bekleidete das andere einmal mit „Expansit“, ein anderes Mal mit „Mödlinger“ Isoliermasse. Es ergab sich:

¹⁾Z. f. Dampfk. u. Masch.-Betr. 1914, Nr. 34.

	Expansit				Mödlinger				
	isoliert	nackt	isoliert	nackt	isoliert	nackt	isoliert	nackt	
Dampfspannung im Rohr, Atm.	9,7	—	9,9	—	9,5	—	9,5	—	9,4
Temp. and. Oberfläche d. Isolier.	46	—	45,9	—	43,5	—	43,4	—	42,6
Lufttemperatur des Raumes	26,4	—	30,2	—	28,5	—	29,4	—	29,5
Verflüssigt im Rohr, Kilo in 1 St.	0,585	4,703	0,555	4,464	0,577	4,597	0,603	4,652	0,574
Übergangszahl k mittel	1,75	14,3	1,75	14,3	1,8	14,3	1,8	14,3	1,8

Von Dr. Johannes Rußner wird für Dampfrohre eine doppelte, dicht schließende Bekleidung aus Eisenblech (Weißblech) vorgeschlagen, die noch besser wirken soll als Seide. Diese Bekleidung mit Blech scheint etwas teurer, aber wirkungsvoll. Bei ihr spielt die Weite des Zwischenraumes zwischen Rohr und Mantel, die nicht zu klein und nicht zu groß sein darf, eine wesentliche Rolle; 10 bis 14 mm werden dafür als passend angegeben.

Die Wärmedurchlässigkeit der Gewebe ist abhängig von ihrem Grundstoff, ihrem absoluten Gewicht für 1 qm, ihrem spezifischen Gewicht und der Webart. — Das Wärmeleitungsvermögen ist im allgemeinen am geringsten bei Wollstoffen, ein mittleres bei Seide, am größten bei Baumwolle und Leinen.

Absolute Zahlen für den Wärmeschutz der Gewebe fehlen noch, es werden nur Verhältnisse gegeben ¹⁾.

Die spezifische Wärme einiger Wärmeschutzmittel fand M. Kinoshita²⁾ im Laboratorium für technische Physik in München wie folgt:

Expandierter, nicht imprägnierter Korkstein	= 0,410—0,433	cbm Gew. 163 kg
Stark expandierter Korkstein	= 0,325—0,342	" " 57 "
Naturleichtkorkstein	= 0,433	" " 152 "
	= 0,403—0,419	" " 162 "
Mit Pech gebundener Korkstein	= 0,361	" " 190 "
Expandierter imprägnierter Korkstein	= 0,312	" " 206 "
Rohseide	= 0,318	" " 56 "

XVII. Von den Kondensatoren (Verdichtern).

Die Vorrichtungen, mit deren Hilfe Dämpfe (oder Gase) verflüssigt oder kondensiert werden, nennt man Kondensatoren (Ver-

¹⁾ Max Rubner: Das Wärmeleitungsvermögen der Grundstoffe unserer Kleidung. Archiv für Hygiene, 1895. XXIV. Band, S. 263—345. — Archiv. XXV. Band, S. 346—389. — O. Bauer: Mitteilungen aus dem Materialprüfungsamt, 1915, Heft 5 u. 6, S. 290—305.

²⁾ Gesundheits-Ingenieur 1916, S. 497.

dichter). Oft wünscht man die Dämpfe oder Gase bei atmosphärischem Druck zu verflüssigen, öfter soll durch die Verdichter ein luftverdünnter Raum, ein Vakuum, erzeugt und erhalten werden. Im letzteren Falle muß die Verdichtung natürlich in einem von der Luft abgeschlossenen Raume bewirkt werden. Die Verdichtung geschieht in den hier betrachteten Fällen fast ausnahmslos durch Wärmeentziehung, und da zu diesem Zweck meist kaltes Wasser, selten kalte Luft angewendet wird, weil das erstere das billigste und bequemste Mittel ist, so bieten sich zwei Möglichkeiten für seine Anwendung dar. Entweder nämlich wird das Kühlwasser direkt in den zu kondensierenden (verdichtenden) Dampf gespritzt, oder dieser an mit Wasser oder Luft gekühlten Flächen vorbeigeleitet. So erhält man:

A. Einspritz-Kondensatoren (Einspritz-Verdichter),

B. Oberflächen-Kondensatoren (Oberflächen-Verdichter).

Weil die ersteren billiger sind, werden sie immer da angewendet, wo es sich nicht darum handelt, die Dämpfe von wertvollen Flüssigkeiten (Alkohol, Äther, Benzol usw.) niederzuschlagen oder reines Dampfwasser zu erhalten.

Von den Einspritz-Kondensatoren, die dazu dienen, ein Vakuum zu erzeugen, die also immer mit einer Luftpumpe verbunden sein müssen, kann man zwei verschiedene Anordnungen unterscheiden, nämlich:

a) die sogenannten nassen Verdichter. Das sind die, aus denen die Luftpumpe mit der Luft und den nicht verflüssigbaren Gasen auch die verflüssigten Dämpfe und das Einspritzwasser absaugen muß. Das Prinzip des Gegenstromes zwischen Dampf und Kühlwasser kann bei ihnen angewendet werden, hat aber nicht großen Nutzen. Sie sind meist Gleichstrom-Verdichter.

b) Die sogenannten trockenen Verdichter. Das sind die, aus denen die Luftpumpe nur die Luft und die unkondensierbaren Gase absaugt, während der verflüssigte Dampf und das Einspritzwasser selbsttätig auf anderem Wege abgeführt werden. Das Prinzip des Gegenstromes zwischen Dampf und Kühlwasser wird bei ihnen fast immer und mit großem Nutzen angewendet, daher man sie auch trockene Gegenstrom-Kondensatoren nennt¹⁾.

¹⁾ Die Unterscheidung der Einspritzkondensatoren in nasse und trockene entspricht, wie man erkennt, keineswegs dem Sinne dieser Worte, aber sie ist einmal eingeführt und wird in den beteiligten Kreisen fast ausnahmslos benutzt. Wir möchten vorschlagen den sogenannten trockenen Kondensator: Fallrohrkondensator (Fallrohrverdichter) zu nennen.

Die Oberflächen-Kondensatoren werden, da sie meistens einer großen Fläche bedürfen, fast immer aus Rohren hergestellt, sei es, daß man eins oder wenige lange Rohre, oder daß man viele kurze anwendet. Der Dampf kann dabei durch und das Kühlwasser um die Rohre strömen, es kann auch umgekehrt angeordnet sein, in beiden Fällen kann das Wasser in seiner ganzen Masse im geschlossenen Raum die Verdichterflächen langsam, meistens emporsteigend (Gegenstrom), umfließen. Daher nennen wir diese Apparate Oberflächen-Gefäß-Kondensatoren. In vielen Fällen soll der in die Verdichter geleitete Dampf nicht nur niedergeschlagen, sondern der gebildete Niederschlag auch noch gekühlt werden. Dann muß sich an die Verdichterfläche noch eine Kühlfläche anschließen, und dann nennt man diese Apparate auch Kühler. Läßt man den Dampf durch die Rohre strömen und das Kühlwasser von außen frei an der Luft über die Rohre herabrieseln, so entstehen die Oberflächen-Riesel-Kondensatoren.

A. Die Einspritz-Kondensatoren (Verdichter).

1. Allgemeines.

Wenn in einen vorher ganz leeren, ganz geschlossenen Verdichter ein bestimmtes Dampfgewicht von beliebiger Spannung und hinreichend viel kaltes Wasser geleitet wird, so wird fast aller Dampf in Wasser verwandelt, und das Einspritz- resp. Kühlwasser wird durch Wärmeaustausch erheblich erwärmt. In dem Verdichter würde nach geschehenem Verflüssigen nur bleiben: warmes Wasser und über demselben ein absolut leerer Raum, in dem die Spannung 0, d. h. ein Vakuum von 760 mm herrschen müßte, wenn dieser Raum nicht sofort durch zwei Dinge ausgefüllt würde, nämlich

a) durch den Dampf, der sich aus dem warmen Wasser entwickelt; seine Spannung, die genau der Wassertemperatur entsprechen muß, ist in jedem Falle bekannt;

b) durch die Luft, die mit dem Dampf und mit dem Kühlwasser stets in den Verdichter geführt wird.

Wenn wirklich gar keine Luft in den Verdichter gelangen würde, so wäre nach geschehener Verflüssigung in dem geschlossenen Körper nur Wasser und Dampf von der Spannung der Wassertemperatur enthalten; da aber mit dem Dampf und dem Wasser stets Luft eingeführt wird, so kommt zu diesem Dampfdruck immer noch der Druck der eingeführten Luft hinzu, und im Verdichter

herrscht dann eine Spannung, die gleich ist der Summe von Luft- und Dampfdruck.

Warmes Wasser, das zur Verflüssigung gedient hat, dann künstlich gekühlt und wieder in den Verdichter geführt wird, enthält wenig, aber immer etwas Luft.

In einem geschlossenen Gefäß, das zum Teil mit heißem Wasser gefüllt ist, und in dem durch künstliche Pressung ein erheblicher Luftdruck erzeugt wäre, würde sich dennoch aus dem Wasser Dampf, und zwar von der Spannung, die dessen Temperatur entspricht, entwickeln, und dieser würde die schon vorhandene Spannung um seine eigene vergrößern.

Die Luftpumpen haben nun den Zweck, aus dem Verdichter die Luft (durch Dampf und Wasser hineingeführt) möglichst schnell und vollkommen zu entfernen, so daß in dem Verdichter nur noch die Dampfspannung bleibt, die der Temperatur des Niederschlagwassers entspricht.

Der Druck im Verdichter soll so klein wie irgend möglich sein, denn mit seiner Abnahme fällt auch die Siedetemperatur und steigt die Verdampfungsleistung der Heizfläche im Vakuum.

Es kann nicht die Absicht sein, außer der Luft auch den Wasserdampf, der sich aus dem Wasser bilden kann, mit der Luftpumpe abzusaugen, um das Vakuum zu vergrößern, weil das Volumen dieses Dampfes so groß ist, daß es mit handlichen Maschinen nicht bewältigt werden kann. Wollte man etwa mit der Luftpumpe Dampf aus dem Verdichter saugen und so bewirken, daß aus dem heißen Wasser sich neue Dämpfe bilden, die das warme Wasser abkühlen zu dem Zwecke, dadurch ein höheres Vakuum zu erzeugen, so würde man ganz unmögliche Abmessungen der Luftpumpe erhalten.

Beispiel. Um 100 kg Dampf zu verflüssigen, bedarf man unter bestimmten Umständen 3030 kg Wasser, das durch den Dampf von 15° auf 35° erwärmt wird.

Um diese 3030 kg Wasser um 5° abzukühlen (auf 30°) müßte man ihm 15150 WE entziehen oder $15150 : 580 = 26,1$ kg davon verdampfen. 1 kg Dampf von 35 bis 30° hat durchschnittlich 28750 Liter Volumen, 26,1 kg also 750375 Liter. So große Volumina kann man natürlich nicht in kurzer Zeit fortpumpen.

Man muß sich also darauf beschränken, möglichst nur die Luft aus dem Kondensator abzusaugen.

Da die Spannung im Verdichter immer die Summe der Luft- und Dampfspannung ist, so folgt, daß die Spannung der Luft darin gefunden wird, wenn man von der Gesamtspannung die des Dampfes

abzieht: Die Spannung des Dampfes ist aber bedingt durch die Temperatur des durch den verflüssigten Dampf erwärmten Einspritzwassers, mit dem er in Berührung ist.

Da die Wassertemperatur an verschiedenen Stellen desselben Verdichters verschieden ist, so ist es die Dampfspannung gleichfalls, und muß es die Spannung der Luft auch sein. Die Gesamtspannung kann nicht an allen Stellen im Verdichter die gleiche sein, schon weil Luft- und Dampfströmungen darin herrschen müssen, aber immer muß diese Gesamtspannung etwas kleiner sein als in dem Verdampfapparat, dessen Dämpfe darin niedergeschlagen werden sollen, weil die Reibung des Dampfes in den Rohren auf dem Wege vom Verdampfapparat zum Verdichter naturgemäß einen gewissen Druck verzehrt.

Im Verdampfapparat muß deshalb ein etwas höherer Druck als im Verdichter herrschen, um den abgehenden Dämpfen ihre Geschwindigkeit zu erteilen. Dieser Druckunterschied wird um so kleiner sein, je kürzer die Rohrleitung ist und je langsamer sich der Dampf in ihr bewegt. Näheres hierüber findet sich im Abschnitt XIV.

Je höher die Wassertemperatur im Verdichter an der Stelle ist an der die Luft abgesaugt wird, um so größer ist, entsprechend der Wassertemperatur, die Dampfspannung an dieser Stelle. Bei einer bestimmten Gesamtspannung im Körper wird also die Spannung der Luft um so kleiner sein müssen (d. h. ein bestimmtes Gewicht dieser Luft wird ein um so größeres Volumen einnehmen, das aus dem Verdichter zu entfernen ist), je wärmer das Wasser ist, das sie zuletzt berührte.

Man sieht also hieraus, daß unter sonst gleichen Umständen das abzusaugende Luftvolumen am kleinsten ist, wenn es bei seiner Entfernung aus dem Verdichter mit kaltem Wasser mittelbar oder unmittelbar in Berührung war. Dies findet bei Gegenstrom- und Oberflächen-Verdichtern statt, während bei Parallelstrom-Verdichtern das warme Wasser mit der Luft und dem Dampf gemeinsam in die Pumpe geht.

Die Menge des Kühlwassers, die in einem Verdichter verbraucht wird, muß immer so groß sein, daß die Temperatur des Ablaufwassers etwas niedriger ist, als der Luftleere (dem absoluten Druck, dem Vakuum) darin entspricht, weil nur hierdurch die Luftleere im Verdichter etwas größer (oder der Druck etwas kleiner) als im Verdampfapparat erhalten werden kann, was, wie wir sahen, nötig ist.

Bei den nassen (Parallelstrom-) Einspritz-Verdichtern tritt der Dampf mit dem möglichst gut verteilten Wasser oben zusammen in den geschlossenen Verdichterkörper, und beide bewegen sich mit verschiedener Geschwindigkeit nach unten. Dabei

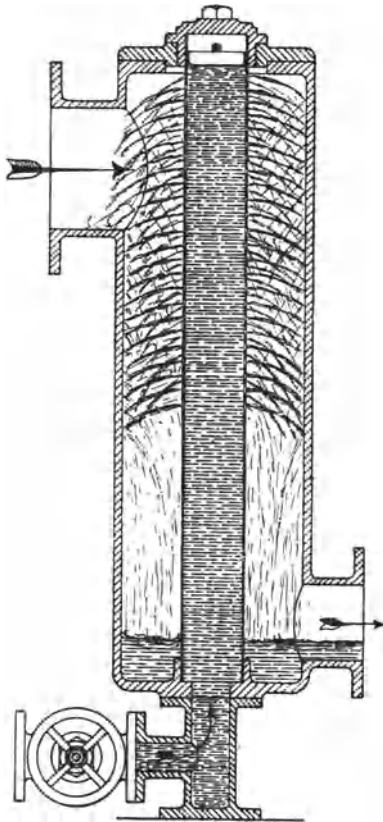


Abb. 35.

gibt der Dampf seine Wärme an das Kühlwasser ab und verflüssigt sich, das Kühlwasser nimmt die Wärme auf und erwärmt sich. Die Geschwindigkeit des Dampfes nimmt nach unten hin bis 0 ab, die Geschwindigkeit des Wassers nimmt nach unten hin entsprechend den Fallgesetzen zu. Luft, Wasser und nicht verflüssigbare Gase sammeln sich am unteren Teil des Verdichters, um von der Luftpumpe abgesaugt zu werden.

Im einzelnen können die nassen Verdichter recht verschiedene Bauart haben. Die Abb. 35 verdeutlicht nur eine Ausführung, die ganz vorteilhaft ist, und die erlaubt, das nötige Einspritzwasser direkt aus einem Brunnen anzusaugen.

Man kann auch bei den nassen Verdichtern einen Gegenstrom herstellen, indem man den Dampf unten einführt und dann die Luft oben absaugt, wodurch diese, da sie zuletzt mit dem kalten Wasser in Berührung war, kälter entfernt werden kann, was ja an sich vorteilhaft ist. Da die Luft aber im Pumpenzylinder oder auch

schon früher mit dem warmen Wasser, über welchem Dampf von entsprechender Spannung steht, in Berührung kommt, so ist ein Vorteil dieser Einrichtung nicht wohl zu erkennen, denn die Luft nimmt bei der innigen Mischung recht schnell die Temperatur des Wassers an, und der Zustand ist dann gleich dem, der eintritt, wenn Luft

und Wasser auf demselben Wege abgesaugt werden. Der Druck in der nassen Luftpumpe, auf den es doch ankommt, wird immer durch die Temperatur des abzusaugenden Wassers beherrscht.

Bei den trockenen (Gegenstrom-, Fallrohr-) Verdichtern tritt der Dampf unten und das gut verteilte Kühlwasser oben ein. Der Dampf strömt mit abnehmender Geschwindigkeit nach oben, das Kühlwasser nach unten. Man bemüht sich, die Einrichtung so zu treffen, daß das Kühlwasser beim Austritt möglichst die Temperatur des einströmenden Dampfes und die Luft möglichst die des eintretenden Kühlwassers habe. Die Temperatur des Dampfes im Verdichter ist nicht überall die gleiche, sie ist unten höher als oben. Aus dem untersten Teil des Apparates fließt das Einspritzwasser und der niedergeschlagene Dampf selbsttätig durch ein mindestens 10,7 m langes Barometerrohr ab. Im günstigsten Fall herrscht in diesem Verdichter die Spannung, die der Temperatur des abfließenden Kühlwassers entspricht.

Auch die trockenen Verdichter werden verschieden gebaut. Die Abb. 36 zeigt, abgesehen von Details, eine allgemeine Anordnung, die wohl ohne weiteres deutlich ist.

Nun sollen zunächst die Faktoren, die für die Abmessungen der Einspritz-Verdichter maßgebend sind, einzeln besprochen und dann die Ergebnisse der Untersuchungen für die Feststellung ihrer Abmessungen benutzt werden.

2. Die erforderliche Kühlwassermenge.

Die in jedem Fall nötige Kühlwassermenge hängt vornehmlich ab von seiner ursprünglichen Temperatur, von derjeni-

Hausbrand, Verdampfen. 6. Aufl.

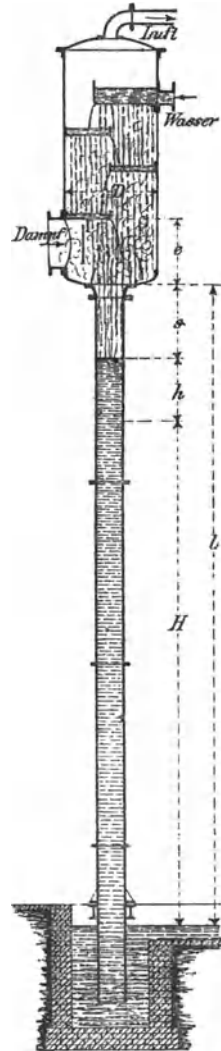


Abb. 36.
Fallrohr-Verdichter.

Tabelle 73.

Erforderliches Kühlwassergewicht H für die Verflüssigung von 1 Kilo Dampf.

Kühl- Wasser- Temperatur t_a	Temperatur des Ablaufwassers t_w in °C								
	20°	25°	30°	35°	40°	45°	50°	55°	60°
Erforderliches Kühlwasser in Kilo für 1 Kilo Dampf									
5°	40,3	30	23,8	19,7	16,7	14,5	12,7	11,4	10,3
6°	43,2	31,5	24,7	20,5	17,2	14,9	13	11,6	10,5
7°	46,5	33,3	25,6	21,3	17,8	15,2	13,3	11,8	10,7
8°	50,5	35,3	27	22	18,3	15,7	13,7	12,13	10,9
9°	55	37,5	28,3	23	18,9	16,1	14	12,4	11,1
10°	60,5	40	29,3	24	19,6	16,4	14,4	12,7	11,3
11°	66,2	42,9	31,3	24,6	20	17,1	14,8	13	11,5
12°	75,6	46,2	33	25,6	20,9	17,6	15,1	13,25	11,8
13°	86,4	50	35	26,5	21,3	18,1	15,4	13,6	12
14°	101	55	37,2	28,1	22,5	19	16	14	12,3
15°	121	60	39,6	29,5	23,4	19,7	16,4	14,25	12,6
16°	152	66	42,5	31,1	24,1	20	16,9	14,6	12,85
17°	202	75	45,6	33	25,4	20,7	17,4	15	13,15
18°	303	86	49,6	34,5	26,6	21,5	18	15,4	13,4
19°	—	100	54,1	36,5	27,8	22,3	18,5	16	13,8
20°	—	120	59,5	39,5	29,3	23,2	19,1	16,3	14,1
21°	—	150	65	42,1	31,8	24,1	19,8	17	14,5
22°	—	200	74,4	45,4	32,4	25,1	20,6	17,3	14,8
23°	—	—	84,4	49,5	34,4	26,4	21,3	17,8	15,3
24°	—	—	99,2	53,6	36,5	27,6	22,1	18,4	15,7
25°	—	—	119	59	38,5	29,3	23	19	16
26°	—	—	149	65,6	42	30,5	23,9	19,6	16,4
27°	—	—	—	74,3	45	32,2	25	20,5	17,1
28°	—	—	—	84,3	49	34,1	26,14	20,7	17,7
29°	—	—	—	98,3	53,2	36,2	27,4	21,5	18,2
30°	—	—	—	147	58,5	38,6	28,75	22,4	19,2
31°	—	—	—	197	65	41,4	30,3	23,3	19,5
32°	—	—	—	—	73	44,6	32	24,1	20,2
33°	—	—	—	—	97,5	48,3	33,8	25,4	20,5
34°	—	—	—	—	117	53	35,9	26,7	21,7
35°	—	—	—	—	149	58	38,3	28	22,6
36°	—	—	—	—	—	—	41	29,4	23,5
37°	—	—	—	—	—	—	44,2	31,1	24,6
38°	—	—	—	—	—	—	48	33	25,7
39°	—	—	—	—	—	—	52,5	35	27
40°	—	—	—	—	—	—	57,5	37,3	28,3

Saugfähigkeit) zur Wirkung. Herrscht im Verdichter ein Vakuum von 700 mm Quecksilber, einer Wassersäule von $H = 9,525$ m entsprechend, so ist die Druckhöhe des Wassers in diesem Fall auch $h_w = H = 9,525$. Befindet sich das Wassergefäß um die Höhe h_h höher als der Verdichter, so kommt dieser Höhenunterschied zu dem Vakuum als Druckhöhe hinzu und die gesamte Druckhöhe ist alsdann: $h_w = H + h_h$. Befindet sich das Wasser tiefer als der Verdichter, und zwar um die Höhe h_i , so ist die Wasserdruckhöhe gleich dem Unterschied dieser Höhen $h_w = H - h_i$. Hierbei müssen die Höhen h_h und h_i stets vom Wassereintrittsstutzen in den Verdichter ausgerechnet werden.

Wenn man es vermeiden will, das Wasser mit einer Pumpe in den Verdichter zu drücken, so darf die Anlage nie so eingerichtet werden, daß $H = h_i$ ist, denn es ist allemal eine gewisse Druckhöhe erforderlich, um die Widerstände der Wasserbewegung zu überwinden und um dem Wasser eine gewisse Geschwindigkeit zu erteilen. Man sollte den Überdruck $H - h_i$ nie geringer als 3 m zulassen; besser ist es, wenn er größer hergestellt wird.

Die Abmessungen der Wasserzuführungsrohre für die verschiedenen Fälle finden sich im Abschnitt XV und Tabelle 67.

4. Das Wasserablaufrohr (Fallrohr) des trockenen Verdichters (Abb. 36).

Das Wasserablaufrohr des trockenen Verdichters dient dazu, den verflüssigten Dampf und das für die Verdichtung verwendete Wasser regelmäßig aus ihm abzuführen. Da im Verdichter ein mehr oder weniger vollkommenes Vakuum herrscht, so wird durch den Druck der äußeren Atmosphäre das Wasser im Fallrohr gleich wie das Quecksilber im Barometer in einer diesem Druck entsprechenden Höhe gehalten.

Der Druck der Atmosphäre ist gleich einer Wassersäule von $10,336$ m¹⁾ im Zustande seiner größten Dichte, d. h. bei einer Tem-

¹⁾ Anmerkung. Genau ist diese Höhe nur am Meeresspiegel unter normalen Umständen richtig. Auf dem fast immer höher liegenden, festen Lande ist der Luftdruck (d. i. die barometrische Flüssigkeitshöhe) um das Gewicht der Luftsäule vom Wasserspiegel bis zur fraglichen Anlage geringer. Da nun das Luftgewicht bei $0^\circ = \frac{1}{773}$ von dem des Wassers und

$\frac{1}{773,13,59}$ von dem des Quecksilbers beträgt, so ist die barometrische Flüssigkeitshöhe für je 100 m, um die die Anlage über dem Meere liegt,

peratur von 4°; denn er ist = 1,0336 kg auf den Quadratcentimeter. Da aber in dem Verdichter nie eine vollkommene Luftleere herrscht, so ist die Höhe, in der die Fallwassersäule durch die Atmosphäre gehalten wird, stets geringer. Bedeutet *b* das Vakuum im Verdichter in Millimetern Quecksilbersäule gemessen, und ist die Wassertemperatur 4°, so ist die Höhe der Fallwassersäule in Metern Wassersäule:

$$H = 10,336 \frac{b}{760} \dots \dots \dots (284)$$

Nun ist das Fallwasser aber stets wärmer als 4°, daher sein spezifisches Gewicht geringer, sein Volumen größer; die Fallwassersäule muß also in diesem Verhältnis höher sein.

Nach Volkmann (1881)²⁾ ist das Wasservolumen *V_w*, wenn es bei 4° = 1 ist,

bei	4°	30°	40°	50°	60°	70°
<i>V_w</i> =	1,0	1,00425	1,0077	1,01197	1,01694	1,02261
bei			80°	100°		
<i>V_w</i> =			1,02891	1,04323		

und daher ist die Höhe der ruhenden Wassersäule für jedes Vakuum und jede Temperatur genauer:

$$H = 10,336 \frac{b}{760} V_w = 0,0136 \cdot b \cdot V_w \dots \dots (285)$$

um $\frac{100}{773} = 0,1294$ m Wassersäule oder $\frac{100}{773 \cdot 13,59} = 9,54$ mm Quecksilbersäule geringer als am Meere. Demnach hat bei normalen Barometerstand und 0° Lufttemperatur für einen Ort, der über dem Meere liegt:

	100	200	300	400	500 m	
die Quecksilbersäule	750,5	741,9	733,4	723,7	712,4	mm Höhe
die Wassersäule	10207	10078	9948	9818	9689	„ „

Für Anlagen, die auf Anhöhen liegen, muß dieser Umstand berücksichtigt werden.

Übrigens kommen erhebliche Abweichungen vom barometrischen Mittel vor.

Der höchste bis jetzt in Europa beobachtete Luftdruck wurde wie W. Schipitschinsky (Meteorolog. Zeitschr.) mitteilt, am 26. u. 27. Nov. 1910 in Fors bei Borowoje und Tomaschew-Korok (Samara) registriert = 800,2 und 800,1 mm (früher 22. 1. 1907 Perna 799,8 mm, 23. 1. 1900 Barnaul [West-sibirien] 808,7 mm) (Pomethus 6. 4. 1912.) Der geringste Druck, scheint es, ist beobachtet: Chinasee. 2. 8. 1891 mit 686,3 mm.

²⁾ Nach Thiesen, Scheel und Diesselhorst (Wissenschaftl. Abhandl. der Physikal.-Technischen Reichsanstalt 1909. 3. 69) ist das Wassergewicht um ein ganz Geringes größer.

Nun soll aber das Fallrohr eine gewisse Wassermenge in der Zeiteinheit abführen, daher muß das Wasser eine gewisse Fallgeschwindigkeit erhalten, die ihm nur durch eine bestimmte Druckhöhe h erteilt werden kann.

Diese Druckhöhe h ist die Wassersäule, um die das Wasser im Fallrohr höher stehen muß als der Unterschied zwischen dem äußeren Atmosphärendruck und dem absoluten Druck im Verdichter beträgt. Sie ist dazu bestimmt, erstens die der abwärts gerichteten Wasserbewegung entgegenstehenden Widerstände zu überwinden und zweitens dem Wasser die nötige Geschwindigkeit zu erteilen.

Nimmt man für einen bestimmten Fall diese Wasserdruckhöhe $= h$ an, so ergibt sich aus dieser nach bekannten Formeln [Abschnitt XV, Gleichung (270)] die Fallgeschwindigkeit des Wassers und damit die Wassermenge, die in bestimmter Zeit durch ein Rohr von bestimmtem Querschnitt abgeführt werden kann. (Man kann natürlich auch umgekehrt eine gewisse Wasserfallgeschwindigkeit fordern und die für deren Erzeugung notwendige Druckhöhe h berechnen; da wir aber hier immer die Leistungsfähigkeit bestimmter angenommener Apparatabmessungen bestimmen wollen, so folgen wir dem zuerst angegebenen Wege.)

Es sei (vergleiche Abbildung 36):

H = die vom Vakuum gehaltene barometrische Höhe des Wassers im Fallrohr,

h = die Druckhöhe,

$H + h$ = die vom Wasser durchflossene Rohrlänge in Metern (die theoretische Höhe des Fallrohrs),

v_w = die Fallgeschwindigkeit des Wassers in Metern,

d = der Rohrdurchmesser in Metern,

ζ_1 = der Festwert für die Widerstände des Wassers beim Eintritt in das Fallrohr = 0,505 (vergl. Seite 285),

ζ_4 = der Festwert für die Widerstände des Wassers beim Austritt aus dem Fallrohr = 1,

λ = der Festwert für die Reibung des Wassers an den Rohrwänden (vgl. S. 293),

so gilt die Gleichung:

$$v_w = \frac{\sqrt{2gh}}{\sqrt{1 + \zeta_1 + \zeta_4 + \lambda \frac{(H+h)}{d}}} \quad (286)$$

Tabelle 74.

Wasserbarometerskule bei Vakuen von 570—750 mm Quecksilber und den dabei herrschenden Temperaturen.

Vakuum	570	611	642	668	705	718	728	736	742	750	mm Quecksilber.
Temperatur	65°	60°	55°	50°	40°	35°	30°	25°	20°	10°	Celsius.
Wasserbarometer	7793	8310	8734	9085	9592	9768	9902	10016	10100	10212	mm bei 4° Celsius.
Wasservolumen	1,01966	1,01695	1,01441	1,011877	1,007627	1,00593	1,00425	1,00300	1,00173	1,00090	bei obigen Temperaturen.
Wasserbarometer	7945	8450	8856	9184	9665	9817	9944	10046	10117	10212	mm,, „ „

Die Fallgeschwindigkeit des Wassers v_w und die in 1 Stunde ablaufende Wassermenge W ist in cbm bei Rohrdm.: $d = 100$ 125 150 175 200 225 250 300 350 400 450 mm

Für die

Druckhöhe $\left\{ \begin{matrix} v_w = \\ h = 0,100 \end{matrix} \right. W = \left\| \begin{matrix} 0,63 & 0,66 & 0,695 & 0,70 & 0,74 & 0,75 & 0,761 & 0,785 & 0,81 & 0,81 & 0,815 \\ 17,8 & 29,3 & 44,2 & 60,5 & 83,7 & 103,5 & 134,4 & 199,5 & 280,5 & 366,2 & 466,5 \end{matrix} \right\|$
 Wenn das Fallrohr $l = 10117 + 100 + 500 = 10717$ lang ist

Druckhöhe $\left\{ \begin{matrix} v_w = \\ h = 0,200 \end{matrix} \right. W = \left\| \begin{matrix} 0,89 & 0,93 & 0,98 & 1,00 & 1,04 & 1,06 & 1,08 & 1,11 & 1,13 & 1,14 & 1,15 \\ 25,2 & 40,8 & 62,65 & 86,4 & 117,5 & 145,0 & 190,8 & 282,2 & 391,3 & 575,4 & 658,8 \end{matrix} \right\|$
 Wenn das Fallrohr $l = 10117 + 200 + 500 = 10817$ lang ist

Druckhöhe $\left\{ \begin{matrix} v_w = \\ h = 0,300 \end{matrix} \right. W = \left\| \begin{matrix} 1,09 & 1,10 & 1,21 & 1,25 & 1,28 & 1,30 & 1,32 & 1,36 & 1,38 & 1,40 & 1,41 \\ 30,8 & 48,2 & 76,9 & 108,0 & 144,3 & 177,8 & 234,1 & 355,9 & 477,9 & 633,0 & 807,0 \end{matrix} \right\|$
 Wenn das Fallrohr $l = 10117 + 300 + 500 = 10917$ lang ist

Druckhöhe $\left\{ \begin{matrix} v_w = \\ h = 0,400 \end{matrix} \right. W = \left\| \begin{matrix} 1,26 & 1,33 & 1,40 & 1,44 & 1,47 & 1,50 & 1,53 & 1,57 & 1,59 & 1,61 & 1,63 \\ 35,0 & 58,5 & 89,1 & 124,4 & 166,2 & 205,2 & 270,3 & 399,0 & 552,4 & 727,9 & 933,0 \end{matrix} \right\|$
 Wenn das Fallrohr $l = 10117 + 400 + 500 = 11017$ lang ist

Die Barometerhöhe ist $H = 10,117$ m, die Sicherheitszugabe $s = 0,5$ m angenommen.

$H + h$ = die Länge des vom Wasser durchflossenen Rohres nehmen wir für die Rechnung mit einer kleinen Vernachlässigung immer gleich 10 m an, und nun können wir durch Einsetzen verschiedener Werte für h bei allen in Betracht kommenden Rohrdurchmessern d die zu erwartende Fallwassergeschwindigkeit v_w bestimmen.

In der Tabelle 74 findet man für die Rohrdurchmesser $d = 100$ bis 450 mm und für die Druckhöhen $h = 0,100$ bis 0,400 m, die sich aus der Gleichung 286 ergebenden Fallwassergeschwindigkeiten und die infolgedessen in einer Stunde durch das Fallrohr abfließenden Wassermengen.

Das Fallwasser steht also im Beharrungszustande im Rohr stets in der Höhe $H + h$ über dem unteren Wasserspiegel; da aber dieser Wasserstand nicht konstant ist, sondern auf Grund von kleinen Vakuumschwankungen und Unregelmäßigkeiten im Wasserzulauf hinauf- und herabgeht, und weil ferner der Sicherheit wegen (um zu verhindern, daß das Fallwasser sich etwa im Verdichter ansammle) über dem Wasser im Rohr ein gewisser Spielraum s gegeben werden muß, so soll das Fallrohr stets wenigstens die Höhe $l = H + h + s$ haben. Das Maß s kann natürlich beliebig gewählt werden; wir nehmen $s = 0,5$ m an.

Unter diesen Voraussetzungen ergeben sich die in der Tabelle 74 für verschiedene Luftleeren, Druckhöhen und Rohrdurchmesser angegebenen Fallrohrängen l und Fallwassermengen W in der Stunde. Vergrößert man die Länge der Fallrohre, so kann man ihren Durchmesser verkleinern und umgekehrt. Bei der Wahl des Rohrdurchmessers für eine bestimmte Fallwassermenge wird man natürlich ein hohes Vakuum im Verdichter annehmen (750 mm).

Der mittlere Atmosphärendruck am Meeresspiegel ist 760 mm Quecksilbersäule. An den immer höher gelegenen Orten auf dem festen Lande ist er geringer, kann aber auch hier 780 mm erreichen.

Das Vakuum im Verdichter wird selten höher als 740 mm sein, doch wird man gut tun, ein solches von wenigstens 750 mm zu berücksichtigen.

Um den Eintritt des Wassers in das Fallrohr zu erleichtern, ist es vorteilhaft, es mit einem konischen Stutzen an dem nach unten gewölbten Boden des Verdichters beginnen zu lassen und den Winkel, den die Seiten des konischen Stutzens einschließen, $= 30^\circ$ zu wählen.

5. Die Wasserverteilung im Kondensator (Verdichter).

Nachdem die zum Niederschlagen bestimmter Dampfgewichte jedesmal nötigen Wassermengen festgestellt sind, müssen auch die Abmessungen der Bauteile angegeben werden, die dazu dienen, das Wasser im Verdichter zu verteilen.

Hauptsächlich finden zwei Arten der Wasserverteilung Anwendung:

a) die Erzeugung von Wasserschleiern durch den Überlauf über gerade oder gebogene (kreisförmige) Ränder;

b) die Erzeugung von Wasserstrahlen und Tropfen durch flache, mit Löchern und mit einem Rande versehene Teller, durch Siebröhre, Düsen etc.

a) Wasserüberlauf.

Für die Bestimmung der Wassermenge, die in einer Stunde über einen Überlauf fällt, kann man sich folgender Gleichungen bedienen:

$$W = \frac{2}{3} \mu \cdot b \cdot h \sqrt{2gh} \cdot 3600 \cdot 1000 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (287)$$

Hier bedeutet:

W = die stündlich überfließende Wassermenge in Litern,

μ = einen Zusammenziehungs-Festwert, den wir = 0,6 annehmen, indem wir seine durch Form und Neigung der Staukante bedingten Änderungen, weil nicht sehr erheblich, durch Wahl eines mittleren Querschnittes ausschalten,

g = die Beschleunigung der Schwere = 9,81,

h = die Stauhöhe in Metern,

b = die Breite (Umfang) des Überlaufs in Metern.

Setzen wir in die Gleichung (287) die ausgerechneten Festwerte, so entsteht:

$$W \cong 6\,400\,000\,b \sqrt{h^3} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (288)$$

Mit Hilfe dieser Gleichung (288) kann man nun zwar für jeden Fall die nötigen Abmessungen ausrechnen, um indessen diese Rechnung zu sparen, sind in der Tabelle 75 die in einer Stunde über Kanten bei Überlaufbreiten von $b = 0,5 - 5$ m und Stauhöhen von $h = 0,005 - 0,050$ m fließenden Wassermengen W in Kubikmetern angegeben.

Beispiel. Ist die Breite der Überlaufkante $b = 3$, die Stauhöhe $h = 20$ mm, so ist die stündlich abfließende Wassermenge:

$$W = 6\,400\,000 \cdot 3 \sqrt{0,02^3} = 54240 \text{ Liter.}$$

Tabelle 75.

Wassermengen in cbm, die in 1 Stunde über Überläufe von 0,5–5 m Breite bei Staubhöhen von 5–50 mm fließen.

Überlauf- Breite b m	Staubhöhen h in mm							
	5	10	15	20	25	30	40	50
Überfließende Wassermenge W in cbm für Stunde								
0,5	1,1	3,2	6,3	9,0	12,6	16,6	25,6	35,6
0,6	1,3	3,8	7,6	10,8	15,2	19,9	30,7	42,7
0,7	1,5	4,4	8,8	12,7	17,7	23,2	35,8	49,8
0,8	1,7	5,2	10,1	14,5	20,3	26,6	41,0	57,0
0,9	2,0	5,7	11,4	16,3	22,8	29,9	46,1	64,1
1,0	2,2	6,4	12,6	18,1	25,3	33,2	51,2	71,2
1,1	2,4	7,0	13,9	19,9	27,9	36,5	56,3	78,4
1,2	2,6	7,6	15,2	21,7	30,4	39,9	61,5	85,5
1,3	2,9	8,3	16,4	23,5	32,9	43,2	66,7	92,6
1,4	3,1	8,9	17,7	25,4	35,5	46,5	71,7	98,7
1,5	3,3	9,6	19,0	27,2	38,0	49,8	76,8	106,9
1,6	3,5	10,5	20,2	29,0	40,6	53,2	82,0	114,0
1,7	3,7	10,8	21,5	30,8	43,1	56,5	87,1	121,1
1,8	4,0	11,5	22,8	32,6	45,6	59,8	92,2	128,3
1,9	4,2	12,1	24,0	34,4	48,2	63,1	97,4	135,4
2,0	4,4	12,8	25,3	36,2	50,7	66,5	102,5	142,5
2,1	4,6	13,4	26,6	38,1	53,2	69,8	107,6	149,6
2,2	4,9	14,1	27,8	39,9	55,8	73,1	112,7	156,8
2,3	5,1	14,7	29,1	41,7	58,3	76,5	117,9	163,9
2,4	5,3	15,3	30,4	43,5	60,9	79,8	123,0	171,0
2,5	5,5	16,0	31,6	45,3	63,4	82,5	128,1	178,2
2,6	5,8	16,6	32,9	47,1	65,9	85,2	133,3	185,3
2,7	6,0	17,3	34,2	48,1	68,5	89,2	138,4	191,4
2,8	6,2	17,9	35,4	49,2	71,0	93,1	143,5	199,5
2,9	6,4	18,5	36,7	52,6	73,6	96,4	148,6	205,7
3,0	6,6	19,2	38,0	54,2	76,1	99,7	153,7	213,8
3,1	6,9	20,1	39,2	56,2	78,6	103,1	158,9	220,9
3,2	7,1	21,0	40,5	58,0	81,2	106,4	164,0	228,0
3,3	7,3	21,1	42,6	59,8	83,7	109,7	169,1	235,2
3,4	7,5	21,6	43,0	60,8	86,2	113,0	174,2	242,3
3,5	7,8	22,4	44,3	63,5	88,8	116,4	179,4	249,4
3,6	8,0	23,0	45,6	65,3	91,3	119,7	184,5	256,6
3,7	8,2	23,7	46,8	67,1	93,9	123,0	189,6	263,7
3,8	8,4	24,3	48,1	68,9	96,4	126,3	194,8	270,8
3,9	8,7	24,9	49,4	70,7	98,9	129,6	199,9	277,9
4,0	8,9	25,6	50,6	72,5	101,5	133,0	205,0	285,1
4,1	9,1	26,2	51,9	74,3	104,0	136,3	210,1	292,2
4,2	9,3	26,9	53,2	76,2	106,5	139,6	215,3	299,3

Tabelle 75.

Überlauf- breite b m	Stauhöhen h in mm							
	5	10	15	20	25	30	40	50
Überfließende Wassermenge W in cbm für Stunde								
4,3	9,5	27,5	54,4	78,0	109,1	143,0	220,4	306,5
4,4	9,8	28,1	55,7	79,8	111,6	146,3	225,5	313,6
4,5	10,0	28,8	57,0	81,6	114,1	149,6	230,6	320,7
4,6	10,2	29,4	58,2	83,4	116,7	153,0	235,8	327,8
4,7	10,4	30,1	59,5	85,2	119,2	156,3	240,9	335,0
4,8	10,7	30,7	60,8	87,0	121,8	159,6	246,0	342,1
4,9	10,9	31,3	62,1	88,9	124,3	162,3	251,1	348,2
5,0	11,1	32,0	63,3	90,7	126,9	165,1	256,3	356,4

b) Wasserzulauf durch Siebplatten.

Die Wassermenge in Litern, die in einer Stunde durch ein Loch vom Durchmesser d in Dezimetern im Boden eines Gefäßes, in dem das Wasser die konstante Höhe h einnimmt, abfließt, ist ohne Berücksichtigung aller die Abflußmenge beeinträchtigenden Zusammenziehung:

$$W = 10 \cdot \frac{d^2 \pi}{4} \sqrt{2 g h} \cdot 3600 \text{ Liter}$$

Diese theoretische Abflußmenge wird nun aber verringert durch die Form der Abflußöffnung, die Gestaltung der Abflußkanten, die Rauheit der Lochwände, die Dicke des Bodens, derart, daß in Wirklichkeit durch ein Loch immer nur ein Bruchteil der theoretischen Wassermenge abfließen kann. Für die hier betrachteten Fälle handelt es sich wohl immer um Löcher, die ohne große Sorgfalt in die Verteilungsteller gebohrt sind. Die Abflußmenge wird auch im hohen Grade beeinflusst durch die lebhaftete Unruhe, in die das zum Abfluß bestimmte Wasser durch den heftigen Strahl des die Platte (den Teller) frisch füllenden Wassers versetzt wird.

Da man also nicht darauf rechnen kann, daß die auch unter Berücksichtigung der Zusammenziehung auf Grund bekannter Formeln berechneten Wasserabflußmengen der Wirklichkeit entsprechen werden, so haben wir durch direkte Beobachtungen die Wassermengen zu finden gesucht, die in bestimmter Zeit durch Löcher 3, 4, 5, 6, 7, 8 mm Durchmesser aus Gefäßen abfließen, die 10, 15, 30, 40, 50, 200 mm hoch konstant mit Wasser gefüllt erhalten wurden.

Tabelle 76.

a) Wassermenge in Litern, die von einem Verteilungsteller in einer Stunde durch Löcher von 2—10 mm bei Wasserhöhen von $h = 10 - 200$ mm abfließt (15% geringer als die berechnete angenommen).

b) Anzahl der Löcher v. 2—10 mm Dm. im Teller, wenn bei $h = 10$ mm Wasserhöhe in einer Stunde 4—300 cbm Wasser abfließen sollen.

Wasserhöhe auf dem Teller h	Lochdurchmesser in mm								
	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	a) Wasserabflußmenge in Litern pro Loch und Stunde								
10	4,75	9	17	27	38	52	68	86	106
15	5,2	11	20	31	47	64	83	105	130
30	7,46	16	29	45	65	87	100	149	184
40	8,5	18	34	53	77	104	136	172	213
50	9,67	24	38	59	86	120	153	196	242
200	19,88	42,4	76	119	171	227	300	402	497

Stündliche Wasser- Abfluß- menge in cbm	b) Dazu erforderliche Zahl von Löchern n bei einer Wasserhöhe von $h = 10$ mm								
	2	3	4	5	6	7	8	9	10
4	842	423	235	150	105	77	59	46	38
6	1263	634	353	226	157	115	88	70	56
8	1684	846	470	301	210	154	118	93	75
10	2105	1057	588	376	262	192	147	116	94
15	3158	1585	882	564	393	289	220	175	141
20	4210	2214	1176	752	524	382	294	232	188
25	5264	2643	1470	940	655	481	367	291	236
30	6315	3171	1764	1126	786	576	441	348	282
35	7368	3699	2058	1316	917	672	514	406	329
40	8420	4228	2352	1504	1048	768	588	464	376
50	10527	5285	2940	1880	1309	962	734	582	472
60	12630	6342	3528	2256	1572	1152	882	696	564
70	14735	7399	4116	2632	1834	1344	1029	812	658
80	16840	8456	4704	3008	2096	1536	1176	928	752
90	18947	9513	5292	3384	2357	1730	1322	1046	848
100	21053	10570	5880	3759	2618	1923	1463	1163	943
125	26362	13212	7350	4699	3272	2404	1832	1454	1179
150	31580	15850	8820	5639	3927	2885	2202	1745	1415
175	36889	18497	10290	6579	4581	3366	2566	2036	1651
200	42106	21140	11760	7518	5236	3846	2936	2326	1886
225	47415	23782	13230	8458	5890	4327	3300	2617	2122
250	52733	26425	14700	9398	6545	4808	3670	2908	2383
275	57942	29062	16170	10338	7199	5289	4034	3199	2594
300	63160	31710	17640	11278	7954	5770	4454	3490	2830

Dabei zeigte sich, wie groß und wie verschieden in jedem Fall die wirkliche Abflußmenge von der ohne Beachtung aller störenden Einflüsse berechneten war, so zwar, daß sie sich um 1—30 0/0 geringer als diese ergab. Im Durchschnitt betrug die Mindestleistung 8,3 0/0 von der ohne Berücksichtigung der Zusammenziehung berechneten.

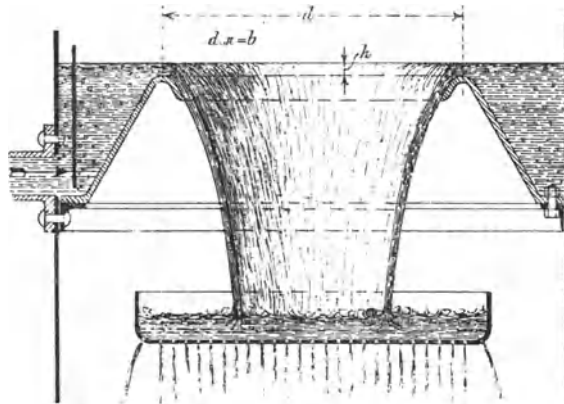


Abb. 37.

In der Tabelle 76 ist die nach den Beobachtungen wahrscheinliche durch Löcher von 2—10 mm Drm. stattfindende stündliche Abflußmenge zusammengestellt, und zwar für alle Fälle, in denen das Wasser auf den Verteilungstellern 10—200 mm hoch steht.

Da in jedem Fall bekannt ist, wieviel Wasser in einer Stunde in dem Verdichter verteilt werden soll, so kann mit Hilfe dieser Tabelle sofort die erforderliche Anzahl der Löcher in der Verteilungplatte bestimmt werden. Der Verteilungsteller läßt natürlich um so mehr Wasser abfließen, je höher dies auf ihm steht, so daß für die bei jedem Verdichterbetrieb eintretenden Wasserbedarfsschwankungen die Wasserhöhe sich in erwünschter Weise selbst einstellt.

Die Tabelle 76 zeigt auch die erforderliche Anzahl n der Löcher von 2—10 mm Drm., wenn in einer Stunde bei einer Wasserstandshöhe von 10 mm 4—300 cbm Wasser abfließen sollen. Bei einer anderen Wasserstandshöhe h_a in Metern ist dann die nötige Anzahl der Löcher n_a im Verteilungsteller:

$$n_a = n \sqrt{\frac{0,010}{h_a}} = \frac{n \cdot 0,1}{h_a} \dots \dots \dots (290)$$

Hat man demnach bei einer Wasserstandshöhe von 10 mm im Ablaufsteller zur Erzeugung einer bestimmten Abflußwassermenge n Löcher nötig, so ist die Zahl n_a der Löcher für dieselbe Abflußmenge bei einer andern Wasserstandshöhe:

$h_a =$	15	30	40	50	200 mm
$n_a =$	0,82 n	0,58 n	0,5 n	0,477 n	0,124 n

6. Der Durchmesser der Dampfzuleitungsrohre.

Das in bestimmter Zeit niederzuschlagende Dampfgewicht D ist in jedem Falle bekannt, die gewünschte Luftleere (das Vakuum) ist es gleichfalls. Der Durchmesser der Dampf-Zuleitungsrohre kann also aus der Tabelle 56 im Abschnitt XIV gefunden werden. Dort ist für die Bestimmung der Rohrweite angenommen worden, daß das Rohr 20 m lang und daß ein Druckverlust von $\frac{1}{2}$ oder $\frac{1}{3}$ ‰ gestattet sei. Hat die Rohrleitung vom Verdampf-Apparat zum Verdichter eine andere Länge l_a , so ergibt sich das dann bei $\frac{1}{2}$ ‰ oder $\frac{1}{3}$ ‰ Verlust der Rohre durchfließende Dampfgewicht durch Multiplikation des von der Tabelle 56 genannten mit $\sqrt{\frac{20}{l_a}}$. Will man, um eine engere Rohrleitung zu erhalten, einen größeren Druckverlust ertragen, so findet sich das bei z_a ‰ Druckverlust das Rohr durcheilende Dampfgewicht, durch Multiplikation der Angaben der Tabelle 56 mit $\sqrt{\frac{z_a}{0,5}}$ oder $\sqrt{\frac{z_a}{0,333}}$.

Für eine andere Länge l_a und einen anderen Druckverlust z_a ergeben sich die in einer Stunde durch die Rohre strömenden Dampfgewichte durch Multiplikation der Werte der Tabelle 56 mit:

$$\sqrt{\frac{z_a}{l_a}} \cdot 40.$$

Beispiel. Durch ein Rohr von 200 mm Dm. strömen bei 20 m Länge und 750 mm Vakuum bei $\frac{1}{2}$ ‰ Druckverlust in 1 Stunde 124 kg Dampf; durch dasselbe Rohr, wenn es $l_a = 30$ m Länge hat und $z_a = 5$ ‰ Druckverlust erlaubt sind, strömen:

$$D = 124 \sqrt{\frac{z_a \cdot 40}{l_a}} = 124 \sqrt{\frac{5 \cdot 40}{30}} = 318,47 \text{ kg Dampf.}$$

7. Der Durchmesser der Lufrrohrleitung.

Der Durchmesser der Rohrleitung vom Verdichter zur Luftpumpe wird bestimmt durch das stündlich abzuleitende Luftgewicht, das wir (etwas reichlich, siehe Abschnitt XX) zu 0,25 kg für 1000 kg Einspritzwasser annehmen. Die Tabelle 64 oder 65 gibt das durch Rohre von verschiedenem Durchmesser bei 20 m Länge und $\frac{1}{2}\%$ Druckverlust in einer Stunde geförderte Luftgewicht an. Für eine andere Länge l_a und einen anderen Druckverlust z_a multipliziert man die Gewichte der Tabelle 65 mit $\sqrt{\frac{z}{z_a} \frac{40}{l_a}}$, um das unter diesen Umständen abströmende Luftgewicht zu erhalten.

8. Die Erwärmung des Einspritzwassers.

Die Erwärmung des Einspritzwassers erfolgt bei direkter Berührung mit Dampf durch Vermittelung der Oberfläche. Je größer die Oberfläche einer Wassermenge im Verhältnis zu ihrem Inhalt ist, in um so kürzerer Zeit wird sie durch den umgebenden Dampf erwärmt werden.

Mit Rücksicht hierauf kann die Verteilung des Wassers im Einspritz-Verdichter in vier verschiedenen Formen geschehen:

Das Kühlwasser kann über Flächen rieseln, über die auch der zu verflüssigende Dampf streicht.

Es kann in flachen oder gebogenen Schleiern herabfallen, die von beiden Seiten vom Dampf umspült werden.

Es können Wasserstrahlen in den dampferfüllten Verdichter fallen.

Das Kühlwasser kann in Form von Tropfen in den Verdichter gespritzt werden.

Von der Dicke der Wasserflächen und Schleier und von dem Durchmesser der Strahlen und Tropfen hängt das Verhältnis der Oberfläche des Kühlwassers zu seinem Inhalte ab, und um eine Vorstellung von diesen Umständen zu bilden, ist die nachstehende kleine Tabelle 77 zusammengestellt worden, in der das Verhältnis der Oberfläche (o) in qmm zum Inhalte in cmm (i), und zwar für Dicken (δ) resp. Durchmesser (d) von 2—10 mm angegeben ist.

Bei den hier betrachteten Formen, die das Wasser im Verdichter annehmen kann, ist das Verhältnis der Oberfläche zum Inhalte $\frac{o}{i}$ am kleinsten bei den berieselten Flächen und am größten bei den

kugelförmigen Tropfen. Unter sonst gleichen Umständen wird also in einem Verdichter tropfenförmig verteiltes Wasser am schnellsten die Temperatur des umgebenden Dampfes annehmen. Von diesem Gesichtspunkte aus betrachtet, wäre es daher das beste, das Kühlwasser in die Verdichter in Form möglichst kleiner Tropfen einzuspritzen; aber der Ausführung dieser Absicht stehen Hindernisse entgegen, da seine Verteilung in möglichst gleichmäßigen Tropfen nicht leicht zu bewirken ist.

Alle Formen der Wasserverteilung werden in den Verdichter verwendet; daher ist es von Wert, sich ein Urteil darüber zu bilden, welche Zeit jede von ihnen erfordert, das Einspritzwasser von seiner ursprünglichen niedrigen auf die gewollte höhere Temperatur zu erwärmen.

In den meisten Fällen wird die Wärme an Flüssigkeiten durch in ihr natürlich entstehende oder künstlich erzeugte Bewegungen, Zirkulationen, Strömungen übertragen; aber hier innerhalb der meist frei fallenden Wasserkörper sind solche nicht anzunehmen, weil abgesehen von der Reibung, die der strömende Dampf an ihrer Oberfläche erzeugt, und von den Bewegungen, die durch die vibrierenden Mündungen der Ausflußstellen bewirkt werden, nur die Anziehung auf die Wasserteile wirkt, welche Kraft aber, wegen der vollkommenen Gleichmäßigkeit ihrer Wirkung auf alle Teile, eine innere Bewegung nicht hervorzubringen vermag. So wird denn die Wärme von der Oberfläche in das Innere der Wasserkörper hauptsächlich durch Leitung übertragen.

Die Wärmeleitungsfähigkeit des Wassers ist eine sehr geringe. Nach verschiedenen übereinstimmenden Untersuchungen ist ihr Koeffizient $\lambda = 0,093$ Gramm Kalorien (d. h. für 1 qcm, 1 Minute, 10 mm Dicke der Wasserschicht und 1° Temperatur-Unterschied auf beiden Seiten des Wasserkörpers), oder $\lambda = \frac{0,093 \cdot 10\,000 \cdot 10}{60 \cdot 1000} = 0,155$ Kalorien (d. h. für 1 qm, 1 Sekunde, 1 mm Dicke und 1° Temperatur-Unterschied), oder mit anderen Worten: durch eine Wasserschicht von 1 qm Fläche und 1 mm Dicke, deren beide Endflächen konstant 1° Temperatur-Unterschied behalten, gehen in einer Sekunde 0,155 WE hindurch¹⁾.

¹⁾ Die Wärmeleitzahl für Wasser wird auch noch kleiner, nämlich $\lambda = 0,140$, angegeben.

Tabelle 77.

Oberflächen und Inhalte und deren Verhältnisse zueinander bei Wasser-Flächen, -Schleiern, -Strahlen, -Tropfen.

Dicke, resp. Drm. δ	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Kugeloberfläche \circ	12,56	23,27	50,2	78,5	113,08	153,92	201,04	254,47	314,16
Kugelinhalt i	4,1887	14,137	33,51	65,43	113,08	179,6	268,07	381,8	523,58
Strahloberfläche \circ	12,56	28,27	50,2	78,5	113,08	153,92	201,04	254,4	314,16
Strahlinhalt i	6,28	21,2	50,2	98,15	169,6	269,3	401	572	785
Fläche $\frac{\circ}{i}$	0,5	0,333	0,25	0,2	0,1667	0,1429	0,125	0,111	0,1
Schleier $\frac{\circ}{i}$	1,0	0,667	0,5	0,4	0,333	0,2859	0,25	0,222	0,2
Strahl $\frac{\circ}{i}$	2	1,333	1,0	0,80	0,666	0,5718	0,5	0,4447	0,4
Tropfen $\frac{\circ}{i}$	3	2	1,5	1,2	1,00	0,855	0,75	0,666	0,6
Fläche $\frac{i}{\circ}$	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Schleier $\frac{i}{\circ}$	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5
Strahl $\frac{i}{\circ}$	0,5	0,75	1	1,25	1,5	1,75	2	2,25	2,5
Tropfen $\frac{i}{\circ}$	0,333	0,50	0,666	0,833	1	1,17	1,333	1,5	1,666

Es wird ferner angenommen, daß die durch eine Wasserschicht im Beharrungszustande strömende Wärmemenge direkt proportional sei dem Querschnitt (Q in qm), der Zeit (z_s in Sekunden), dem konstanten Temperatur-Unterschied (ϑ_a in $^{\circ}C$) und umgekehrt proportional der zu durchdringenden Wasserschichtdicke (η in mm), so daß für den Beharrungszustand gilt:

$$C = \frac{Q \cdot \lambda \cdot z_s \cdot \vartheta_a}{\eta} = \text{Kalorien} \dots \dots \dots (291)$$

Bei der Erwärmung von Wasser, das in Form von Schleiern, Strahlen, Tropfen in einem Verdichter herabfällt, haben wir es aber nicht mit einem Beharrungszustande zu tun, sondern mit der Anfangszeit der Erwärmung, in der die Wärme von außen in das Wasser durch Leitung eindringt. In dieser Periode bleibt zwar der

Temperatur-Unterschied zwischen dem Dampf und der letzten von den Wärmeschwingungen eben getroffenen Schicht auch konstant = ϑ_a , aber der Widerstand, den die Dicke der Wasserschicht dem Eindringen der Wärme entgegensetzt, ist beim Beginn der Erwärmung (an der Oberfläche) = 0, und nimmt erst mit der Tiefe η , bis zu der die Erwärmung gedungen ist, zu. Die Wasserschicht ist im Mittel nur = $\frac{\eta}{2}$. Die Wärmemenge, welche alle mehr oder weniger erwärmten Schichten zusammen aufgenommen haben, ist gleich dem Gewicht dieser Schichten multipliziert mit der Durchschnittstemperaturerhöhung aller Schichten (bei $\sigma f = 1$).

Die Gleichung für die Anfangszeit der Erwärmung hat also folgende Form:

$$C = \frac{Q \cdot \lambda \cdot z_s \cdot \vartheta_a}{\frac{\eta}{2}} \quad (292)$$

Nun schreitet die Wärme von der Oberfläche ins Innere der Wasserkörper nicht derart fort, daß zunächst die vom Dampf berührte dünne Schicht ganz die Temperatur des Dampfes annimmt, darauf eine zweite, eine dritte und so fort die gleiche Temperatur erhält, vielmehr nimmt zunächst die Berührungsschicht eine kleine Temperaturerhöhung an, die allmählich steigt, aber während dieser ihrer Temperatursteigerung überträgt die erste Schicht schon Wärme an die folgende und diese an die dritte Schicht und so fort. Während die Wärme von einer Schicht zur folgenden kälteren fortschreitet, erwärmen sich zugleich die schon erwärmten Schichten mehr und mehr. Es gilt das Gesetz, daß wenn die Entfernung von der Berührungsfläche (der beiden im Wärmeausgleich begriffenen Stoffe) in arithmetischer Reihe zunimmt, die Temperaturgrade in geometrischer Reihe abnehmen.

Die Wärmeabnahme von Schicht zu Schicht findet hier nach demselben Gesetze statt wie die Abnahme der Temperatur-Unterschiede von Zeiteilchen zu Zeiteilchen bei der Erwärmung durch Dampf, die im Abschnitt I erörtert wurde.

Bei der beginnenden Erwärmung des Wassers durch Leitung nehmen daher, nachdem die Berührungsschicht fast die Dampftemperatur erhalten hat, die Temperaturen der folgenden Schichten zuerst schnell, dann sehr langsam ab.

Die Durchschnittstemperatur-Erhöhung der Wasserkörper beim Beginn der Erwärmung kann wie in Abschnitt I nach Gleitung (8) bestimmt werden; man kann sie aber auch auf endliche Weise ziemlich genau feststellen, ganz ähnlich wie es dort für den mittleren Temperatur-Unterschied geschehen.

Der gesamte Temperatur-Unterschied zwischen Dampf und Wasser am Anfang sei = ϑ_a , so ist nach einer gewissen Zeit, nachdem also die Wärme schon etwas in das Wasser eingedrungen ist, und unter der Voraussetzung, daß die Querschnitte der Schichten gleich groß bleiben, die Temperatur-Unterschieds-Verminderung zwischen dem Dampf und der ersten Schicht: = $x \vartheta_a$

zwischen der 1. und 2. Schicht: = $x (\vartheta_a - x \vartheta_a) = x \vartheta_a (1 - x)$

„ „ 2. „ 3. „ = $x ((\vartheta_a - x \vartheta_a) - x \vartheta_a (1 - x))$
= $x \vartheta_a (1 - x)^2$

zwischen der vorletzten und letzten

Schicht = $x \vartheta_a (1 - x)^{n-1}$.

Bezeichnen wir auch hier wie im Abschnitt I mit ϑ_e den Temperatur-Unterschied zwischen der letzten n -ten, noch etwas erwärmten Schicht und der ersten gar nicht erwärmten, so folgt aus der oben angestellten Betrachtung, ebenso wie früher:

$$x = 1 - \sqrt[n]{\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a}} \dots \dots \dots (293)$$

Wenn man nun ganz ebenso, wie dort die Temperatur-Unterschiede, hier die Temperatur-Erhöhungen der einzelnen Schichten zusammenzieht, und durch die Anzahl der Schichten dividiert, um die Durchschnittstemperatur-Erhöhung zu erhalten, so hat man, wenn angenommen wird, daß die unmittelbar berührte Schicht die Dampftemperatur schon angenommen habe, als Temperatur-Erhöhung der einzelnen Schichten:

Temperatur-Erhöhung der ersten Schicht: ϑ_a

„ „ „ zweiten Schicht: $\vartheta_a - x \vartheta_a = \vartheta_a (1 - x)$

„ „ „ dritten Schicht: $\vartheta_a (1 - x)^2$

„ „ „ n -ten Schicht: $\vartheta_a (1 - x)^{n-1}$

$$S_e = \vartheta_a [1 + (1 - x) + (1 - x)^2 + (1 - x)^3 \dots (1 - x)^{n-1}]$$

und hieraus die mittlere Temperatur-Erhöhung des Wassers:

$$t_{em} = \frac{\vartheta_a - \vartheta_e}{n \left(1 - \sqrt[n]{\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a}} \right)} \dots \dots \dots (294)$$

Drücken wir \mathcal{J}_e ebenso wie früher als einen Teil von \mathcal{J}_a aus, so ist $\frac{\mathcal{J}_e}{\mathcal{J}_a}$ immer ein echter Bruch. Der Wert $\frac{\mathcal{J}_e}{\mathcal{J}_a}$ muß in Wirklichkeit, bei unendlich vielen Schichten, fast = 0 werden. Wir nehmen ihn wegen der Endlichkeit unserer Rechnung ebenso wie im Abschnitt I = 0,01 = 1,0% an. Diese Ungenauigkeit ist nicht von erheblicher Bedeutung.

Die Durchschnitts- oder mittlere Temperatur-Erhöhung t_{em} der 100 ideellen parallelen gleichen Schichten in dem plattenförmigen Wasserkörper ist, unter der Voraussetzung, daß der ganze Temperatur-Unterschied am Anfange \mathcal{J}_a und am Ende $\mathcal{J}_e = 0,01 \mathcal{J}_a$ sei nach Tabelle 1: $t_{em} = 0,215 \mathcal{J}_a$.

Die Wärmemenge, die der Wasserkörper, wenn er bis zur Tiefe η in mm erwärmt ist, aufgenommen hat, ist daher:

$$C = Q \cdot \eta \cdot 0,215 \mathcal{J}_a \dots \dots \dots (295)$$

Um nun eine Vorstellung von der Zeit z_s zu erhalten, in der durch die Oberfläche (oder den Querschnitt) Q bei dem konstanten Temperatur-Unterschied \mathcal{J}_a die Wärme C in eine plattenförmige Wassermasse bis zur Tiefe η eindringt, setzen wir die Gleichungen (292) und (295) einander gleich und erhalten:

$$2 Q \frac{\lambda}{\eta} z_s \mathcal{J}_a = Q \eta 0,215 \mathcal{J}_a \dots \dots \dots (296)$$

$$2 \lambda \cdot z_s = \eta^2 \cdot 0,215 \text{ oder da: } \lambda = 0,155 \text{ ist} \\ z_s = \eta^2 \cdot 0,694 \dots \dots \dots (297)$$

$$\text{und } \eta = \sqrt{\frac{z_s}{0,694}} \dots \dots \dots (298)$$

Die Gleichung (297) gibt die Zeit z_s in Sekunden an, in der eine plattenförmige, einseitig von Dampf erwärmte Wassermasse von der Dicke η in mm auf der Wärmeeintrittsseite die Temperatur der Dampfquelle angenommen hat und auf der anderen eben erwärmt zu werden beginnt.

Aus der Gleichung (298) kann man die Plattendicke η berechnen, die in der Zeit z_s auf diese Weise erwärmt wird, und man erkennt aus den Gleichungen (297) und (298) recht deutlich, daß der Dampf die äußersten Schichten des berührten Wassers schnell erwärmt, daß sich dann aber die Wärme nur langsam (umgekehrt dem Quadrat der Dicke) ins Innere der Wasserkörper fortpflanzt.

Die Hauptwärmemenge, die in bestimmter Zeit in die Wassermasse geleitet wird, bleibt in und nahe den berührten äußeren

Schichten zurück. In das Innere wird nur wenig Wärme übertragen, und dies wenige gelangt nur spät hinein.

Aus dieser Betrachtung folgen die Bedingungen für schnelle und hohe Erwärmung von Wasser bei direkter Berührung mit Dampf:

1. die Oberfläche des Wassers muß recht groß sein,
2. die Oberfläche muß schnell wechseln,
3. die Berührungszeit zwischen Dampf und Wasser muß möglichst lang sein.

Um diese Anschauung durch Zahlen zu begrenzen, ist die kleine Tabelle 78 beigefügt worden, die angibt: wieviel Millimeter die Wärme in 0,1—1,2 Sekunden in eine einseitig von Dampf berührte Wasserfläche eindringt, wieviel Wärmeeinheiten in dieser Zeit eingedrungen sind, und um den wievielten Teil des ganzen Temperaturunterschiedes \mathcal{J}_a die gesamte 1—7 mm dicke Wassermenge erwärmt sein würde, wenn die Wärme auf diese gleichmäßig verteilt gedacht wird. Dies alles für Platten, Strahlen und Kugeln.

Man erkennt aus der Tabelle 78 deutlich, daß die eindringende Wärmemenge keineswegs proportional der Zeit wächst, sondern daß in der ersten Zeit der Berührung sehr viel mehr Wärme in das Wasser übergeht als in den folgenden Zeiten.

Ist die Wärme in einen plattenförmigen Körper von einer Fläche aus eingedrungen, und hat sie ihn von dieser Fläche aus nicht in seiner ganzen Dicke δ , sondern nur bis zur Tiefe η (abnehmend) erwärmt, so ist, wie wir gesehen haben, die eingedrungene Wärmemenge so groß, als wenn von dem plattenförmigen Körper der Teil (das Volumen) $Q \cdot \eta$ die Temperatur-Erhöhung $0,215 : \mathcal{J}_a$ erhalten hätte, oder als ob der ganze plattenförmige Körper von der Dicke δ eine Temperatur-Erhöhung t_{ep} um:

$$t_{ep} = \frac{\eta}{\delta} 0,215 \mathcal{J}_a \text{ Celsius} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (300)$$

erfahren hätte.

In einem Strahl (Zylinder) vom Durchmesser δ , der von seiner Mantelfläche aus erwärmt wird, verteilt sich die Wärme ebenso wie in einem Plattenkörper. Da aber das Volumen der zylinderförmigen Schichten von außen nach innen abnimmt, und ebenso die Temperatur jeder Schicht, so ist die mittlere Temperatur-Erhöhung des Strahls wesentlich abhängig von der Zeit während der er der Wärmeaufnahme ausgesetzt ist, oder, was dasselbe bedeutet, von der Tiefe bis zu der die Wärme in dieser Zeit in ihn

eingedrungen ist. Ist dies bis etwa auf $\frac{2}{3}$ des Radius geschehen, so ist die mittlere Temperatur-Erhöhung t_{ec} des ganzen Strahls angenähert:

$$t_{ec} \cdot \frac{\delta^2 \pi}{4} = 0,215 \vartheta_a \eta (\delta - 2 \cdot 0,2\eta) \pi \quad . \quad . \quad . \quad (301)$$

$$t_{ec} = \frac{0,86 \cdot \vartheta_a \eta (\delta - 0,4\eta)}{\delta^2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (302)$$

Bei dem Tropfen (Kugel) findet etwas Ähnliches statt. Man findet seine Durchschnittstemperatur-Erhöhung t_{ek} , indem man sein erwärmtes hohlkugelförmiges Volumen multipliziert mit dessen mittlerer Temperatur-Erhöhung und dividiert durch das Volumen des ganzen Tropfens. Das erwärmte Volumen ist gleich dem Querschnitt des Erwärmungs-Diagramms multipliziert mit der Oberfläche der Kugel, die die Schwerpunkte dieses Diagramms enthält, was angenähert dem folgenden Wert von t_{ek} entspricht:

$$t_{ek} \cdot \frac{\delta^3 \pi}{6} = 0,215 \vartheta_a \eta \cdot (\delta - 2 \cdot 0,20\eta)^2 \pi \quad . \quad . \quad . \quad (303)$$

$$t_{ek} \delta^3 = 6 \cdot 0,215 \vartheta_a \eta (\delta - 2 \cdot 0,20\eta)^2$$

$$t_{ek} = \frac{1,29 \vartheta_a \cdot \eta (\delta - 0,40\eta)^2}{\delta^3} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (304)$$

Die Tabelle 78 gibt in der Spalte 3 die Tiefe η , bis zu der nach Gleichung (298) die Wärme in $z_s = 0,1 - 1,2$ Sekunden in plattenförmige, auf einer Seite erwärmte Wassermassen gelangt, und in Spalte 4 die Wärmemengen in Kalorien, die in dieser Zeit bei $\vartheta_a = 1^\circ$ Temperatur-Unterschied durch 1 qm Wasseroberfläche eingedrungen ist; die Spalten 6 ÷ 12 geben an für Wasserflächen, Strahlen, Tropfen von $\delta = 1 \div 7$ mm Dicke bez. Durchmesser die Durchschnittstemperatur-Erhönungen dieser ganzen Körper in den beigesetzten Zeiten für je 1° Temperaturunterschied.

Man ersieht aus dieser Tabelle 78 klar, daß in dem Moment der Berührung von Dampf und Wasser die größte Wärmeübertragung stattfindet, und daß sie sich dann sehr verlangsamt, weil die Erschwerung des Eintritts der Wärme in das Wasser mit der Tiefe zunimmt.

Mangels aller durch Versuche oder genaue Beobachtungen gewonnenen Unterlagen können diese Betrachtungen und die aus ihnen gezogenen Schlüsse nicht den Anspruch erheben untrügliche und bei

Tabelle 78.

Erwärmung der Wasserflächen, Wasserstrahlen und -Tropfen durch unmittelbar berührenden Dampf.

1. Tiefe η bis zu der die Wärme in der Zeit z_s eindringt (Spalte 3).
2. Angaben desjenigen Teils der ursprünglichen Temperatur-Differenz, um welchen in den beigesetzten Zeiten von $z_s = 0,1-1,2$ Sek. die Wasserkörper sich erwärmt haben ($t_{ms} \vartheta_a$ für $\vartheta_a = 1$).

Erwärmungszeit in Sekunden z_s	Fallhöhe in der Zeit z_s h mm	Die Wärme dringt in der Zeit z_s ein um mm η	Kal., die in z_s durch 1 qm bei 1° Temp.-Diff. gehen Kal.	Fläche Strahl Tropfen	Dicke oder Durchmesser δ in mm der Flächen, Strahlen, Tropfen						
					1	2	3	4	5	6	7
					Durchschnitts-Temperatur-Erhöhung t_{ms} der Wasserkörper für $\vartheta_a = 1$						
0,1	49,05	0,38	0,085	Fl.	0,085	0,043	0,028	0,022	0,017	0,014	0,012
				St. Tr.	0,202	0,134	0,092	0,072	0,059	0,052	0,043
0,2	196,2	0,532	0,116	Fl.	0,358	0,204	0,138	0,113	0,089	0,078	0,062
				St. Tr.	0,115	0,058	0,038	0,029	0,023	0,019	0,017
0,285	400	0,640	0,138	Fl.	—	0,185	0,135	0,100	0,083	0,073	0,064
				St. Tr.	0,138	0,069	0,046	0,034	0,028	0,023	0,020
0,30	441	0,660	0,141	Fl.	—	0,270	0,204	0,151	0,121	0,106	0,092
				St. Tr.	0,220	0,156	0,124	0,099	0,088	0,076	
0,35	598	0,710	0,153	Fl.	—	0,312	0,230	0,179	0,143	0,126	0,102
				St. Tr.	0,141	0,070	0,047	0,035	0,028	0,024	0,020
0,40	785	0,756	0,164	Fl.	—	0,228	0,168	0,134	0,103	0,090	0,078
				St. Tr.	—	0,319	0,236	0,184	0,147	0,128	0,105
0,45	993	0,808	0,173	Fl.	0,153	0,077	0,051	0,039	0,031	0,026	0,022
				St. Tr.	—	0,244	0,184	0,135	0,109	0,100	0,083
0,50	1226	0,848	0,183	Fl.	—	0,334	0,251	0,196	0,157	0,139	0,113
				St. Tr.	0,164	0,082	0,055	0,041	0,033	0,028	0,023
0,60	1766	0,930	0,200	Fl.	—	0,278	0,105	0,143	0,107	0,104	0,090
				St. Tr.	—	0,351	0,265	0,206	0,166	0,147	0,119
0,70	2403	1,0	0,217	Fl.	0,173	0,087	0,058	0,044	0,035	0,029	0,025
				St. Tr.	—	0,290	0,200	0,154	0,125	0,111	0,095
0,80	3200	1,1	0,230	Fl.	—	0,360	0,276	0,217	0,176	0,156	0,125
				St. Tr.	—	0,360	0,276	0,217	0,176	0,156	0,125
0,90	4000	1,2	0,240	Fl.	0,183	0,092	0,061	0,046	0,037	0,031	0,026
				St. Tr.	—	0,302	0,212	0,160	0,130	0,117	0,101
1,0	4900	1,3	0,250	Fl.	—	0,375	0,288	0,227	0,184	0,163	0,130
				St. Tr.	0,200	0,100	0,067	0,050	0,040	0,034	0,029
1,2	6100	1,4	0,260	Fl.	—	0,325	0,250	0,182	0,150	0,125	0,108
				St. Tr.	—	0,396	0,308	0,244	0,200	0,176	0,143
1,5	7700	1,5	0,270	Fl.	0,217	0,109	0,073	0,055	0,044	0,037	0,031
				St. Tr.	—	0,344	0,258	0,190	0,158	0,134	0,116
2,0	11000	1,6	0,280	Fl.	—	0, 12	0,314	0,259	0,212	0,188	0,152
				St. Tr.	—	0, 12	0,314	0,259	0,212	0,188	0,152

Erwärmungen in Sekunden z_s	Fallhöhe in der Zeit z_s h mm	Die Wärme dringt in der Zeit, ein um mm η	Kal., die in z_s durch 1 gm bei 1° Temp.-Untersch. gehen Kal	Fläche Strahl Tropfen	Dicke oder Durchmesser δ in mm der Flächen, Strahlen, Tropfen						
					1	2	3	4	5	6	7
					Durchschnitts-Temperatur-Erhöhung t_{me} der Wasserkörper für $\delta\alpha=1$						
0,80	3359	1,070	0,231	Fl.	—	0,116	0,077	0,058	0,046	0,039	0,033
				St.	—	—	0,236	0,199	0,166	0,147	0,123
0,90	3971	1,14	0,245	Fl.	—	0,123	0,082	0,062	0,049	0,041	0,035
				St.	—	—	0,277	0,216	0,177	0,151	0,135
1,0	4905	1,20	0,259	Fl.	—	0,129	0,086	0,065	0,052	0,043	0,037
				St.	—	—	0,290	0,227	0,190	0,160	0,137
1,1	5935	1,26	0,271	Fl.	—	0,136	0,090	0,068	0,054	0,045	0,039
				St.	—	—	0,304	0,240	0,199	0,170	0,147
1,2	6953	1,315	0,283	Fl.	—	0,142	0,091	0,071	0,057	0,046	0,041
				St.	—	—	0,311	0,245	0,201	0,171	0,160
				Tr.	—	—	0,384	0,314	0,263	0,236	0,192

der Berechnung von Verdichtern ohne weiteres verwertbare Zahlen zu liefern. Sie scheinen der Wahrheit aber sehr nahe zu kommen und geben sehr wertvolle Anweisungen.

9. Volumen von 1 kg Luft bei verschiedenem Druck unterhalb 1 Atmosphäre und bei verschiedenen Temperaturen.

Für die Bestimmungen der Abmessungen von Verdichtern und Luftpumpen bedarf man der Kenntnis des Volumens von 1 kg Luft bei vermindertem Druck und bei verschiedenen Temperaturen. Daher ist die Tabelle 79 aufgestellt worden, die diese Volumina für die zumeist vorkommenden Fälle angibt.

Die Berechnung der Tab. 79 hat auf folgende Weise stattgefunden:

Es bezeichne:

γ_i = das Gewicht von 1 cbm Luft in kg,

α_i = das Volumen von 1 kg Luft in cbm,

t_i = die Temperatur der Luft in °C,

T = die absolute Temperatur,

$T = \frac{1}{\alpha} + t_i$, worin $\alpha = 0,003665$ die Ausdehnungszahl der Luft bedeutet,

$\frac{1}{\alpha}$ = ist nach Dronke für sehr verdünnte Luft = 274,6, also

$$T = 274,6 + t_i$$

p = den mittleren Atmosphärendruck = 10 336 kg Drm. auf den qm bei 760 mm Quecksilbersäule,

R = ein Festwert, der für Luft = 29,27 ist.

Dann gilt das Gesetz: $\frac{a_i p}{T} = R$ (305)

Das Volumen von 1 kg Luft bei dem Druck p und der Temperatur t_i ist also: $a_i = \frac{1}{\lambda_i} = \frac{29,27 (274,6 + t_i)}{p}$ (306)

Bei dem Barometerstande, dem absoluten Druck b in mm Quecksilbersäule, ist der Druck auf 1 qm

$$p = \frac{10336 \cdot b}{760}$$
 (307)

und folglich das Volumen von 1 kg Luft

$$a_i = \frac{2,249 (274,6 + t_i)}{b}$$
 (308)

Durch Einsetzen der verschiedenen Werte für b und t_i ist die Tabelle 79 berechnet worden.

10. Die Fallzeit des Einspritzwassers ^{1) 2) 3) 4) 5)}.

In der Tabelle 80 sind die von Wassertropfen in 0,05—1,7 Sekunden durchfallenen Höhen angegeben, wenn nur die Erdbe-

¹⁾ Nach Lenard (Meteorol. Zeitschr. Nr. 6 1904) sollen Regentropfen von verschiedenem Drm. verschiedene Endgeschwindigkeit haben
 Drm.: 0,01 — 0,02 — 0,03 — 0,05 — 0,1 — 0,2 — 0,3 — 0,4 — 0,5 — 1 — 1,5 — 2 —
 3 — 4 — 4,5 — 5 — 5,5 mm
 $v \cong 0,0039 - 0,013 - 0,029 - 0,08 - 0,32 - 1,3 - 2,7 - 3,2 - 3,5 - 4,4 - 5,7 - 5,9 -$
 6,9 — 7,7 — 8 — 8,5 — 8,8 m

²⁾ Nach T. Okada (Revue néphologique) ist die Endgeschwindigkeit der Tropfen bei:

Fallhöhen =	1000	1500	2000	2500	3000 m
Drm. = 1 mm, $v =$	3,1	3,6	4	4,4	4,8 m
„ = 2 „, $v =$	3,5	4,0	4,4	4,8	5,1 „
„ = 3 „, $v =$	4,0	4,4	4,8	5,1	5,4 „
„ = 4 „, $v =$	4,4	4,8	5,1	5,4	5,7 „

³⁾ Prom. 1906, S. 863. 1908. Nr. 43. 22. Juli 1908. Regentropfen unter 0,5 mm sollen selten sein — Nebeltropfen haben gewöhnlich 0,02 mm Drm.

Ist die Luft durchsichtig auf 50—20—18—1,5 m
 so rechnet man ihren Wassergehalt i. 1 cbm = 1—3,8—5—22 Gramm.

schleunigung, aber keine Dampf- oder Gasströme auf sie wirken. Man erkennt aus ihr, daß das Wasser, wenn es frei fallen kann, selbst 4 m hohe Verdichter in 0,9 Sekunden durchmißt, in niedrigeren aber noch kürzere Zeit verweilt.

Geht der Dampfstrom in gleicher Richtung mit dem Wasser nach unten (nasse Verdichtung), so wird die Fallzeit noch etwas vermindert, geht er gegen das herabkommende Wasser, nach oben (trockene Gegenstrom - Verdichtung), so wird sie etwas verlängert, immer aber können größere Wassertropfen in dieser kurzen Zeit nur eine mäßige und ungenügende Erwärmung erfahren, wie es auch die Tabelle 78 zeigt. Da die in den ersten Zeiteilen durchfallenen Höhen viel geringer sind, als die in den folgenden durch-eilten, so werden in geringer Entfernung voneinander angeordnete Stufen oder Absätze, welche die fallenden Wässer nach kurzer Zeit immer wieder zur Ruhe bringen, sehr zur Verlängerung der Fallzeit beitragen.

Mit Hilfe der vorangegangenen Einzelbetrachtungen über die Erfordernisse der Einspritz-Verdichter, können nun ihre Hauptabmessungen für die meisten vorkommenden Fälle festgestellt werden, und dies ist in den Tabellen 81 und 83 geschehen. Wir wollen kurz die bei deren Aufstellung leitenden Grundsätze anführen.

⁴⁾ W. Schmidt (Meteorol. Zeitschr. Apr. 09) stellt für die Fallgeschwindigkeit der Regentropfen die Formel auf:

$$r = \frac{I}{\frac{0,00787}{r^2} + \frac{0,159}{\sqrt{r}}} \dots \dots \dots (309)$$

worin r der Halbmesser der Tropfen. Gewöhnlich wurden für größere Tropfen $v = 7,05 \sqrt{r}$, für kleinere $v = 127 r^2$ angenommen.

Nach Schmidt: beobachtet: berechnet:

	Drm.	3,5	—	2,0	—	1,0	—	0,6	—	0,4	—	0,3	—	0,2	—	0,1	—	0,06	mm
																			0,04 — 0,02 — 0,01 „
																			v = 7,4 — 5,8 — 3,9 — 2,7 — 1,8 — 1,31 — 0,78 — 0,26 — 0,14 m
																			0,05 — 0,013 — 0,003 „

⁵⁾ Spencer C. Rüssel fand unter 885 Regentropfen

	7 Tropfen von		6 mm Drm.
44	„	„	5 „
73	„	„	4 „
257	„	„	3 „
222	„	„	2 „
175	„	„	1 „
107	„	„	kleiner als 1 mm (Prometheus 20. 4. 1912).

11. Die Abmessungen der nassen Einspritz- (Gleichstrom-) Kondensatoren (Verdichter).

Die nasse Verdichtung wird mit großem Vorteil bei Verdampfapparaten kleinerer und mittlerer Leistung angewendet, etwa von 100—3000 kg Verdampfung in der Stunde, und hierfür ist auch die Tabelle 81 ausgerechnet. (Abb. 35, Seite 320.)

Der nasse Gleichstrom-Kondensator (Verdichter) ist ein geschlossenes Gefäß, in das oben der zu verflüssigende Dampf und das kalte Kühlwasser treten und aus dem unten der verflüssigte Dampf, das erwärmte Kühlwasser und die (unter diesen Umständen) unkondensierbaren Gase zusammen von einer sogenannten nassen Luftpumpe abgesaugt werden. Läßt man den Dampf unten eintreten und saugt die Luft oben ab, so erhält man im Verdichter Gegenstrom; dabei ist die abgesaugte Luft etwas kälter, sie erwärmt sich aber sofort bei Berührung mit dem warmen Wasser. Es sind dafür Durchmesser und Höhen des Verdichters und die Durchmesser der Stutzen für Dampfeintritt, Wassereintritt und Wasseraustritt zu bestimmen.

Man nennt diese Art von Verdichtern deshalb „nasse“, weil sie allemal mit einer nassen Luftpumpe in Verbindung stehen, d. h. mit einer solchen Luftpumpe, die neben der Luft auch das Wasser aufnimmt.

Die trockenen Verdichter nennt man deshalb so, weil sie allemal mit einer trockenen Luftpumpe in Verbindung stehen, d. h. mit einer solchen, die nur Luft und kein Wasser aufnimmt. Das Abfallwasser der trockenen Verdichter wird meistens durch eine Barometersäule selbsttätig abgeführt. (Abb. 36, siehe Anm. Seite 321.)

Man darf einen nassen Kondensator nie mit einer trockenen Luftpumpe verbinden, weil diese das Abflußwasser nicht aufnehmen kann.

Die Weite des Dampfeintrittsstutzens in den Verdichter kann mit Hilfe der Tabelle 56 gefunden werden. In dieser ist das Dampfgewicht angegeben, das in einer Stunde durch Rohrlängen von 20 m bei einem Druckverlust von $\frac{1}{2}\%$ oder $\frac{1}{3}\%$ fließt. Bei der Festsetzung der Maße in Tabelle 81 ist aber angenommen, daß der Widerstand in der Rohrleitung zwischen Verdampfapparat und Verdichter 2% oder $1,33\%$ des absoluten Druckes betragen dürfe. In diesem Fall strömt durch das gleiche Rohr die doppelte Dampfmenge als in Tabelle 56 angegeben und die Rohre werden für die geforderten Leistungen enger, also billiger. Man darf

Tabelle 79.

Volumen a_t von 1 Kilo verdünnter Luft in Kubikmetern bei absoluten
757,39–550 mm und

Temperatur t_t	V a k u u m										
	757,39	755	753	750	748	745	743	740	735	730	725
	Absoluter Druck b										
	2,61	5	7	10	12	15	17	20	25	30	35
	Volumen a_t von 1 kg verdünnter Luft in cbm										
5	170,35	120,06	85,53	60,08	50,07	40,06	35,34	30,05	24,02	20,02	17,16
10	174,46	122,31	87,37	61,16	50,97	40,79	35,97	30,58	24,46	20,39	17,47
15	178,58	124,45	88,90	62,23	51,86	41,51	36,60	31,11	24,88	20,77	17,77
20	182,69	126,60	90,44	63,31	52,76	42,25	37,24	31,66	25,31	21,10	18,09
25	186,81	128,74	91,97	64,38	53,65	42,97	37,87	32,20	25,73	21,45	18,39
30	190,93	130,91	93,51	65,45	54,55	43,70	38,50	32,73	26,16	21,81	18,70
35	195,04	133,06	95,04	66,52	55,44	44,42	39,14	33,27	26,58	22,16	19,00
40	199,16	135,21	96,58	67,60	56,34	45,14	39,77	33,80	27,02	22,53	19,31
45	203,27	137,36	98,11	68,67	57,24	45,87	40,40	34,34	27,44	22,88	19,61
50	207,39	139,51	99,65	69,75	58,13	46,60	41,03	34,88	27,87	23,25	19,93
55	211,51	141,67	101,67	70,81	59,02	47,32	41,67	35,42	28,29	23,60	20,23
60	215,63	143,8	102,72	71,90	60,12	48,05	42,30	35,92	28,75	23,96	20,54

Temperatur t_t	V a k u u m											
	665	660	655	650	645	640	635	630	625	620	615	610
	Absoluter Druck b											
	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150
	Volumen a_t von 1 kg verdünnter Luft in cbm											
5	6,32	6,01	5,72	5,46	5,22	5,00	4,80	4,62	4,45	4,29	4,14	4,00
10	6,44	6,12	5,83	5,56	5,32	5,09	4,89	4,70	4,53	4,37	4,22	4,08
15	6,55	6,22	5,92	5,66	5,41	5,18	4,97	4,78	4,61	4,44	4,29	4,15
20	6,67	6,33	6,03	5,75	5,50	5,27	5,06	4,87	4,69	4,52	4,36	4,22
25	6,78	6,44	6,13	5,85	5,60	5,36	5,15	4,95	4,77	4,60	4,44	4,29
30	6,88	6,55	6,24	5,95	5,69	5,45	5,23	5,03	4,85	4,68	4,51	4,36
35	7,00	6,66	6,33	6,05	5,79	5,54	5,32	5,11	4,93	4,75	4,58	4,44
40	7,11	6,76	6,44	6,15	5,88	5,63	5,41	5,20	5,01	4,83	4,66	4,51
45	7,22	6,87	6,54	6,24	5,97	5,72	5,50	5,28	5,08	4,90	4,73	4,58
50	7,34	6,98	6,65	6,34	6,07	5,80	5,58	5,36	5,17	4,98	4,80	4,65
55	7,45	7,08	6,75	6,44	6,17	5,89	5,67	5,44	5,24	5,06	4,88	4,72
60	7,57	7,19	6,85	6,53	6,25	5,98	5,74	5,53	5,33	5,14	5,05	4,79

Tabelle 79.

Drucken von $b = 2,61$ bis 210 mm Quecksilber d. h. bei Vakuen von Temperaturen von 5° bis 60°

Vakuum											Temperatur t_i
720	715	710	705	700	695	690	685	680	675	670	
Absoluter Druck b											
40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	
Volumen a_i von 1 kg verdünnter Luft in cbm											t_i
15,01	13,34	12,00	10,92	10,00	9,27	8,58	8,01	7,51	7,07	6,67	5
15,29	13,59	12,23	11,12	10,19	9,44	8,74	8,15	7,64	7,19	6,79	10
15,55	13,82	12,43	11,32	10,36	9,60	8,89	8,29	7,78	7,32	6,91	15
15,82	14,06	12,65	11,51	10,55	9,77	9,04	8,44	7,91	7,44	7,03	20
16,08	14,29	12,85	11,70	10,73	9,93	9,20	8,58	8,04	7,57	7,15	25
16,36	14,54	13,08	11,90	10,91	10,10	9,35	8,72	8,18	7,70	7,27	30
16,62	14,77	13,28	12,08	11,08	10,26	9,50	8,87	8,31	7,82	7,39	35
16,89	15,01	13,51	12,30	11,28	10,43	9,66	9,04	8,44	7,95	7,51	40
17,15	15,24	13,71	12,48	11,44	10,59	9,81	9,15	8,58	8,07	7,63	45
17,43	15,49	13,94	12,68	11,63	10,76	9,97	9,31	8,71	8,20	7,75	50
17,69	15,72	14,04	12,87	11,79	10,92	10,12	9,45	8,84	8,33	7,87	55
17,97	15,97	14,37	13,07	11,98	11,09	10,27	9,58	8,98	8,46	7,99	60

Vakuum												Temperatur t_i
605	600	595	590	585	580	575	570	565	560	555	550	
Absoluter Druck b												
155	160	165	170	175	180	185	190	195	200	205	210	
Volumen a_i von 1 kg verdünnter Luft in cbm												t_i
3,87	3,75	3,64	3,53	3,43	3,33	3,24	3,16	3,08	3,00	2,93	2,86	5
3,94	3,82	3,70	3,60	3,49	3,39	3,30	3,22	3,14	3,06	2,98	2,91	10
4,01	3,89	3,77	3,66	3,56	3,45	3,36	3,27	3,18	3,10	3,03	2,97	15
4,08	3,95	3,83	3,72	3,62	3,52	3,42	3,33	3,24	3,17	3,08	3,01	20
4,15	4,02	3,90	3,79	3,68	3,57	3,48	3,39	3,30	3,22	3,14	3,06	25
4,22	4,09	3,97	3,85	3,74	3,63	3,53	3,44	3,35	3,27	3,19	3,12	30
4,29	4,15	4,03	3,91	3,80	3,69	3,59	3,49	3,40	3,32	3,24	3,17	35
4,36	4,22	4,09	3,97	3,86	3,75	3,65	3,55	3,46	3,37	3,29	3,22	40
4,43	4,29	4,16	4,04	3,92	3,81	3,70	3,61	3,52	3,43	3,34	3,27	45
4,50	4,36	4,23	4,10	3,98	3,87	3,77	3,67	3,58	3,49	3,40	3,32	50
4,57	4,42	4,29	4,16	4,05	3,93	3,82	3,73	3,63	3,54	3,45	3,37	55
4,64	4,49	4,35	4,23	4,11	3,99	3,88	3,78	3,68	3,60	3,50	3,42	60

Tabelle 80.

Fallhöhen in mm, die bei freiem Fall in 0,05–1,7 Sekunden durchfallen werden.

Zeit in Sekunden z_s	Fallhöhe in mm	Zeit in Sekunden z_s	Fallhöhe in mm	Zeit in Sekunden z_s	Fallhöhe in mm	Zeit in Sekunden z_s	Fallhöhe in mm
0,05	12,5	0,30	441,45	0,775	2943	1,25	7663
0,06	17,62	0,325	517,4	0,80	3139	1,275	7947
0,07	23,8	0,35	597,9	0,825	3335	1,30	8289
0,08	31,36	0,375	689	0,85	3541	1,325	8604
0,09	39,69	0,40	784,8	0,875	3751	1,35	8936
0,10	49,05	0,425	884,9	0,90	3971	1,375	9260
0,11	59,35	0,45	993,2	0,925	4193	1,40	9613
0,12	70,6	0,475	1105,4	0,95	4414	1,425	9947
0,13	82,8	0,50	1226,3	0,975	4658	1,45	10312
0,14	96,1	0,525	1350,4	1,00	4905	1,475	10657
0,15	110,4	0,55	1483,7	1,025	5169	1,50	11036
0,16	125,5	0,575	1629,9	1,05	5507	1,525	11417
0,17	141,7	0,60	1765,8	1,075	5659	1,55	11823
0,18	158,9	0,625	1926	1,10	5935	1,575	12132
0,19	177,1	0,65	2069	1,125	6188	1,60	12544
0,20	196,2	0,675	2232	1,15	6483	1,625	12936
0,225	247,9	0,70	2403	1,175	6771	1,650	13343
0,25	306,5	0,725	2575	1,20	6953	1,675	13750
0,275	370,4	0,75	2756	1,225	7350	1,70	14161

hier die angegebenen Maße wählen, weil in Wirklichkeit die bei der Berechnung angenommene hohe Luftleere (705 mm) nicht immer herrschen wird, und weil, um Betriebsschwankungen zu begegnen, die Verdichter gewöhnlich für die geforderte Leistung reichlich groß gewählt werden. Man findet oft sehr viel kleinere Durchmesser der Dampfrohre ausgeführt.

Der Temperaturunterschied zwischen Dampf und Kühlwasser beim Eintritt (oben) schwankt etwa zwischen 55° bis 30° .

Der Temperaturunterschied am Ende (unten) ist, da das Niederschlagswasser nie sehr warm werden darf, 35° bis 20° . Der untere Temperaturunterschied verhält sich demnach zur oberen wie $\frac{35}{55}$ oder wie $\frac{20}{30}$, d. h. sie ist im Durchschnitt etwa 0,66 der oberen.

Das Kühlwasser wird daher im Durchschnitt nur um $\frac{1}{3}$ des ursprünglichen Temperaturunterschieds zwischen Dampf und Kühl-

wasser erwärmt, $t_e = 0,33 \cdot \mathcal{J}_a$ und dazu genügen nach Tabelle 78 bei Tropfen von

$\delta = 1$	2	3	4 mm Drm.
$z_e = 0,1$	0,3	0,6	1,1 Sekunden.

Um den Tropfen diese Aufenthaltszeit im Verdichter zu gewährleisten, wären beim freien Fall Fallhöhen von

$h = 49$	441	1765	5935 mm erforderlich.
----------	-----	------	-----------------------

Man erkennt, daß wenn das Wasser fein verteilt wird, sehr kurze Zeit für seine Erwärmung genügt, und daß für Tropfen von $1-2\frac{1}{2}$ mm Durchmesser stufenlose Verdichter von 1000 mm Höhe etwa ausreichen. Viel größere Tropfen kann man auch durch solche sehr hohe Verdichter nicht genügend erwärmen. Die Erfahrung lehrt, daß in der Tat bei guter Wasserverteilung mit diesen Abmessungen gute Wirkungen erzielt werden. Rechnet man auf dickere Wassermassen, so wird im allgemeinen eine Stufe genügen.

Der freie Querschnitt des nassen Verdichters braucht nicht viel größer zu sein als der des Dampfzuführungsrohres, wenn dieses richtig bemessen ist; allerdings schadet es nichts, wenn er größer ist, denn die Geschwindigkeit des Dampfes nimmt im Verdichter von seiner Eintrittsstelle an nach unten bis auf 0 ab und ist im Durchschnitt etwa halb so groß, wie beim Eintritt.

Im Verdichter befindet sich meistens das Wasserverteilungsrohr (Einspritzrohr) und außerdem verengen die Wasserstrahlen und Tropfen den Querschnitt. Da durch die große Menge der Wasserkörper dem strömenden Dampf eine nicht unerhebliche Reibung entgegengesetzt wird, so ist es vorteilhaft, um Druckverluste zu vermeiden, den Querschnitt des Verdichters entsprechend zu vergrößern. Wir wählen ihn für stufenlose Verdichter etwa 20% größer als den des reichlich bemessenen Dampfzuführungsrohres. Werden ein oder zwei Stufen im Verdichter angeordnet, so muß der Querschnitt wenigstens doppelt so groß wie das Dampfeintrittsrohr sein.

Der mittlere Druck, den der Dampfstrom auf den fallenden Tropfen in seiner Fallrichtung ausübt, seine Beschleunigung vergrößernd, und damit seine Fallzeit im Verdichter verringern, ist unter Berücksichtigung dessen, daß der Tropfen durch seine Fallgeschwindigkeit selbst den Einfluß dieses Druckes vermindert, nur mit etwa 0,25 von dem in Rechnung zu stellen, den die Eintrittsgeschwindigkeit erzeugen würde. Selbst wenn diese oben im Verdichter 30 m in einer Sekunde betrüge, so würde sie doch die Fallzeit selbst kleiner Tropfen von 2 mm nur wenig abkürzen, und dies

um so weniger, als die Tropfen, heftig hin- und hergeschleudert, die Wände berühren und aufgehalten werden.

Die lichte Höhe des stufenlosen Verdichters von dem Dampfeintritt bis Wasseraustritt wählen wir daher bei kleinen Apparaten nicht unter 1000 mm, bei größeren etwas reichlicher, weil bei diesen die Wasserverteilung vielleicht nicht so gut gelingt. Auch wenn eine Stufe angebracht wird, genügt diese Höhe. Für zwei Stufen mag die Gesamthöhe 1,25 mal so groß sein.

Der Durchmesser des Wassereintrittsrohres.

Die Grenzen der Temperatur des zu verflüssigenden Dampfes sind etwa 40° und 65° , die Grenzen der Anfangstemperaturen des Einspritzwassers sind etwa 8° — 25° und so ergibt sich aus der Tabelle 73, daß zur Verdichtung des Dampfes selten mehr, meistens viel weniger als das 45fache des Dampfgewichtes an Kühlwasser gebraucht wird.

Nun kann das Wasser in den Verdichter aus einem mehr oder weniger hoch aufgestellten Wasserbehälter derart geführt werden, daß sowohl die natürliche Saugwirkung der Luftleere im Verdichter, als auch der hydrostatische Druck von ihm bis zum Behälter die Geschwindigkeit des Wassers in der Zuführungsleitung bedingen, oder aber der Verdichter soll das nötige Kühlwasser nur durch seine Saugwirkung direkt aus einem tiefer gelegenen Gefäß, Brunnen, Teich, Bach einsaugen (Abschnitt XV).

Im ersten Fall ist die Druckhöhe für die Wasserbewegung sehr groß, nämlich gleich Vakuum (gemessen in Metern Wassersäule) plus hydrostatischem Druck; im zweiten Fall ist sie sehr klein, nämlich nur gleich dem Vakuum abzüglich der Entfernung des Wasserspiegels vom Wassereintrittsrohr in den Verdichter. Es ist nicht vorteilhaft, eine geringere Druckhöhe als 3 m zuzulassen, weil stets vorkommende Schwankungen des Wasserstandes und der Luftleere sonst gefährlich werden können, obgleich es ja allerdings möglich ist, noch mit sehr kleinem Überdruck, nämlich noch mit 200 bis 300 mm auszukommen. Man muß dann aber schon recht weite Zuführungsrohre anordnen und bleibt doch der Gefahr ausgesetzt, daß durch irgendwelche Zufälligkeiten der Wasserzufluß in den Verdichter aufhört. Bei einer Luftleere von 680 mm Quecksilber (9,248 m Wassersäule) wäre die normale zulässige tiefste Lage des Wasserspiegels unter dem Wassereintritt in den Verdichter gleich $9,248 - 3,0 = 6,248$ m.

In der Tabelle 81 sind mit Hilfe der Tabelle 67 die Durchmesser der Wasserzuflußrohre für vier Fälle angegeben, nämlich für den Überdruck von 1, 3, 6, 9 m und unter der Annahme, daß die größte der angegebenen Wassermengen (45 faches Dampfgewicht) in den Verdichter geführt werden soll.

Die Verteilung des Wassers im Verdichter geschieht wohl meistens durch Siebrohre oder Siebplatten. Die Löcher dieser Rohre oder Platten dürfen klein sein, weil das Wasser immer mit ziemlicher Geschwindigkeit — weil mit ziemlich großem Überdruck — durch diese strömt. Die Anzahl der Löcher ist für 2 mm und 3 mm Durchmesser angegeben.

Sind die Einspritzrohre lotrecht, mit Eintritt von unten angeordnet, so schaden zu viele Löcher wohl nicht, weil dabei, wenn auch eine Anzahl von ihnen unbenutzt bleibt, die Verteilung des Wassers dennoch gut geschieht.

Das Einspritzrohr muß im Verdichter am Ende geschlossen sein, damit das Wasser darin wirklich wenigstens unter einem Teil des Überdruckes bleiben kann. Es wird dann aus den kleinen Löchern mit einer gewissen Geschwindigkeit an die Gefäßwand geschleudert, wodurch es zerstäubt und fein verteilt wird.

Ein Teil des Wassers wird zweifellos an der Wand des Verdichters herabfließen, wodurch sich seine Oberfläche verkleinert, aber da das Wasser an der Wand viel langsamer als beim freien Fall herabkommt, so wird der Schaden der geringeren Oberfläche durch die längere Berührungszeit mit dem Dampf zum größten Teil wieder ausgeglichen.

Das Ausflußrohr des Verdichters mündet direkt in die Luftpumpe; es muß weit genug sein, um Luft und Wasser zugleich bequem abzuführen. Der untere Teil des Querschnitts dieses Stützens, der für das Wasser notwendig ist, bestimmt sich durch die zulässige Annahme, daß dieses darin eine Geschwindigkeit von 0,5 m in der Sekunde habe, was einer Druckhöhe von etwa 25 mm entspricht. Der obere Teil des Querschnitts ist für die Luft bestimmt und ergibt sich aus der Tabelle 49, 50, indem man den Querschnitt des dort für die Luftmenge angegebenen Rohrdurchmessers zu dem für das Wasser notwendigen addiert. Angenommen ist, daß 1000 Liter Kühlwasser 0,25 kg Luft enthalten.

Beispiel. Für 1000 kg Dampf-Verflüssigung in einer Stunde ist die Weite des Zuflußrohrs bei einer Luftleere von 705 mm nach Tabelle 56 gleich 350 mm, wenn ein Druckverlust von 2% zugelassen wird; der

Querschnitt des stufenlosen Verdichters sei 20% größer, daher sein Durchmesser = 400 mm.

Die Höhe des Gefäßes nehmen wir = 1400 mm an.

Die maximale Wassermenge ist nach unserer Annahme in 1 Stunde 45.1000 = 45000 kg. Das Zufußrohr muß daher bei 3 m Überdruck und 20 m Länge nach Tabelle 67 80 mm Durchmesser haben.

Durch ein Loch von 2 mm Durchmesser fließen in einer Stunde nach Tabelle 76 bei 0,5 m Überdruck 25 Liter ab. Das Einspritzrohr muß also im vorliegenden Fall $\frac{45000}{25} = 1800$ Löcher haben. Der möglichen Verstopfung wegen nehmen wir 2000 Löcher.

Das Einspritzrohr wählen wir gleich 100 mm.

Das in 1 Stunde fortzuschaffende Luftgewicht ist gleich $\frac{45000 \cdot 0,25}{1000} = 11,25$ kg, und bei einer Luftleere von 705 mm muß nach Tabelle 64 hierfür das Luftsaugrohr (wenn ein solches vorhanden) 65 mm Durchmesser = 0,33 qdm haben.

Das Verbindungsrohr vom Verdichter nach der Luftpumpe muß für die Luft den gleichen Querschnitt bekommen, d. h. 0,33 qdm und ferner den für das Wasser erforderlichen, der bei einer Geschwindigkeit von 0,5 m in 1 Sekunde $\frac{45000}{3600 \cdot 5} = 2,5$ qdm beträgt. Das Verbindungsrohr mit der Luftpumpe hat daher $0,33 + 2,5 = 2,83$ qdm Querschnitt, gleich 190 mm Durchmesser.

12. Die Abmessungen der (trockenen Gegenstrom-) Einspritz-Fallrohr-Kondensatoren (Verdichter).

Die sogenannten trockenen Einspritz-Verdichter, die fast immer als Gegenstromapparate eingerichtet werden, sind geschlossene Gefäße, in die unten der zu verflüssigende Dampf und oben das gut verteilte Kühlwasser eingeführt wird. Das erwärmte Wasser mit dem verflüssigten Dampf fließt unten selbsttätig durch ein Fall- oder Barometerrohr ab, die Luft und die Gase werden oben kalt abgosaugt. Die trockenen Verdichter werden für kleine und mittlere oft, für große Leistungen fast immer angewendet. In der Tabelle 83 sind ihre Hauptabmessungen für stündliche Dampfverflüssigung von 300 bis 12000 kg angegeben (Abb. 38, 39, 40).

Hat das Kühlwasser im Verdichter eine freie Fallhöhe von

$$h = \quad 1 \quad \quad 2 \quad \quad 3 \quad \quad 4 \quad \quad 5 \text{ m}$$

so ist eine theo-

retische Fallzeit $z_s = 0,46 \quad 0,64 \quad 0,79 \quad 0,91 \quad 1,015$ Sek.

In dieser Zeit nimmt ein Wasserstrahl von der Dicke δ in mm nach Tabelle 78 aus dem umgebenden Dampf soviel Wärme auf,

daß er sich um folgende Teile des ursprünglichen Temperatur-Unterschieds \mathcal{J}_a erwärmt:

ist $\delta = 1$, so ist die

	Erwärmung:	0,460 \mathcal{J}_a	— \mathcal{J}_a	— \mathcal{J}_a	— \mathcal{J}_a	— \mathcal{J}_a
$\delta = 2$	„	0,285	„	0,330	„	— „ — „ — „
$\delta = 3$	„	0,205	„	0,255	„	0,260 „ 0,278 „ 0,290 „
$\delta = 4$	„	0,156	„	0,188	„	0,198 „ 0,217 „ 0,227 „

Beispiel. Fällt ein Wasserstrahl von $\delta = 3$ mm Dicke und 10° in einem Dampf von 55° um 4 m hinab, so erwärmt er sich hierdurch um $(15 - 10) 0,278 = 12,5^\circ$, hat also schließlich eine Temperatur von $10 + 12,5 = 22,5^\circ$.

Aus dieser kleinen Aufstellung erkennt man, daß, wenn die Erwärmungszahlen auch nicht genau sein mögen, ein Verdichter, in dem das Wasser ohne Absätze schlank herunterfällt, sehr hoch und die Wasserverteilung ungemein fein sein muß, wenn es bis nahe an die Dampftemperatur erwärmt werden soll. Die sehr feine Wasserverteilung ist nicht leicht zu bewirken und bedingt auch einen langsam aufsteigenden Dampfstrom. Daher erfordern trockene Verdichter ohne Stufen große Höhe und große Durchmesser.

Man kann das Wasser sehr viel mehr erwärmen, wenn man es die nämliche gegebene Gesamthöhe in mehreren kürzeren Stufen herabfallen läßt und ihm dabei jedesmal eine andere Oberfläche gibt, wie nachfolgendes Beispiel verdeutlicht. Denn da die Fallgeschwindigkeit am Anfang am kleinsten ist, so wächst mit der Zahl der Stufen die Aufenthaltszeit des Wassers im Verdichter und der Wechsel seiner Oberfläche.

Beispiel. Fällt ein Wasserstrahl von $\delta = 3$ mm Dm. und 10° Temp. in 5 Stufen von je 800 mm herab, so ist die Erwärmung am Ende der ersten Fallzeit (Tabelle 63): $(55 - 10) \cdot 0,200 = 9,0^\circ$.

die Strahl-Temperatur ist: $10 + 9,0 = 19,0^\circ$

nach der zweiten Fallzeit: $(55 - 19,0) \cdot 0,200 = 7,2^\circ$

die Strahl-Temperatur ist: $19,0 + 7,2 = 26,2^\circ$

nach der dritten Fallzeit: $(55 - 26,2) \cdot 0,200 = 5,76^\circ$

die Strahl-Temperatur ist: $26,2 + 5,76 = 31,96^\circ$

nach der vierten Fallzeit: $(55 - 31,96) \cdot 0,200 = 4,61^\circ$

die Strahl-Temperatur ist: $31,96 + 4,61 = 36,57^\circ$

nach der fünften Fallzeit: $(55 - 36,57) \cdot 0,200 = 3,69^\circ$

die Strahl-Temperatur ist: $36,57 + 3,69 = 40,26^\circ$

Bei glattem Fall ohne Stufen betrug die Erwärmung nur $22,51^\circ$.

Zur Bestimmung der Anzahl und der Höhe der Stufen führt die folgende Betrachtung, bei der wir annehmen, daß die Temperatur

des zu verflüssigenden Dampfes im Verdichter von unten bis oben die gleiche bleibt, obgleich dies nicht ganz den Tatsachen entspricht. Denn die Spannung im Gegenstrom-Verdichter muß oben etwas geringer als unten sein, da hierdurch allein ein Strömen des Dampfes nach oben bewirkt werden kann. Unten wird die Spannung fast nur durch den Dampf bewirkt, oben fast nur durch Luft und in zwischen nimmt die Spannung der Luft nach oben hin zu, die des Dampfes nach oben hin ab; folglich muß auch die Dampf-Temperatur nach oben hin abnehmen. Aber diese Unterschiede sind da, wo wirklich noch Verflüssigung stattfindet (und diesen Zustand betrachten wir hier), nicht sehr erheblich, daher wir sie der einfacheren Behandlung zuliebe vernachlässigen. Wir nehmen im folgenden an, daß alle Stufen gleich hoch seien.

Ist dieser ganze Temperatur-Unterschied zwischen Dampf und Kühlwasser ϑ_a und wird sie unter der obersten Stufe um den Teil $\alpha \vartheta_a$ durch Wärmeaustausch zwischen Dampf und Wasser verringert, so wird von dem Rest $\vartheta_a - \alpha \vartheta_a$ auf der folgenden zweiten Stufe wieder ein Teil $\alpha(\vartheta_a - \alpha \vartheta_a) = \alpha \vartheta_a (1 - \alpha)$ ausgeglichen. Unter der dritten Stufe vermindert sich der noch bleibende Temperatur-Unterschied $\vartheta_a - \alpha \vartheta_a - \alpha \vartheta_a (1 - \alpha) = \vartheta_a (1 - \alpha) - \alpha \vartheta_a (1 - \alpha) = \vartheta_a (1 - \alpha) (1 - \alpha) = \vartheta_a (1 - \alpha)^2$ um den Teil $\alpha \vartheta_a (1 - \alpha)^2$ und auf der letzten, untersten n -ten Stufe um den Teil $\alpha \vartheta_a (1 - \alpha)^{n-1}$.

Die Summe aller dieser Temperatur-Ausgleiche kann im höchsten Falle gleich dem ganzen Temperatur-Unterschied ϑ_a sein, ist in Wirklichkeit aber immer nur ein mehr oder weniger großer Teil davon. Man wünscht natürlich immer, die Temperatur des Ablaufwassers soviel als möglich der des Dampfes zu nähern.

Es sei p eine Prozentzahl und $\frac{p \vartheta_a}{100}$ der ausgeglichene Teil des Temperatur-Unterschieds, also die Summe der einzelnen Ausgleiche auf allen Stufen zusammen, so folgt:

$$\frac{p}{100} \vartheta_a = \alpha \vartheta_a (1 + (1 - \alpha) + (1 - \alpha)^2 + (1 - \alpha)^3 + \dots + (1 - \alpha)^{n-1})$$

und hieraus nach der geometrischen Progression:

$$\frac{p}{100} \vartheta_a = \frac{\alpha \vartheta_a (1 - \alpha^n - 1)}{(1 - \alpha) - 1}$$

oder nach geschehener Entwicklung:

$$p = 1 - (1 - \alpha)^n \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (310)$$

Tabelle 82.

Angabe um den wievielten Teil der ursprüngliche Temperatur-Untersch. ϑ_a zwischen Dampf- und Wasserstrahlen in trockenen Gegenstrom-Verdichten mit 1—8 Stufen von je 200—1000 mm Höhe bei Wasserstrahlen von $\delta = 2$ —7 mm Drm. ausgeglichen wird.

($t_e \cdot \vartheta_a$ bei $\vartheta_a = 1$).

Anzahl der Stufen n	Höhe einer (gleichen) Stufe	Fallzeit für 1 Stufe z_s	Höhe des Kondensators h	Durchmesser der Wasserstrahlen δ					
				2	3	4	5	6	7
1	200	0,20	200	0,205	0,142	0,109	0,088	0,074	0,064
2	"	"	400	0,368	0,264	0,199	0,158	0,143	0,124
3	"	"	600	0,498	0,368	0,293	0,229	0,220	0,178
4	"	"	800	0,600	0,459	0,359	0,293	0,266	0,233
6	"	"	1200	0,748	0,600	0,500	0,408	0,378	0,324
8	"	"	1600	0,841	0,706	0,580	0,500	0,462	0,418
1	300	0,25	300	0,225	0,150	0,120	0,097	0,082	0,071
2	"	"	600	0,400	0,298	0,242	0,185	0,157	0,137
3	"	"	900	0,535	0,386	0,340	0,264	0,227	0,198
4	"	"	1200	0,630	0,479	0,427	0,336	0,290	0,245
6	"	"	1800	0,784	0,623	0,564	0,460	0,403	0,357
8	"	"	2400	0,871	0,730	0,672	0,559	0,496	0,445
1	400	0,285	400	0,240	0,156	0,129	0,104	0,088	0,076
2	"	"	800	0,423	0,288	0,242	0,198	0,168	0,146
3	"	"	1200	0,562	0,388	0,340	0,281	0,242	0,211
4	"	"	1600	0,668	0,493	0,426	0,357	0,308	0,271
6	"	"	2400	0,808	0,695	0,565	0,483	0,426	0,378
8	"	"	3200	0,890	0,743	0,671	0,587	0,521	0,469
1	600	0,35	600	0,261	0,184	0,142	0,115	0,091	0,083
2	"	"	1200	0,436	0,335	0,264	0,237	0,174	0,159
3	"	"	1800	0,596	0,457	0,369	0,307	0,249	0,229
4	"	"	2400	0,682	0,558	0,458	0,387	0,318	0,293
6	"	"	3600	0,837	0,705	0,602	0,590	0,436	0,406
8	"	"	4800	0,899	0,805	0,706	0,624	0,535	0,500
1	800	0,41	800	0,277	0,196	0,151	0,121	0,105	0,091
2	"	"	1600	0,476	0,352	0,279	0,229	0,199	0,174
3	"	"	2400	0,622	0,481	0,388	0,321	0,283	0,249
4	"	"	3200	0,727	0,580	0,480	0,404	0,358	0,318
6	"	"	4800	0,857	0,731	0,625	0,531	0,456	0,425
8	"	"	6400	0,927	0,824	0,730	0,645	0,588	0,534
1	1000	0,46	1000	0,294	0,221	0,161	0,136	0,116	0,096
2	"	"	2000	0,502	0,393	0,297	0,254	0,200	0,183
3	"	"	3000	0,651	0,527	0,410	0,355	0,297	0,262
4	"	"	4000	0,752	0,632	0,505	0,443	0,376	0,333
6	"	"	6000	0,878	0,776	0,652	0,584	0,505	0,455
8	"	"	8000	0,939	0,865	0,756	0,691	0,611	0,555

Ist die Temperaturzunahme α des Wassers auf der obersten Stufe bekannt und ebenso die Anzahl n der Stufen, so findet man aus dieser Gleichung den Teil, um den die ganze Temperaturdifferenz auf allen Stufen zusammen ausgeglichen wird, d. h. wie weit sich die Temperatur des Wassers der des Dampfes genähert hat.

Der Wert α hängt von der Zeit ab, während welcher die Wassertropfen dem Dampf ausgesetzt sind, und diese Zeit ergibt sich direkt aus der Fallhöhe der Tropfen.

In der Tabelle 82 ist mit Hilfe der Formeln (214) und (302) aus den Tabellen 78 und 80 eine Zusammenstellung gegeben, aus der zu ersehen ist, welcher Teil des ursprünglichen Temperaturunterschieds ϑ_α in Verdichtern mit 1—8 gleichhohen Stufen von 200 bis 1000 mm Höhe ausgeglichen wird, wenn das Wasser in Strahlen von 2—7 mm Dicke herabfällt. Man erkennt aus ihr, in welchem Maße die Temperatur des Ablaufwassers mit der Kleinheit der Tropfen und der Zahl und der Höhe der Stufen zunimmt.

In Wirklichkeit gibt es in dem Verdichter nicht nur Wasserstrahlen jeder Größe, sondern auch Tropfen und Schleier. Es bildet sich ganz feiner Staub von Wasser, der erwärmt und dann durch Dampfströmung und eigenes Sinken mit dem anderen Wasser wieder vereinigt oder an die Wände geführt wird. Ferner nehmen die in den Verdichtern vorhandenen bewegten Wasserflächen sowie die aus ihnen springenden Tropfen, Wärme auf und endlich erböht auch das aus dem Dampf gebildete Wasser die Ablaufwassertemperatur. Diese Ursachen und die Ungenauigkeit der mitgeteilten Erwärmungsformeln bewirken, daß in Wirklichkeit die erreichte Wassererwärmung oft eine günstigere ist, als es die Tabelle 82 erwarten läßt. Diese Tabelle 82 soll aber auch nur ein allgemeines Bild der Vorgänge geben und nicht als ganz genaue Darstellung der Tatsachen betrachtet werden.

Die Erfahrung lehrt, daß mit 5—6 Stufen und einer Gesamthöhe von 2500—3000 mm recht warmes Ablaufwasser erzielt werden kann, selbst wenn dieses in Strahlen von 5—6, ja 8 mm Dm. eingeführt wird, denn diese Strahlen zerteilen sich bald. Feinere Wasser-Verteilung und viele Stufen verbessern die Wirkung.

Der schleierartige Ablauf des Wassers von den Stufen muß von der Luft und dem Dampf durchströmt werden, wodurch eine wirkungsvolle Mischung und starke Kühlung bewirkt wird, die in hohem Maße die durch Strahlen und Tropfen verursachte ergänzt.

Die größte Geschwindigkeit des Dampfes unten in einem Verdichter ohne Stufen darf, wie wir im Abschnitt XV gesehen haben, im Höchstfall so groß sein, daß er einen Druck gleich dem doppelten Gewicht des fallenden Tropfens auf diesen ausübt. Gibt es Stufen im Verdichter, so darf die größte Geschwindigkeit nur etwas größer als diejenige sein, die einen Druck gleich dem einfachen Tropfengewicht erzeugen würde.

Nach der Tabelle 48 wäre daher die größte Geschwindigkeit für Dampf von 40° (705 mm Vakuum):

bei Tropfen von .	0,1	0,25	0,5	1	2	3	4	5 mm
In Verdichtern ohne Stufen	} 9,2	14,6	20,6	29,2	42	50,5	58,5	65,3 m
In Verdichtern mit Stufen	} 6,5	10,3	14,59	20,6	29,2	35,3	42	46,2 m

Diese berechneten Geschwindigkeiten sind aber unserer Meinung nach zu klein, wie wir aus bestimmten, an Verdichtern gemachten Beobachtungen schließen. Um die genannten Drucke auszuüben, könnten, wie wir glauben, die Geschwindigkeiten etwa 1,33- bis 1,5-mal so groß sein. Auch handelt es sich bei allen Verdichtern nicht nur um Tropfen, sondern zum großen Teil um Wasserstrahlen, auf die die Dampfströme viel weniger einwirken als auf Tropfen. Der größte Teil der zerstäubten Tropfen, mögen sie so klein sein, wie sie wollen, wird durch die Dampfströme erwärmt und dann mit dem anderen Wasser vereinigt oder an die Wände geschleudert und dadurch vom Mitgehen abgehalten. Endlich wird bei fast allen Verdichtern ein Teil des Dampfes (etwa 10 bis 15 %) verflüssigt, ehe er zum senkrechten Aufstieg kommt.

Aus allen diesen Gründen darf man erfahrungsmäßig die erste, unterste Querschnittsverengerung im Verdichter ohne Stufen so einrichten, daß Dampf von 705 mm Vakuum eine Geschwindigkeit von etwa 65 m pro Sekunde erreichen kann. Im Verdichter mit Stufen darf die Geschwindigkeit 55 m pro Sekunde betragen. Herrscht in diesem dann ein geringeres Vakuum, so wird das Dampfvolumen viel kleiner, die Geschwindigkeit gleichfalls und damit die Gefahr des Mitreißens geringer.

Da etwa 10 % des zu verflüssigenden Dampfes vor Eintritt in den untersten engen Querschnitt schon niedergeschlagen werden, so darf dieser Querschnitt auf 70 m Geschwindigkeit für den ganzen Dampf gerechnet werden.

1 kg Dampf von 705 mm Vakuum hat 19500 l Volumen, daher brauchen 1000 kg Dampf bei 70 m Geschwindigkeit ohne Stufen einen freien Querschnitt von:

$$\frac{19500 \cdot 1000}{3600 \cdot 700} = 7,42 \sim 7,5 \text{ qdcm.}$$

Bei Verdichtern mit Stufen darf die Geschwindigkeit 55 m betragen, daher bedürfen 1000 kg Dampf von 705 mm Vakuum einen Querschnitt von:

$$\frac{19500 \cdot 1000}{3600 \cdot 550} \sim 9,85 \sim 10 \text{ qdcm.}$$

Da nun die Verdichter durch eingesetzte Platten, Siebe und Scheidewände nur etwa die Hälfte ihres Querschnittes für den Dampfstrom freilassen, so darf man diesen, wenn keine Stufen vorhanden sind, mit 15 qdcm für 1000 kg Dampf in 1 Stunde und den Querschnitt, wenn es Stufen gibt, mit 20 qdcm annehmen, woraus sich dann ihre Durchmesser ergeben.

Für kleinere Leistungen 1000 bis 2000 kg Verflüssigung in einer Stunde, wird man die nach dieser Regel gefundenen Verdichterdurchmesser etwas vergrößern müssen, um der größeren Reibung, den Ungenauigkeiten und Verengerungen Rechnung zu tragen. Auf diese Weise sind die Durchmesser in Tabelle 83 bestimmt worden.

Ist der Durchmesser Δ des Verdichters hiernach festgesetzt, so ergibt sich die Höhe e_u der untersten Stufe für das in einer Stunde zu verflüssigende Dampfgewicht D wenigstens:

$$e_u = \frac{10 D}{1000 \Delta} \text{ in dem.}$$

Demnach wäre rechnermäßig:

für $D =$	1000	2000	5000	10000	Kilo Dampf
$\Delta =$	600	775	1175	1600	mm
$e_u =$	170	255	440	630	mm

aber wegen der an dieser Stelle eintretenden Wirbel und Reibungen wird man diese untersten Stufen-Höhen e_u auf etwa:

$$e_u = 220 \quad 230 \quad 550 \quad 700 \text{ mm}$$

vergrößern.

Die folgenden oberen Stufen können einander zuerst weniger, dann mehr genähert werden. Ihre Zahl sei 3 bis 4 ganze oder 6 bis 8 halbe.

Für die Weite der Dampfeintritts-Stützen gilt auch hier, was bei den nassen Verdichtern g worden ist. Die Tabelle 56 dient zu ihrer Bestimmung.

Tabelle 83.

Abmessungen der (trockenen — Gegenstrom-)Einspritz-Fallrohr-Dampfverdichtung in einer Stunde

Dampf zu verflüssigen in einer Stunde Kilo:		300	500	1000	1500	
Dazu erforderliche Kühlwassermenge in Liter	10 × Dampfgewicht Liter	3000	5000	10000	15000	
	40 × " "	12000	20000	40000	60000	
Durchmesser: Höhe vom Teller ab:	des stufenlosen Verdichters	{ mm " }	400	450	550	650
			Wenigstens 3000 mm. —			
Durchmesser: Höhe vom Teller ab:	des Verdichters mit Stufen	{ mm " }	500	550	600	700
			2400	2400	2400	2800
Durchmesser	des Dampfeinganges für 705 mm Vakuum (Druckverlust 2%)	200	250	350	400	
	des Wassereingangs bei 3 m Überdruck	50	60	80	90	
	" 6 " "	45	55	70	80	
	" 9 " "	40	50	65	75	
	des Luftrohrs (bei 15")	50	60	80	90	
	des Abfallrohrs bei 10 700 Höhe	90	105	145	175	
	" 11 020 " "	75	85	110	125	
Anzahl der Löcher im Siebboden (5 mm Drm.):	125	210	415	620		
(bei 10 mm Stauhöhe (6 mm Drm.):	90	145	290	435		
+ 10% für Verstopfung (7 mm Drm.):	70	110	215	320		

Auch der Durchmesser der Wassereintrittsrohre kann nach dem früheren festgesetzt werden. Die Grenzen der Dampftemperaturen sind etwa 35°—60°, die der Wassertemperaturen etwa 8°—30° und folglich erfordert nach Tabelle 58 die Verflüssigung von 1 kg Dampf 10—40 kg Wasser. Die Weite der Wassereintrittsstutzen folgt dann aus Tabelle 67, wenn die in jedem Fall herrschende Druckhöhe bekannt ist, oder angenommen wird. In der Tabelle 83 sind die Rohrweiten für Druckhöhen von 3, 6, 9 m angeführt.

Die Verteilung des Wassers im Verdichter geschieht auf mannigfache Art.

In dem Fall, daß die Verteilung oder Vorverteilung durch einen Überfall bewirkt wird, dient Tabelle 75 zur Festsetzung der Maße; gemeinhin wird der Umfang oder die Länge des Überlaufs aus dem Durchmesser des Verdichters bekannt sein, und aus der Tabelle 75 erfährt man dann die Höhe der überlaufenden Wasser-

Tabelle 83.

Verdichter mit und ohne Stufen für 300 bis 12000 Kilo
bei einem Vakuum von 705 mm.

2000	3000	4000	5000	6000	7000	8000	9000	10000	11000	12000
20000	30000	40000	50000	60000	70000	80000	90000	100000	110000	120000
80000	120000	160000	200000	240000	280000	320000	360000	400000	440000	480000
700	775	900	1000	1100	1200	1275	1350	1400	1450	1550
Löcher im Siebteller nicht größer als 2 mm Drm.										
775	900	1050	1175	1250	1350	1450	1550	1600	1675	1750
2800	2800	3200	3200	3200	3200	3600	3600	3600	3600	3600
450	500	575	650	700	750	800	850	900	950	1000
105	125	135	155	170	180	190	205	215	225	230
90	110	120	135	145	155	165	175	185	190	195
85	100	115	125	135	145	150	160	170	175	185
100	115	125	135	145	155	160	165	175	180	190
200	235	280	300	330	350	380	400	420	440	460
150	175	190	215	225	250	275	285	300	315	325
825	1240	1660	2070	2480	2895	3300	3720	4135	4550	4960
580	865	1155	1440	1730	2090	2305	2595	2880	3165	3455
420	635	845	1060	1270	1480	1690	1905	2115	2335	2545

schrift. Der so gebildete Wasserschleier verringert natürlich während des Fallens seine Wandstärke.

In dem Fall, daß die Wasserteilung durch gelochte Teller bewirkt wird, kann nach Annahme des erwünschten Lochdurchmessers aus der Tabelle 76 sofort die Zahl der Löcher und aus der Größe der Teller auch die Teilung oder gegenseitige Entfernung der Löcher bestimmt werden.

Bei der Festsetzung der Anzahl n der Löcher in den Verteilungsblechen muß ihr Durchmesser nach Ermessen gewählt werden. Je kleiner sie sind, um so besser ist die Wasserverteilung, aber um so leichter auch die Verstopfung und Versagung.

Man bestimmt die Anzahl der Löcher für den kleinsten wahrscheinlichen Wasserverbrauch unter Annahme einer passenden Stauhöhe (in den Tabellen 61 und 68 für 10 mm) und rechnet darauf, daß die vergrößerte Stauhöhe auch eine vergrößerte Wassermenge bei gleicher Verteilung abfließen läßt.

Die Verteilungsbleche haben natürlich einen hohen Rand, um eine große Stauhöhe zu ermöglichen.

In der Tabelle 83 ist für 10 mm Stauhöhe und Löcher von 5, 6, 7 mm Dm. deren Anzahl für die kleinste Wassermenge angegeben.

Der Querschnitt des Luftrohres folgt aus dem stündlich abzusaugenden Luftgewicht, das wir mit 0,25 kg pro 1000 Liter Wasser annehmen, und unter Zugrundelegung des größten Wasserverbrauchs. Die Tabelle 64 lehrt die nötigen Abmessungen.

Der Durchmesser des Abfall- oder Barometerrohres ergibt sich aus der größten Einspritzwassermenge, der noch das Gewicht des verflüssigten Dampfes hinzuzuzählen ist und kann aus der Tabelle 74 abgelesen werden.

In der Tabelle 83 sind die Weiten der Ablaufrohre für zwei Höhen angegeben, nämlich für 10,7 und 11,02 m.

Es scheint kaum nötig, ein Beispiel durchzurechnen, weil dies beim nassen Verdichter geschehen ist und daher hier nur eine Wiederholung wäre.

Die Wärmeabgabe der warmen Verdichterwände nach außen ist ein Gewinn, der aber im Verhältnis zum stündlich niederschlagenden Dampfgewicht unerheblich ist.

Beispiel. Für 1000 kg stündliche Dampfverflüssigung hat der Verdichter (Tabelle 83) = 7 qm Oberfläche. Er verliert daher in 1 Stunde, wenn er durchschnittlich 55° und die Umgebung 10° warm ist (nach Tabelle 70): $7 \cdot 505 = 3535$ Kal., d. h. er verdichtet in 1 Stunde rund 6 kg Dampf an der inneren Wand.

Die im Verdichter auf dem Verteilungsteller und auf dem Eintrittskasten gebildete Oberfläche des kalten Wassers dient nicht mehr zur Verflüssigung des Dampfes, der allemal schon unter der Verteilungsplatte ganz niedergeschlagen sein soll, sondern nur etwa zur Abkühlung der Luft. Für diesen Zweck sind auch die über dem Verteilungsteller gebildeten Wasserstrahlen und Schleier nützlich.

B. Die Oberflächen-Kondensatoren (Kühler).

Die Oberflächen-Verdichter sind dazu bestimmt, Dämpfe der verschiedensten Herkunft zu verflüssigen und meistens auch das Verflüssigte abzukühlen (daher sie auch oft Kühler genannt werden), ohne daß das Kühlmittel, meistens kaltes Wasser, selten Luft, die Stoffe direkt berührt. Der Wärmeaustausch findet durch eine Metallwand statt.

Die Räume, in denen die Verdichtung vor sich geht, können dabei unter dem Druck der Atmosphäre oder auch unter einem geringeren (Vakuum) stehen.

Es liegen bis jetzt keine sicheren Beobachtungen und nur die Rechnung von Nusselt¹⁾ dafür vor, ob und in welchem Maße Dämpfe verschiedener Flüssigkeiten verschiedene Wärmeübergangszahlen haben (die etwa vom spezifischen Gewicht und der Spannung der Dämpfe abhängig sein könnten, was uns außer jenen Rechnungen auch einige eigene Beobachtungen in der Tat zu lehren scheinen). Daß die Spannung der Gase und Dämpfe auf ihre Wärmeübertragung von Einfluß ist, erscheint uns sicher, wenigstens bei erheblichen Verdünnungen (bei sehr geringen Spannungen), bei denen wir eine Verminderung der Übergangszahlen immer beobachtet haben.

Die Oberflächen-Verdichter und -Kühler können gebildet werden durch Systeme von Rohren, durch die Dämpfe strömen, während sie vom Wasser umflossen werden, oder die vom Dampf umspült werden, während Wasser sie durchrinnt. Sie können hergestellt sein aus Schlangenrohren, aus Rohrbündeln, aus zylindrischen oder ebenen Flächen, die auf einer Seite durch Wasser oder Luft gekühlt, auf der anderen Seite von Dampf berührt werden.

Wird Wasser als Kühlmittel benutzt, so kann es entweder in voller Masse an den Flächen emporsteigen, oder in dünner Schicht an ihnen herabrieseln.

Soll die Luft als Kühlmittel dienen, so treibt man sie durch Röhre, um welche die zu kühlende Flüssigkeit sich bewegt.

So können diese Apparate geschieden werden in:

1. Oberflächen-Gefäß-Verdichter mit Wasserkühlung,
2. Oberflächen-Gefäß-Verdichter mit Luftkühlung,
3. Oberflächen-Riesel-Verdichter.

1. Oberflächen-Gefäß-Verdichter mit Wasserkühlung (Kühler).

Von diesen Bauarten zeigen die Abb. 38, 39, 40 typische Formen.

a) Die mittleren Temperaturunterschiede ϑ_{mc} und ϑ_{mk} .

Bei diesen Apparaten wird man natürlich stets, wenn nicht besondere Gründe eine andere Anordnung erfordern, Gegenstrom an-

¹⁾ Siehe Abschnitt VIII. Bei reinem Alkohol und Benzol scheinen die Übergangszahlen erheblich kleiner als bei Wasserdampf zu sein.

wenden, d. h. bei lotrechten Verdichtern den Dampf oben, und das Wasser unten eintreten lassen. Meistens strömt der Dampf durch und das Wasser um die Rohre, bisweilen aber läßt man, der leichten Rohrreinigung wegen, den Dampf um, und das Wasser durch diese fließen. Auf den

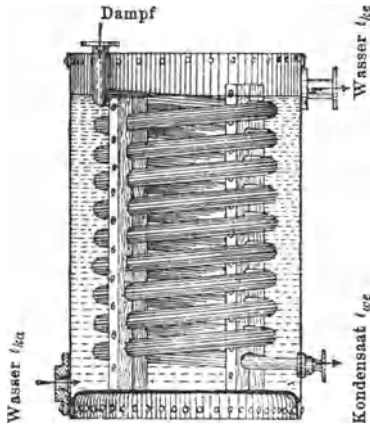


Abb. 38.

Wärmeaustausch hat diese Anordnung nur insofern Einfluß, als sie gewöhnlich die Dampfgeschwindigkeit vermindert, und die des Wassers vermehrt, was die Übergangszahl ungünstig beeinflusst.

Nach dem im Abschnitt I Gesagten muß man bei den Verdichtern, die zugleich kühlen, zwei Wirkungsperioden unterscheiden nämlich die der Verflüssigung (Kondensation) der Dämpfe und die der Kühlung des Niederschlags.

Wenn der Dampf gar keine Luft mit sich führen würde, so müßte in der ersten Periode, in der die Verflüssigung stattfindet, der Dampf bis ans Ende die gleiche Temperatur behalten, weil seine Spannung fast gleich bliebe. Nach Maßgabe seines Fortschreitens an der Kühlfläche würde seine Menge und damit seine Geschwindigkeit allmählich abnehmen, bis beides gleich 0 wäre, aber seine Temperatur würde er unverändert behalten müssen, solange er besteht. Wäre dann an einer bestimmten Stelle des Verdichters aller Dampf verschwunden, so bliebe dessen Kühlraum, der ja bei atmosphärischen Kühlern stets mit der Atmosphäre in Verbindung bleiben muß, mit Luft gefüllt, deren Spannung gleich der des Dampfes sein würde. Die Dampf- und Lufräume würden sich ziemlich scharf abgrenzen, und ähnliches würde auch stattfinden, wenn die Verflüssigung im luftverdünnten Raum geschähe. In Wirklichkeit enthält aber der Dampf stets mehr oder weniger Luft und diese gewinnt, je mehr der Dampf durch die Verflüssigung an Menge abnimmt, an Spannung. So bildet sich ein allmählicher Übergang aus dem Raum, in dem nur Dampf, zu dem Raum, in dem nur Luft sich befindet, durch einen Raum, in dem beide gemischt sind.

Diese von dem zu verflüssigenden Dampf stets mitgeführte Luft

muß abgeleitet werden, sei es in die Atmosphäre, sei es in die Luftpumpe. Daher müssen die Verdichter oder Kühler mit einem Rohr versehen sein, das aus ihrem Innern die Luft ohne Flüssigkeitsverschluß ins Freie oder in die Luftpumpe führt, und dies um so mehr, als die nie vollkommen gleichbleibende Dampf- und Luftzuführung in den Verdichter zum inneren Spannungsausgleich ein Hin- und Herströmen in diesem Luftrohr erzeugt. Ein Flüssigkeitsverschluß würde die freie Luftströmung hindern und Unregelmäßigkeiten verursachen können.

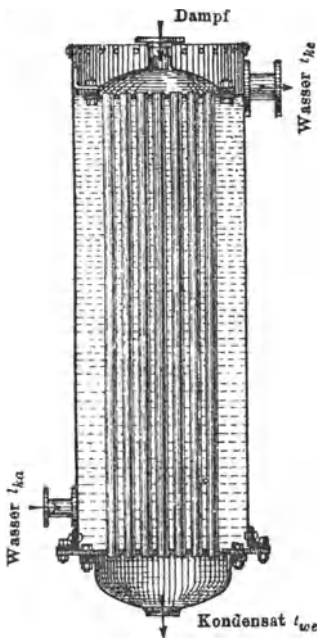


Abb. 39.

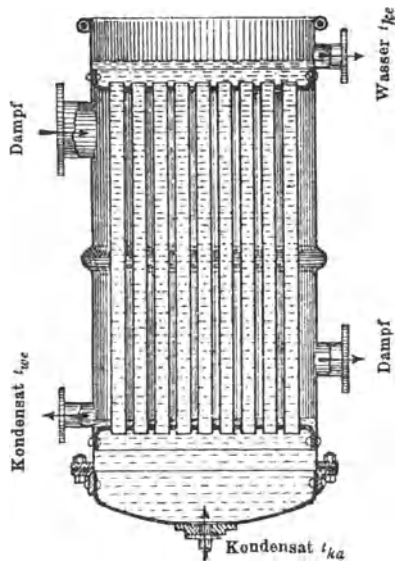


Abb. 40.

Da die Verdichtung, d. h. die Erzeugung von Flüssigkeit aus dem Dampf unmittelbar beim Eintritt des Dampfes in den Verdichter beginnt, so sind seine Wände stets mit abwärts strömender Flüssigkeit bedeckt, die nach unten an Menge und Geschwindigkeit zunimmt. Diese Flüssigkeit bildet ein nicht gut zu beseitigendes Hindernis für die Wärmeübertragung. Die herabrieselnde Flüssigkeit hat an ihrer Oberfläche die Temperatur des Dampfes an ihrer Be-

rührungsstelle mit der kalten Wand die Temperatur des Kühlmittels (Wasser); ihre Durchschnittstemperatur liegt zwischen beiden. An der Stelle des Verdichters, an der die Verflüssigung in der Hauptsache beendet ist, ist der Niederschlag allemal kälter als der Dampf, aus dem es entsteht. Aber leider ist uns mangels zuverlässiger Versuche nicht genau bekannt, in welchem Verhältnis seine mittlere Temperatur zu der des Dampfes und Kühlwassers steht.

Deshalb, und weil andere willkürliche Angaben zu vermeiden sind, endlich auch, weil dieser Umstand auf die Bestimmung der Heizflächengröße nur einen geringen Einfluß ausübt, nehmen wir im folgenden, allerdings ungenau, an, daß der Niederschlag am Ende der Verflüssigung die Temperatur des Dampfes hat, und daß es in der dann folgenden Periode von der Temperatur des Dampfes auf die gewünschte kältere gebracht werden soll.

Die Wärmeübertragung ist außer anderen Umständen nach allgemeiner Annahme auch direkt proportional dem Temperaturunterschied zwischen den im Wärmeaustausch begriffenen Stoffen. Daher müssen wir zunächst den mittleren Temperaturunterschied zwischen Dampf- und Kühlwasser und sodann diejenige zwischen Flüssigkeit und Kühlwasser feststellen.

Wie aus Abschnitt I bekannt, ist der mittlere Temperaturunterschied in den meisten Fällen nicht gleich dem arithmetischen Mittel aus den Anfangs- und Endunterschieden, sondern er ist: nach Gleichung (10):

$$\mathfrak{J}_m = \frac{\mathfrak{J}_a \left(1 - \frac{p}{100} \right)}{\ln \frac{100}{p}}$$

worin bedeutet \mathfrak{J}_a den größten und p den kleinsten Temperaturunterschied, den letztere in vom Hundert der größten ausgedrückt.

Beispiel. Ist der größte Unterschied $\mathfrak{J}_a = 60^\circ$, der kleinste Unterschied $= 6^\circ$, so ist $p = \frac{6 \cdot 100}{60} = 10\%$.

In der Tabelle 1 sind die Werte von \mathfrak{J}_m ausgerechnet für den Fall, daß $\mathfrak{J}_a = 1$ ist und für p von 1 bis 100% .

Beispiel. Für $\mathfrak{J}_a = 60^\circ$ und $p = 10$ zeigt die Tabelle 1 $\mathfrak{J}_m = 0,391 \cdot 60 = 23,46^\circ$.

Man muß zur Bestimmung der Kühlflächen in jedem Fall die mittleren Temperatur-Unterschiede für jede der beiden genannten Vorgänge, nämlich für die Verflüssigung des Dampfes und für die Kühlung des Verflüssigten einzeln kennen; da es aber unständiglich ist, diese jedesmal besonders auszurechnen, so ist hier die Tabelle 84 aufgenommen worden, in der sie für viele Fälle zusammengestellt sind, nämlich für Wasserdampf von atmosphärischer Spannung, mit der Temperatur = 100°, und für solchen von geringerer Spannung, nämlich bei Vakuen von 611 und 705 mm, d. h. mit Temperaturen von = 60° und 40°, und endlich für Alkoholdampf von 80°, jedesmal gekühlt durch Wasser,

Das Kühlwasser kann verschiedene ursprüngliche Temperaturen haben. Es sind solche von $t_{ka} = 2,5^{\circ} - 5^{\circ} - 10^{\circ} - 15^{\circ} - 20^{\circ}$ zugrunde gelegt. Das Wasser kann kälter oder wärmer abfließen und daher sind in der Tabelle 84 die Abflußtemperaturen von $t_{ke} = 20^{\circ}, 30^{\circ}, 40^{\circ}, 50^{\circ}, 60^{\circ}, 70^{\circ}, 80^{\circ}$ berücksichtigt. Endlich soll das Kondensat (Niederschlag) oft wärmer, oft kälter gewonnen werden; daher sind die Fälle betrachtet, in denen es um $2^{\circ}, 5^{\circ}, 10^{\circ}, 15^{\circ}, 20^{\circ}, 25^{\circ}$ wärmer als das Kühlwasser austritt.

In der Tabelle 84 ist der mittlere Temperatur-Unterschied zwischen Dampf- und Kühlwasser (1. Periode: Verflüssigung) mit ϑ_{mc} , der mittlere Temperatur-Unterschied zwischen Kondensat (Niederschlag) und Kühlwasser (2. Periode: Kühlung) mit ϑ_{mk} bezeichnet.

Beispiel. Der zu verflüssigende Wasserdampf hat 100°, das Kühlwasser ist ursprünglich 10° warm und soll mit 60° abfließen, man wünscht den Niederschlag mit 15° zu erhalten.

Nach unserer Annahme soll in der ersten Periode der Dampf nur niedergeschlagen, nicht auch gekühlt werden. 1 kg Wasserdampf von 100° hat 637 WE Gesamtwärme, wovon ihm zur Verflüssigung 537 entzogen werden müssen. Der verflüssigte Dampf, der Niederschlag, hat noch 100 WE; daher müssen diesem bis zur Abkühlung auf 15° noch 85 WE genommen werden (zusammen $537 + 85 = 622$ WE). In der Kühlungsperiode ist also für 1 kg Dampf $\frac{85}{637 - 15} = \frac{85}{622}$, in der Verflüssigungsperiode $\frac{537}{622}$ der ganzen Wärme zu entziehen.

Das Kühlwasser erwärmt sich im ganzen von 10° auf 60°, also um $60^{\circ} - 10^{\circ} = 50^{\circ}$, davon in der Periode der Kühlung um $\frac{85 \cdot 50}{622} = 6,83^{\circ}$.

Das Kühlwasser ist also am Ende der Verflüssigungsperiode, da, wo der Niederschlag noch 100° hat, $10^{\circ} + 6,83^{\circ} = 16,83^{\circ}$ warm.

Tabelle 84.

Temperatur-Unterschied zwischen Dampf und Kühlwasser ϑ_{mc} , und Niederschlag und Kühlwasser ϑ_{mk} , für Wasserdampf von 100°, 60° (Vakuum 611 mm), 40° (Vakuum 705 mm), für Alkoholdampf 80° (86,3% Gewicht) bei Oberflächen-Gefäß-Verdichtern.

Die verkehrt stehenden Zahlen sind die Temperaturen des Kühlwassers an der Stelle, wo die Dampfverflüssigung aufhört und die Kühlung beginnt.

Kühlwasser-Eintritts-Temperatur Temperatur des Kondensates		Wasserdampf 100° (atmosphärische Spannung)															
		Latente Wärme = 537 Kal.															
		Temperatur des ablaufenden Kühlwassers t_{ke}															
		20° 30° 40° 50° 60° 70° 80°															
		Mittlere Temperatur-Unterschiede															
t_{ka}	t_{we}	ϑ_{mc}	ϑ_{mk}	ϑ_{mc}	ϑ_{mk}	ϑ_{mc}	ϑ_{mk}	ϑ_{mc}	ϑ_{mk}	ϑ_{mc}	ϑ_{mk}	ϑ_{mc}	ϑ_{mk}	ϑ_{mc}	ϑ_{mk}		
2,5°	5	86,4	26,3	82,2	25,5	75,8	25,1	69	25,7	62,1	24,3	53,4	25,9	45,4	24,5		
	7,5	"	32	"	31	"	30,6	"	30,8	"	29,3	"	29	"	29		
	12,5	" 4	38	"	36,8	" 6,8	37,2	" 8,4	36,8	" 9,8	36	" 11	36	" 11,5	36		
	17,5	"	44,1	" 5,4	43,4	" 6,8	42,76	" 8,4	42	" 9,8	42,3	" 11	41,7	" 11,5	41		
5°	7	85,5	25,1	80	24,8	73,8	23,4	67,7	24	60,9	23,45	53,9	23,4	45,7	23,3		
	10	"	31	"	29,2	"	30	"	29,8	"	29	"	29	"	28,9		
	15	"	37,2	"	36,7	"	36	"	35,8	"	34,8	"	34,8	"	34,7		
	20	" 7	42,8	" 8	42,4	" 9,4	42,4	" 10,6	42,6	" 12	41,9	" 13	41,8	" 14	41,7		
	25	"	48,3	"	47	"	46,8	"	46,5	"	45,2	"	45,2	"	45,1		
30	"	51	"	49,8	"	49,5	"	49	"	49	"	49	"	49			
10°	12	84	22,9	77,8	22,6	72	22,3	66	22	58,7	21,8	52,5	21,5	43,4	21		
	15	"	29,2	"	28,8	"	28,4	"	28	"	27,7	"	27,4	"	27,2		
	20	"	36,4	"	36,2	"	36	"	35,7	"	35	"	34,3	"	33,6		
	25	" 11,2	42,2	" 12,5	41,7	" 13,8	41,2	" 13,3	40,8	" 16,5	40,2	" 17,8	39,8	" 19,3	39,2		
	30	"	46,28	" 12,5	45,76	" 13,8	44,7	" 13,3	44	" 16,5	43,42	" 17,8	42,98	" 19,3	42,1		
35	"	49,84	"	49,36	"	48,1	"	47,4	"	46,72	"	46,25	"	45,3			
15°	17	82,7	22,7	76,3	22,4	71	22,4	63,9	21,5	58,8	21,3	51,5	21	41,8	19,8		
	20	"	28,2	"	27,7	"	27,7	"	27	"	26,8	"	26,5	"	25,8		
	25	"	34,6	"	34,3	"	34,8	"	34	"	33,9	"	33,5	"	32,7		
	30	" 16,6	39,6	" 16,7	39,6	" 18	39,6	" 19	38,9	" 20	38,8	" 21	38,3	" 23	38,2		
	35	"	44,7	"	43,6	"	43,8	"	43,7	"	42,6	"	42,1	"	41		
40	"	48,1	"	48	"	47,8	"	47	"	46,6	"	46	"	45			
20°	22	—	—	74,1	21,4	67,7	21	61,5	20,6	55,5	20,2	48	19,7	40,7	19,3		
	25	—	—	"	27,1	"	26,6	"	26,25	"	25,7	"	25,3	"	25		
	30	—	—	"	33,5	"	32,8	"	32,25	"	31,7	"	31,3	"	30,7		
	35	—	—	"	39	"	38,4	"	37,52	"	37,1	"	36,9	"	36,7		

Tabelle 84.

Kritische Temperatur <i>t_{ke}</i>	Temperatur des Kondensates	Wasserdampf 60° (Vak. 611 mm) Latente Wärme = 564 Kal. Temperatur d. ablauf. Kühlwassers <i>t_{ke}</i> 20° 30° 40° 50° Mittlere Temperatur-Unterschiede						Wasserdampf 40° (Vak. 705 mm) Latente Wärme = 578 Kal. Temp. d. ablauf. Kühlwassers <i>t_{ke}</i> 20° 30° 35° Mittlere Temp.-Unterschiede							
		∂_{mc}	∂_{mk}	∂_{mc}	∂_{mk}	∂_{mc}	∂_{mk}	∂_{mc}	∂_{mk}	∂_{mc}	∂_{mk}	∂_{mc}	∂_{mk}		
5°	5	47,7	17,3	41,5	17,3	34,4	17,5	25,8	17,2	27,5	12,7	20	12	15,9	12,7
	7,5	"	21,2	"	21,2	"	20,7	"	20,4	"	14	"	15,8	"	16
	12,5	"	26,9	"	26,9	"	26,1	"	25,8	"	20,4	"	20	"	19,9
	17,5	"	30,8	"	30,8	"	30	"	29,5	"	24	"	24	"	24,3
	22,5	"	35,8	"	35,8	"	35,4	"	33,8	"	28	"	28,5	"	28,5
5°	7	46,4	16,2	40	15,6	33,3	15,6	25,5	15,3	27	12,2	19,7	12	15,1	11,3
	10	"	20,8	"	20,2	"	20,2	"	19,9	"	14,4	"	14	"	14
	15	"	26,1	"	25,4	"	25,4	"	25	"	19,9	"	19	"	19
	20	"	31	"	30,1	"	30,1	"	29,6	"	23,6	"	23,6	"	23
	25	"	34,7	"	33,8	"	33,8	"	33,1	"	26,5	"	26,5	"	26,5
0°	12	44,37	15,7	38,3	15,5	31,7	15,3	24,8	15,2	24	10,9	18	10,9	13,6	9,25
	15	"	19,7	"	19,4	"	19,2	"	19	"	13,7	"	13,7	"	13,6
	20	"	24,7	"	24,2	"	24	"	23,8	"	17,8	"	17,8	"	17,8
	25	"	28,5	"	28	"	27,8	"	27,55	"	21,2	"	21,2	"	21,2
	30	"	33	"	32,5	"	32	"	31,6	"	25	"	25	"	24,3
5°	17	42,75	14,4	36,9	14	30,3	13,7	22,8	13,7	22,3	9,87	16,2	9,87	12,5	9,25
	20	"	18,45	"	18	"	17,8	"	17,6	"	12,5	"	12,5	"	12,5
	25	"	23,8	"	23,4	"	22,8	"	22,8	"	16,2	"	16,2	"	16,25
	30	"	27,9	"	27,2	"	26,6	"	26,6	"	19,5	"	19,5	"	19,5
	35	"	31	"	30,2	"	29,6	"	29,6	"	22,5	"	22,5	"	22,25
0°	22	—	—	34,9	13,6	28	13,3	20,9	13	—	—	14,4	8,4	10,8	8,4
	25	—	—	"	16,8	"	16,4	"	15,9	—	—	"	10,8	"	10,8
	30	—	—	"	22	"	21,6	"	20,5	—	—	"	14,4	"	14,4
	35	—	—	"	25,2	"	24,4	"	24	—	—	"	17,4	"	17,4
	40	—	—	"	28,6	"	28,3	"	27,4	—	—	"	—	"	20

Der eintretende Dampf hat . . . 100°
 Das Wasser hat oben . . . 60°
 —————
 Unterschied 40°

Der Dampf hat am Ende . . . 100°
 Das Wasser daselbst . . . 16,83°
 —————
 Unterschied 83,17°

$$40^\circ \text{ sind} = p = \frac{40 \cdot 100}{83,17} = 48,09\% \text{ von } 83,17^\circ$$

Tabelle 84.

Kühlwasser-Eintritts-Temperatur t_{ka}		Temperatur des Kondensates t_{we}		Alkohol 80° Cels. ca. 90,4% Vol. = 86,3 Gew.-% Spezifische Wärme $\sigma = 0,8$. — Latente Wärme = 205 Kal. Temperatur des ablaufenden Kühlwassers t_{ke}											
				20°	30°	40°	50°	60°	70°	Mittlere Temperatur-Differenzen					
t_{ka}	t_{we}	ϑ_{mc}	ϑ_{mk}	ϑ_{mc}	ϑ_{mk}	ϑ_{mc}	ϑ_{mk}	ϑ_{mc}	ϑ_{mk}	ϑ_{mc}	ϑ_{mk}	ϑ_{mc}	ϑ_{mk}		
2,5°	5	79	21,0	60,4	20,8	53,9	20,5	46,9	20,3	38,2	19,8	29,4	19,3		
	7,5	"	25,9	"	25,2	"	24,4	"	23,8	"	23,2	"	23		
	12,5	"	32,8	"	31,5	"	30,5	"	29,9	"	29,7	"	29,4		
	17,5	"	37	"	36,7	"	35,7	"	35,3	"	34,3	"	33,9		
5°	7	67	20,8	58,8	20,3	52	19,7	45	19,1	37,1	18,5	28,5	17,9		
	10	"	24,4	"	24,4	"	23,9	"	23,1	"	22,4	"	21,7		
	15	"	31,6	"	30,8	"	29,9	"	29	"	28,1	"	27,2		
10°	12	64,6	19,7	55,4	19,1	50,5	18,6	43,4	18	36,6	17,4	27,2	16,8		
	15	"	24,4	"	23,7	"	23	"	22,3	"	21,6	"	20,9		
	20	"	30,6	"	29,7	"	28,8	"	27,9	"	27	"	26,1		
15°	17	62,7	17,9	55,1	17,36	49,2	16,8	42,3	16,26	35,2	15,68	26,2	15,1		
	20	"	23	"	22,3	"	21,6	"	20,9	"	20,1	"	19,4		
	25	"	29,44	"	28,5	"	27,6	"	26,7	"	25,76	"	24,8		
20°	22	—	—	53,2	16,8	47,6	16,2	41	15,6	32,7	15,1	25	14,5		
	25	—	—	"	22	"	21,3	"	20,5	"	19,7	"	19		
	30	—	—	"	27,8	"	26,8	"	25,9	"	24,96	"	24		

Der mittlere Temperatur-Unterschied zwischen Dampf und Wasser ist also in der ersten Periode nach Tabelle 1: $\vartheta_{mc} = 0,7 \cdot 83,17 = 58,7^\circ$.

Der Niederschlag hat oben . . . 100°
 Das Kühlwasser hat oben . . . 16,83°
 —————
 Unterschied 83,17°

Der Niederschlag hat unten . . . 15°
 Das Kühlwasser hat unten . . . 10°
 —————
 Unterschied 5°

5° sind = $p = \frac{5 \cdot 100}{83,17} = 5,96\%$ von 83,17°.

Der mittlere Temperatur-Unterschied zwischen Niederschlag und Kühlwasser ist also in der zweiten Periode nach Tabelle 1:

$\vartheta_{mk} = 0,339 \cdot 83,17 = 28,00^\circ$.

Auf diese Weise ist die Tabelle 84 berechnet worden.

Ein Blick auf diese zeigt:

1. Daß der mittlere Temperatur-Unterschied zwischen Dampf und Kühlwasser (1. Periode) abnimmt mit der

Erhöhung der Ablaufwasser-Temperatur, daß sie aber sehr wenig berührt wird durch den Grad, bis zu dem der Niederschlag gekühlt werden soll. In dieser Hinsicht können die Unterschiede praktisch vernachlässigt werden.

2. Daß der mittlere Temperatur-Unterschied zwischen Niederschlag und Kühlwasser (2. Periode) in erheblichem Maße beeinflußt wird davon, bis wie nahe an die Kühlwasser-Temperatur der Niederschlag gekühlt werden soll, daß sie aber nicht sehr erheblich abhängt von der Temperatur des Ablaufwassers. In dieser letzteren Hinsicht können die Unterschiede vernachlässigt werden und es kann für den mittleren Temperatur-Unterschied der zweiten Periode ohne Rücksicht auf die Wasserablauf-Temperatur selbst, für alle Fälle, das Mittel der bei 20° bis 80° Ablauf-Temperatur erscheinenden Temperatur-Unterschiede angenommen werden.

b) Die Wärmeübergangszahlen k_c und k_k^1 .

Die Festwerte k_c für den Wärme-Übergang von Dampf an nicht siedendes Wasser (1. Periode) in offenen kupfernen oder messingener Rohren bestimmten wir mit Hilfe der empirischen Gleichung:

$$k_c = 750 \sqrt[2]{v_a} \sqrt[3]{0,007 + v_f} \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \quad (311)$$

die aus Beobachtungen an großen und kleinen recht verschiedenen im Betriebe befindlichen Verdichter aufgestellt ist, und in der bedeutet: v_a die Geschwindigkeit des Dampfes beim Eintritt in den Verdichter (Anfangsgeschwindigkeit), v_f die mittlere Geschwindigkeit des Kühlwassers. Es scheint unstreitig, daß der Wärmeübergang in diesen Fällen (bei der Verdichtung von Dämpfen in Räumen, die mit der Luft oder der Luftpumpe in Verbindung stehen) mit der Geschwindigkeit von Dampf und Wasser zunimmt.

Die Geschwindigkeit des Dampfstromes nimmt im Verdichter natürlich vom Anfang bis an das Ende ab und wird dort = 0, wenn vollkommene Verflüssigung eintritt. Das geschieht keineswegs gleichmäßig, sondern nach einer hier nicht zu erörternden Linie zuerst schnell, dann langsamer. Aber da die Geschwindigkeits-Abnahme sich fast in allen Fällen auf gleiche Weise vollziehen muß, weil die wesentlichen Umstände für ihre Veränderung bei

allen Verdichtern die gleichen sind, so darf die mittlere Dampfgeschwindigkeit, die hier in Betracht kommt, in allen Fällen als in einer einfachen Proportionalität zur Anfangsgeschwindigkeit stehend angenommen werden.

In der Gleichung 311 ist v_d die Eintrittsgeschwindigkeit des Dampfes in den Verdichter wenn er in diesem vollkommen verflüssigt wird, es muß aber dafür die Summe der Eintritts- und Austrittsgeschwindigkeit eingesetzt werden, wenn ein Teil des Dampfes den Verdichter unverflüssigt als Dampf verlassen soll.

Wie schon im Abschnitt VII ausgesprochen, gibt es außer den Geschwindigkeiten noch andere Einflüsse auf den Wärmeübergang, die ganz ungemein groß und oft von solcher Art sein können, daß ihre mathematische Fassung unmöglich scheint. Die stets stattfindende mehr oder weniger starke, vorher gänzlich unbestimmbare Bedeckung (Inkrustation) der Kühlflächen macht allein oft jede Rechnung hinfällig, aber auch die Lage und Richtung der Flächen, die Weite, die Form und der Inhalt der Heizräume, die dem Dampf beigemischte Luft verändern die Wirkung in erheblichem Maße. Auch mit der Verringerung der Spannung oder des Gewichts für den cbm scheint die Fähigkeit des gesättigten Dampfes Wärme abzugeben, sich zu verkleinern. Man kann noch nicht eine Gleichung für k_c aufstellen, die alle diese Dinge berücksichtigt. Mit steigender Temperatur von Dampf und Wasser scheint eine Vergrößerung von k einzutreten, die oft nicht unerheblich ist.

Für Schlangen und Rohrkühler durch die der Dampf strömt, kann man die Gleichung (311) wohl mit einigem Vertrauen verwenden. Sie enthält schon die Berücksichtigung der durchschnittlichen Verminderung der Leistung durch Belegung der Heizfläche. Für außergewöhnliche Fälle mag man k_c etwas kleiner oder größer wählen, kleiner besonders bei Dampf von weniger als 1 Atm. abs. Spannung. Die Gleichung (311) gilt für Heizflächen aus Kupfer und Messing, deren Wandstärken ja im Mittel nicht sehr voneinander abweichen und daher unberücksichtigt bleiben können. Für Eisenflächen mag man, auch mit der Begründung, daß sie sich meist stärker mit Kesselstein belegen als solche von Kupfer, den Wert von k_c etwa um 15 % für dicke Bleiflächen um etwa 20 % verringern.

In der Tabelle 85 sind nach Gleichung (311) berechnete Werte von k_c für Anfangsgeschwindigkeiten des Dampfes von 1 bis

Tabelle 85.

Wärmeübergangszahl k_c zwischen Dampf atmosphärischer Spannung und nicht siedendem Wasser bei kupfernen Rohren für Dampf-Eintritts-Geschwindigkeiten $v_d = 1$ bis 65 m und Wasser-Geschwindigkeiten $v_f = 0,001$ bis 4,0 m (1. Periode).

Geschwindigkeit der Flüssigkeit in m v_f	Geschwindigkeit des Dampfes beim Eintritt ins Kondensationsrohr v_d in m														
	1	2	4	6	9	12	16	20	25	30	36	42	49	56	65
	Transmissions-Koeffizient k_c														
0,001	150	210	300	375	450	525	600	675	750	825	900	975	1050	1125	1200
0,008	187	262	375	448	562	655	750	843	937	1030	1125	1218	1312	1405	1500
0,020	225	315	450	563	675	788	900	1013	1125	1238	1350	1463	1575	1688	1800
0,035	262	367	524	655	786	917	1048	1179	1310	1441	1595	1705	1834	1965	2100
0,056	300	425	600	750	900	1050	1200	1350	1500	1650	1800	1950	2100	2250	2400
0,085	337	475	674	842	1011	1179	1348	1516	1685	1853	2022	2190	2356	2527	2696
0,117	375	528	750	937	1125	1312	1500	1687	1875	2062	2250	2437	2625	2812	3000
0,160	412	580	824	1030	1236	1442	1648	1834	2060	2266	2472	2678	2884	3090	3296
0,210	450	634	900	1110	1350	1575	1800	2025	2250	2475	2700	2925	3150	3375	3640
0,266	487	685	975	1230	1461	1704	1948	2191	2435	2678	2922	3165	3409	3692	3896
0,335	525	742	1050	1325	1575	1837	2100	2362	2727	2987	3150	3412	3675	3937	4200
0,415	562	792	1124	1417	1686	1967	2248	2529	2810	3091	3372	3653	3934	4215	4496
0,505	600	846	1200	1500	1800	2100	2400	2700	3000	3300	3600	3900	4200	4500	4800
0,607	637	897	1274	1592	1912	2230	2548	2866	3185	3503	3822	4140	4459	4777	5096
0,720	675	945	1350	1687	2025	2362	2700	3037	3375	3712	4050	4387	4725	5062	5400
0,850	712	1004	1424	1730	2136	2452	2848	3154	3560	3866	4272	4578	4984	5390	5696
1,00	750	1057	1550	1925	2350	2625	3000	3375	3750	4125	4500	4875	5250	6025	6000
1,50	862	1207	1724	2155	2586	3017	3448	3879	4310	4741	5172	5603	6034	6465	6896
2,00	945	1323	1892	2362	2835	3307	3780	4252	4725	5197	5670	6142	6615	7087	7560
2,50	1013	1418	2026	2532	3039	3545	4052	4558	5065	5571	6078	6584	7091	7597	8104
3,0	1087	1521	2174	2717	3261	3804	4348	4891	5435	5978	6522	7065	7609	8152	8696
3,5	1140	1596	2280	2850	3420	3990	4520	5130	5700	6270	6840	7410	7980	8550	9120
4,0	1200	1800	2400	3000	3600	4200	4800	5400	6000	6600	7200	7800	8400	9000	9600

65 m und der Kühlflüssigkeit von 0,001—4 m zusammengestellt. Diese Werte k_c gelten für die (erste) Verflüssigungs-Periode.

Für die (zweite) Kühlungs-Periode, in der es sich um den Wärmeaustausch zwischen Niederschlag und Kühlflüssigkeit, also zwischen zwei Flüssigkeiten, handelt, gilt ein anderes k_k .

Die Wärmeübergangszahl k_k zwischen zwei mit verschiedener Geschwindigkeit strömenden Flüssigkeiten entnehmen wir aus Gleichung (436) im Abschnitt XXII für Kupferrohre, worin bedeutet v_{f1} die Geschwindigkeit der einen, v_{f2} die der anderen Flüssigkeit.

$$k_k = \frac{200}{\frac{1}{1 + 6\sqrt{v_{f_1}}} + \frac{1}{1 + 6\sqrt{v_{f_2}}}} \cdot \cdot \cdot \quad (312)$$

Die Tabelle 100 Seite 436 gibt nach dieser Gleichung (312) die Werte von k_k für Geschwindigkeiten der beiden Flüssigkeiten v_{f_1} und v_{f_2} von 0,001 bis 2 m.

Die Geschwindigkeit v_{f_1} der aufsteigenden, sich erwärmenden Kühlflüssigkeit, gewöhnlich Wasser, kann in jedem Fall nach der Anfertigung des Apparates, meistens auch schon vorher bestimmt werden; sie ist gewöhnlich sehr gering. In Gefäßkühlern steigt das außerhalb der Rohre fließende Wasser meistens nur mit einer Geschwindigkeit von 1—3 mm empor, obwohl es stets zu erstreben bleibt, eine größere zu erreichen und es gelingt bisweilen 150, ja 200 mm zu erzielen. Zweckmäßig ist auch künstliche Bewegung.

Abgesehen von der gleichmäßigen Aufstiegs geschwindigkeit hat das Kühlwasser durch seine Erwärmung an den heißen Flächen noch besondere Strömungen (Konvektion), deren Geschwindigkeit abhängig von dem Temperaturunterschied der absoluten Temperaturhöhe, der Form der Kühlfläche sehr erheblich sein kann. Die Aufgangsgeschwindigkeit allein tut es also nicht und künstliche Bewegung ist recht wirkungsvoll. Je wärmer das Kühlwasser ist, desto leichter nimmt es Wärme auf: Siehe das Beispiel Seite 64.

Die Geschwindigkeit \bar{v}_{f_2} des im Verdichter herabfließenden Niederschlags entzieht sich unserer Kenntnis. Sie ist meistens größer als die des Kühlwassers. Gewisse Beobachtungen lassen erwarten, daß sie selten mehr als 1 m in der Sekunde beträgt; wir nehmen sie daher zu $v_{f_2} = 0,8$ an. Dies gilt für Kühlflächen, deren ganze Oberfläche von dem zu kühlenden Niederschlag benetzt wird. In Wirklichkeit ist es beinahe die Regel, daß die Kühlflächen nur zum Teil benetzt werden. Daher muß man für vertikale Rohrflächen die berechneten Flächen etwas verdoppeln. Bei Schlangen-Kühlern, in denen die Flüssigkeit nur auf den unteren Teil der inneren Rohrwand herabfließt, bleibt der größere obere Teil unbenutzt, daher muß die berechnete Kühlfläche H_k der Schlangen etwa verdreifacht werden.

c) Die Verflüssigungs- und Kühlflächen H_c und H_k .

Nachdem im vorhergehenden die im wesentlichen die Größe der Verflüssigungsfläche H_c und Kühlfläche H_k bedingenden Faktoren

\mathcal{D}_{mc} \mathcal{D}_{mk} k_c k_k festgestellt sind, kann nun die ganze erforderliche Fläche berechnet werden. Sie ist wie bekannt:

$$H_{ck} = H_c + H_k = \frac{C_c}{\mathcal{D}_{mc} k_c} + \frac{C_k}{\mathcal{D}_{mk} k_k} \quad . \quad . \quad (313)$$

Um die Bestimmung der in jedem einzelnen Fall erforderlichen Verflüssigungs- und Kühlflächen zu erleichtern, haben wir die Tabelle 86 beigegeben, aus der ihre Größen für stündliche Verflüssigung und Kühlung von 100 kg Wasser und Alkoholwasserdampf abgelesen werden können.

Die Tabelle 86 besteht aus zwei Teilen, nämlich aus dem I. Teil, der die Fläche H_c für die Verflüssigung von 100 kg Wasserdampf von $100^\circ - 60^\circ - 40^\circ$, und Alkohol-Wasserdampf von 80° (86,8% Gewicht) in 1 Stunde bei Dampf-Geschwindigkeiten von 1—64 m und bei Kühlwasser-Geschwindigkeiten von 0,001 bis 1,00 m angibt und dann aus dem II. Teile, in dem die zum Kühlen des Niederschlags notwendigen Flächen H_k verzeichnet sind.

Bei der Benutzung der Tabelle 86 muß man daher zunächst aus ihrem ersten Teile die für die Verflüssigung nötige Fläche aufsuchen und hierzu aus dem zweiten Teil die für die Kühlung erforderliche Fläche (mit 2 oder 3 multipliziert) addieren.

Bei der Berechnung der Tabelle 86 ist angenommen worden, daß das Kühlwasser mit 10° eintritt; dies ist gewöhnlich seine Temperatur; ist das Wasser im besonderen Falle kälter, so kann man die Fläche etwas verkleinern; ist es wärmer, so muß man sie nach Maßgabe der in der Tabelle 86 aufgestellten Temperatur-Unterschiede vergrößern. Die Angaben gelten für Kupferheizflächen; Eisenheizfläche sei 10—20%, Bleifläche 20—30% größer. Für außergewöhnlich dicke Wände muß gleichfalls eine Zugabe stattfinden.

Die ersten Teile der Tabelle 86 gelten dann, wenn die ganze in den Verdichter geführte Dampfmenge verflüssigt werden soll; ist dies nicht der Fall, soll vielmehr nicht der ganze, sondern nur ein Teil des einströmenden Dampfes niedergeschlagen werden, ein anderer Teil aber den Verdichter noch als Dampf verlassen, so wächst die Leistung der Heizfläche bedeutend. Die Mehrleistung hängt von der Dampfgeschwindigkeit am Ausgang ab. Man lege in solchen die Summe der Anfangs- und Enddampfgeschwindigkeit der Rechnung zugrunde.

Die für die Verflüssigung des Dampfes von 60° und 40° mitgeteilten Kühlflächen halten wir für knapp; man tut gut, sie bei der Ausführung etwas größer als die Tabelle 86 angibt, zu wählen, etwa 20 resp. 35 %/o, namentlich in Rücksicht auf die fast nie fehlende und oft sehr große und schnell eintretende Bedeckung der Kühlfläche. Es scheint, als ob sehr verdünnter Dampf die Wärme weniger schnell überträgt als gespannter (sei es wegen der größeren Entfernung seiner Moleküle voneinander, sei es wegen der dadurch bedingten Trägheit). Die Tabelle 86 gilt, wenn der Dampf durch die Rohre, und das Wasser um diese fließt. Ist das Umgekehrte der Fall, so ist die Wasser-Geschwindigkeit günstigerweise größer, die Dampf-Geschwindigkeit ungünstigerweise kleiner (aber meistens schwer festzustellen) und die Leistung der Verflüssigungsfläche wird etwas (etwa um 20 %/o) geringer als die Tabelle annimmt. Um soviel ist also dann auch die Fläche zu vergrößern.

Beispiel. Es sollen 100 kg Dampf von 100° verflüssigt und auf 15° gekühlt werden. Das Kühlwasser hat anfangs 10° und soll mit 60° abfließen. Die Dampf-Eintritts-Geschwindigkeit sei $v_d = 30$ m, die Wassergeschwindigkeit sei $v_j = 0,002$ m.

Um 100 kg Dampf zu verflüssigen, müssen ihm $(637-100) 100 = 53700$ WE entzogen werden. Um 100 kg Wasser von 100° auf 15° zu kühlen, sind ihm $(100-15) 100 = 8500$ WE. zu entziehen.

Nach Tabelle 84 sind für den vorliegenden Fall die Temperaturunterschiede $\vartheta_{mc} = 58,7^{\circ}$ und $\vartheta_{mk} = 27,7^{\circ}$ und die Wärmeübergangszahl ist nach Tabelle 85 in der ersten Periode (Verflüssigung) $k_c = 830$ und in der zweiten Periode (Kühlung), nach Tabelle 100 $k_k = 212$.

Die Kühlfläche für die (erste) Verflüssigungsperiode ist also:

$$H_c = \frac{C}{k_c \vartheta_{mc}} = \frac{53700}{830 \cdot 58,7} = 1,13 \text{ qm}$$

Die Kühlfläche für die (zweite) Kühlungsperiode wäre:

$$H_k = \frac{C}{k_k \cdot \vartheta_{mk}} = \frac{8500}{212 \cdot 27,7} = 1,44 \text{ qm}$$

wenn sie ganz benutzt würde.

Kühlwasser-Anfangs-Temperatur $t_{ke} = 10^{\circ}$ angenommen.

Diese Kühlflächen gelten für ganz benetzte Flächen. Bei lotrechten Rohrkühlern müssen diese Flächen wenigstens verdoppelt, bei Schlangenkühlern verdreifacht werden.

Der Kühler soll aber aus einem Schlangenrohr gebildet werden und daher muß die Kühlfläche H_k auf etwa $3 \cdot 1,44 = 4,32$ qm vergrößert werden, da nur etwa ihr dritter Teil wirklich in Wirkung tritt. Die Gesamtfläche ist also:

$$H_{ck} = 1,13 + 4,32 = 5,45 \text{ qm.}$$

Da man in vielen Fällen der Praxis bei dem Entwurf der Apparate die ursprüngliche Wassertemperatur nicht kennt, und auch

manche andere Umstände vorher nicht genau bestimmen kann, so ist es notwendig, diese Dinge nach freiem Ermessen vorauszusetzen; ganz zweckmäßig erscheinen dann die folgenden Annahmen:

	Wasserdampf			Alkohol- Wasserdampf
Der zu verflüssigende Dampf hat . .	100°	60°	40°	80°
Er trete in das Schlangenkühlrohr mit der Geschwindigkeit $v_d =$	30—50	40—60	45—65	4—5 m
Er trete in den Rohrkühler mit $v_d =$	20—30	20—30	25—35	2—3 m
Die Wassermenge sei so groß wie möglich, wenigstens $v_f =$	0,001	0,001	0,001	0,001
Die Wassereintrittstemperatur werde angenommen $t_{ka} =$	10°	10°	10°	10°
Die Wasseraustrittstemperatur werde angenommen $t_{ke} =$	70°—80°	40°—50°	30°	60°
Der Niederschlag werde abgekühlt bis auf $t_{we} =$	15°	15°	15°	12°

Zur Bequemlichkeit für ähnliche Rechnungen sind noch zwei Tabellen beigegeben, deren erste Tabelle 87 das Gewicht an Wasserdampf von 100°—60°—40°—35°, ferner an Alkoholdampf, Ätherdampf und Luft lehrt, das in 1 Stunde bei 1 m Geschwindigkeit durch Rohre von 10—300 mm Drm. strömt.

Bei jeder anderen Geschwindigkeit v_d ist das durchströmende Dampfgewicht v_d mal so groß.

Die andere Tabelle 88 gibt die Wassermenge, die in einer Stunde bei 0,001 m Geschwindigkeit in Gefäßen von 300—1250 mm Drm. aufsteigt. Bei der Geschwindigkeit v_f ist das Wasserquantum dann v_f mal so groß. Ist das Wasserquantum und der Gefäßdurchmesser bekannt, so gibt die Tabelle 88 die Geschwindigkeit v_f . Siehe auch Abschnitt XIV.

In den Oberflächenverdichtern der Schiffs- und auch anderer Maschinen, deren Kühlfläche meistens aus dünnen Messingrohren besteht, durch die das Kühlwasser strömt, soll der Dampf nur verflüssigt und dann nur sehr wenig unter die Dampftemperatur gekühlt werden, weil er dann als möglichst warmes Speisewasser dienen soll. Eine geringe Unterkühlung ist freilich erforderlich, um spätere Dampfbildung zu vermeiden. Bei diesen Verdichtern handelt es sich daher in der Hauptsache nur um die (erste) Verflüssigungsperiode, während die (zweite) Kühlungsperiode kaum eintritt.

Tabelle 86.

I. Teil.

Erforderliche Kühlflächen H_c und H_k in qm
 von 100 kg Wasserdampf von 100°,
 " " " " " 40°,
 bei Dampf-Eintritts-Geschwindigkeit v_d von 1 bis 64 m
 Kühlwasser-Anfangs-Temperatur $t_{ka} = 10°$
 Niederschlagsaustritt 2—25° über

Wasserdampf von 100°

Dampf- Eintritts- Geschwindig- keit v_d	Kühlwasser- Geschwindig- keit v_f	Kühlwasser-End-Temperatur t_{ke}						
		20	30	40	50	60	70	80
Erforderliche Kühlfläche H_c in qm								
1.0	0,001	4,29	4,62	5	5,45	6,20	6,90	8,40
	0,009	3,43	3,69	4	4,36	4,96	5,52	6,72
	0,020	2,86	3,08	3,34	3,64	4,14	4,60	5,60
	0,210	1,43	1,54	1,67	1,82	2,07	2,30	2,80
1,5	1,000	0,86	0,93	1,00	1,09	1,24	1,40	1,68
	0,001	3,52	3,78	4,10	4,47	5,10	5,66	7,00
	0,009	2,81	3,00	3,28	3,58	4,08	4,53	5,60
	0,020	2,36	2,52	2,74	2,98	3,40	3,78	5,34
2	0,210	1,18	1,26	1,37	1,49	1,70	1,89	2,67
	1,00	0,71	0,76	0,82	0,89	1,02	1,13	1,40
	0,001	3,01	3,27	3,54	3,83	4,40	4,90	6,00
	0,009	2,41	2,61	2,83	3,06	3,52	3,92	4,80
4	0,020	2,02	2,18	2,36	2,56	2,94	3,28	4,00
	0,210	1,01	1,09	1,18	1,28	1,47	1,64	2,00
	1,00	0,61	0,66	0,71	0,77	0,88	0,98	1,20
	0,001	2,15	2,31	2,50	2,73	3,10	3,45	4,20
9	0,009	1,72	1,85	2,00	2,18	2,48	2,76	3,36
	0,020	1,44	1,54	1,66	1,82	2,08	2,30	2,80
	0,210	0,72	0,77	0,83	0,91	1,04	1,15	1,40
	1,000	0,43	0,46	0,50	0,55	0,62	0,70	0,84
10	0,001	1,43	1,54	1,67	1,82	2,07	2,30	2,80
	0,009	1,14	1,25	1,50	1,38	1,66	1,84	2,24
	0,020	0,90	1,02	1,12	1,22	1,38	1,54	1,88
	0,210	0,45	0,51	0,56	0,61	0,69	0,77	0,94
10	1,000	0,29	0,31	0,36	0,37	0,42	0,46	0,56
	0,001	1,08	1,16	1,25	1,36	1,55	1,73	2,10
	0,009	0,86	0,95	1,00	1,09	1,24	1,38	1,68
	0,020	0,58	0,64	0,68	0,74	0,84	0,92	1,12
10	0,210	0,29	0,32	0,34	0,37	0,42	0,46	0,56
	1,000	0,22	0,24	0,25	0,27	0,31	0,35	0,42

Tabelle 86.

I. Teil.

zum Verflüssigen und Kühlen in 1 Stunde

von 100 kg Wasserdampf von 60°

„ „ „ Alkoholwasserdampf von 80° (86,3 Gew. %))

Kühlwasser-Geschwindigkeiten v_f von 0,001 bis 1,00 mKühlwasser-End-Temperatur $t_{ke} = 20-80°$

Kühlwasser-Anfangs-Temperatur.

(Atm. Spannung) $c = 537$

Dampf- Eintritts- Geschwindig- keit v_d	Kühlwasser- Geschwindig- keit v_f	Kühlwasser-End-Temperatur t_{ke}						
		20	30	40	50	60	70	80

zur Verflüssigung von 100 kg Dampf in 1 Stunde

20	0,001	0,96	1,04	1,12	1,22	1,38	1,54	1,88
	0,009	0,77	0,83	0,97	0,97	1,10	1,23	1,50
	0,020	0,64	0,70	0,75	0,82	0,90	1,02	1,26
	0,210	0,32	0,35	0,38	0,41	0,45	0,51	0,63
25	1,000	0,20	0,21	0,23	0,25	0,28	0,31	0,38
	0,001	0,86	0,93	1,00	1,09	1,24	1,38	1,68
	0,009	0,71	0,75	0,80	0,87	1,00	1,10	1,34
	0,020	0,58	0,62	0,67	0,72	0,64	0,90	1,12
30	0,210	0,29	0,31	0,34	0,36	0,32	0,45	0,56
	1,000	0,17	0,19	0,20	0,22	0,25	0,28	0,34
	0,001	0,78	0,84	0,92	1,00	1,15	1,26	1,54
	0,009	0,62	0,67	0,73	0,80	0,92	1,00	1,23
36	0,020	0,52	0,56	0,62	0,67	0,76	0,84	1,04
	0,210	0,26	0,28	0,31	0,34	0,38	0,42	0,52
	1,000	0,16	0,17	0,19	0,20	0,23	0,26	0,31
	0,001	0,72	0,77	0,83	0,91	1,04	1,15	1,40
49	0,009	0,57	0,61	0,66	0,73	0,83	0,92	1,12
	0,020	0,48	0,52	0,56	0,62	0,76	0,78	0,95
	0,210	0,24	0,26	0,28	0,31	0,38	0,39	0,47
	1,000	0,15	0,16	0,17	0,19	0,21	0,23	0,28
64	0,001	0,62	0,66	0,72	0,78	0,89	1,00	1,20
	0,009	0,50	0,53	0,58	0,62	0,72	0,80	0,96
	0,020	0,42	0,44	0,48	0,58	0,60	0,63	0,80
	0,210	0,21	0,22	0,24	0,29	0,30	0,34	0,40
64	1,000	0,13	0,14	0,15	0,16	0,18	0,20	0,24
	0,001	0,54	0,58	0,63	0,68	0,78	0,87	1,05
	0,009	0,44	0,47	0,51	0,55	0,62	0,71	0,84
	0,020	0,36	0,38	0,42	0,46	0,52	0,58	0,70
64	0,210	0,18	0,19	0,21	0,23	0,26	0,29	0,35
	1,000	0,11	0,12	0,13	0,14	0,16	0,18	0,21

Tabelle 86.

I. Teil.

Wasserdampf von 60°		Wasserdampf v. 40°					Alkohol-Wasserdampf v. 80° (80 Gew. % = 90 Vol.%)								
Dampf- Eintritts- Geschwin- digkeit <i>v₁</i>	Kühl- wasser- Geschwin- digkeit <i>v₂</i>	Vakuum = 611 mm <i>c</i> = 564		Vak. = 705 mm <i>c</i> = 577			Dampf- Eintritts- Geschwin- digkeit <i>v₁</i>	Kühl- wasser- Geschwin- digkeit <i>v₂</i>	<i>c</i> = 252						
		20	30	40	50	60			70	20	30	40	50	60	70
		Erforderliche Kühlfläche <i>H_c</i> zur Verflüssigung von 100 kg Dampf in 1 St.					Erforderl. Kühlfläche <i>H_c</i> zur Ver- flüssig. v. 100 kg Dampf in 1 St.								
4	0,001	4,05	4,68	5,50	7,14	6,76	10,20	13,42	0,001	2,60	3,03	3,33	3,87	4,59	6,18
	0,009	3,24	3,90	4,20	5,85	5,41	8,16	10,73	0,009	2,08	2,42	2,66	3,11	3,67	4,95
	0,020	2,70	2,12	3,68	4,76	4,52	6,80	8,96	0,020	1,74	2,02	2,22	2,58	3,06	4,12
	0,100	1,35	1,56	1,81	2,38	2,26	3,40	4,48	0,100	0,87	1,01	1,11	1,29	1,53	2,06
	1,000	0,81	0,94	1,10	1,45	1,36	2,04	2,69	1,000	0,52	0,61	0,66	0,78	0,92	1,24
9	0,001	2,70	3,13	3,70	4,76	4,51	6,80	8,95	0,001	1,84	2,15	2,36	2,74	3,25	4,38
	0,009	2,16	2,50	2,96	3,81	3,61	5,44	7,16	0,009	1,47	1,72	1,89	2,19	2,60	3,50
	0,020	1,80	2,10	2,48	3,18	3,02	4,54	5,98	0,020	1,24	1,44	1,58	1,84	2,18	2,98
	0,100	0,90	1,05	1,24	1,59	1,51	2,27	2,99	0,100	0,62	0,72	0,79	0,92	1,09	1,49
	1,000	0,54	0,63	0,74	0,96	0,91	1,36	1,79	1,000	0,37	0,42	0,48	0,55	0,65	0,88
16	0,001	2,03	2,34	2,75	3,57	3,38	5,10	6,70	0,001	1,30	1,57	1,67	1,94	2,30	3,09
	0,009	1,62	1,87	2,20	2,86	2,71	4,08	5,16	0,009	1,04	1,26	1,34	1,55	1,84	2,47
	0,020	1,36	1,56	1,84	2,38	2,26	3,40	4,46	0,020	0,88	1,06	1,12	1,30	1,54	2,06
	0,100	0,68	0,78	0,92	1,19	1,13	1,70	2,23	0,100	0,44	0,53	0,56	0,65	0,77	1,03
	1,000	0,41	0,47	0,55	0,72	0,68	1,02	1,34	1,000	0,26	0,32	0,34	0,39	0,46	0,62
25	0,001	1,62	1,88	2,22	2,86	2,71	4,08	5,37	0,001	1,04	1,21	1,33	1,55	1,84	2,47
	0,009	1,30	1,50	1,77	2,31	2,19	3,26	4,30	0,009	0,83	0,96	1,06	1,24	1,47	1,97
	0,020	1,08	1,26	1,48	1,92	1,86	2,72	3,58	0,020	0,70	0,82	0,90	1,06	1,24	1,66
	0,100	0,54	0,63	0,74	0,96	0,93	1,36	1,79	0,100	0,35	0,41	0,45	0,53	0,62	0,83
	1,000	0,33	0,38	0,44	0,58	0,55	0,82	1,08	1,000	0,21	0,24	0,27	0,32	0,37	0,50
36	0,001	1,36	1,57	1,86	2,38	2,26	3,40	4,48	0,001	0,87	1,01	1,11	1,29	1,53	2,06
	0,009	1,09	1,26	1,51	1,90	1,81	2,72	3,59	0,009	0,71	0,81	0,89	1,02	1,22	1,65
	0,020	0,92	1,06	1,24	1,58	1,52	2,28	2,98	0,020	0,58	0,68	0,74	0,86	1,04	1,38
	0,100	0,46	0,53	0,62	0,79	0,76	1,14	1,49	0,100	0,29	0,34	0,37	0,43	0,52	0,69
	1,000	0,27	0,32	0,38	0,48	0,46	0,63	0,90	1,000	0,18	0,21	0,22	0,26	0,31	0,42

II. Teil.

Tabelle 86.

Kühlwasser- Geschwindigkeit vf	Kühlfläche H_k zum Kühlen												Kühlwasser- Geschwindigkeit vf
	von 100 kg verflüssigtem Wasserdampf von 100° in 1 Stunde						von 100 kg verflüssigtem Wasserdampf von 60° (611 mm Vak.) in 1 Stunde						
	Temperatur-Unterschied zwischen Kühlwasser-Eintritt und Niederschlags-Austritt												
	2°	5°	10°	15°	20°	25°	2°	5°	10°	15°	20°		
Quadratmeter Kühlfläche													
0,001	2,00	1,52	1,15	0,92	0,80	0,70	1,60	1,18	0,83	0,63	0,50	0,001	
0,009	1,60	1,21	0,92	0,73	0,64	0,56	1,28	0,95	0,66	0,54	0,40	0,009	
0,020	1,40	1,06	0,81	0,64	0,56	0,49	1,12	0,83	0,58	0,44	0,35	0,020	
0,210	0,86	0,65	0,48	0,40	0,35	0,31	0,69	0,51	0,36	0,27	0,22	0,210	
1,000	0,60	0,46	0,34	0,28	0,24	0,21	0,48	0,35	0,25	0,19	0,15	1,000	
Quadratmeter Kühlfläche													
	von 100 kg verflüssigtem Wasserdampf von 40° (705 mm Vak.) in 1 Stunde						von 100 kg verflüssigtem Alkoholwasserdampf v. 80° (= 86,3 Gew. %) in 1 St.						
	1,40	0,90	0,56	0,36	0,22	—	1,35	1,07	0,80	—	—		
0,001	1,40	0,90	0,56	0,36	0,22	—	1,35	1,07	0,80	—	—	0,001	
0,009	1,12	0,72	0,45	0,29	0,18	—	1,08	0,86	0,64	—	—	0,009	
0,020	0,98	0,63	0,40	0,25	0,16	—	0,95	0,75	0,56	—	—	0,020	
0,210	0,60	0,39	0,24	0,16	0,10	—	0,58	0,46	0,35	—	—	0,210	
1,000	0,42	0,27	0,16	0,11	0,06	—	0,41	0,32	0,24	—	—	1,000	

Weil der Dampf in diesen Verdichtern nicht durch die Rohre, sondern um ganze Bündel davon strömt, so ist seine Bewegung nicht zwangsläufig an der Kühlfläche und deshalb seine Geschwindigkeit nicht gut zu bestimmen. Nichtsdestoweniger übt diese und die Dampfdichte ebenso wie die Geschwindigkeit des Wassers durch die Kühlrohre und die Häufigkeit seiner Richtungsänderung (Gangzahl) einen Einfluß auf die Größe von k_c .

Eine alle diese Umstände berücksichtigende und daher für die meisten Fälle richtige Gleichung für k_c kann aber noch nicht angegeben werden.

Es scheint, daß Nichol¹⁾ als erster den Wärmeübergang k zwischen Dampf und strömendem Wasser, wie er bei Schiffs-Oberflächen-Verdichtern vorkommt, durch Versuche zu erforschen sich bemühte. Er wählte ein Messingrohr $\frac{3}{4}$ " a. Dm. BWGN: 18stark, 1655 lang, mit

¹⁾ B. G. Nichol, Engineering. 1875. 10. Dez. S. 449.

Tabelle 87.

Wasserdampf-Gewicht in kg, das in 1 Stunde bei der Geschwindigkeit
 $v_d = 1$ m durch Rohre von 10–100 mm strömt.

Dampf-		Rohrdurchmesser in mm												
Druck Atm. abs.	Tempe- ratur °C	10	15	20	25	30	35	40	50	60	70	80	90	100
3	134	0,48	1,08	1,92	3,00	4,32	6,00	7,65	11,8	17,2	23,5	30,6	38,9	48,9
2,5	128	0,40	0,91	1,60	2,52	3,66	5,00	6,43	9,78	14,5	18,9	25,7	32,7	40,0
2	121	0,33	0,74	1,31	2,05	2,96	4,00	5,28	7,95	11,8	16,1	20,9	26,6	33,0
1,5	112	0,25	0,56	1,00	1,56	2,24	3,00	4,00	6,03	8,99	12,3	15,9	20,3	25,0
1	100	0,17	0,383	0,685	1,07	1,54	2,10	2,73	4,27	6,16	8,48	10,9	13,9	17,0
0,196	60	0,04	0,083	0,143	0,23	0,33	0,43	0,59	0,93	1,33	1,79	2,36	3,00	3,66
0,121	50	0,023	0,053	0,093	0,15	0,21	0,29	0,38	0,60	0,87	1,14	1,50	1,90	2,34
0,072	40	0,014	0,033	0,058	0,09	0,13	0,18	0,23	0,36	0,5	0,70	0,92	1,17	1,43
0,055	35	0,011	0,015	0,049	0,07	0,10	0,14	0,18	0,28	0,40	0,54	0,72	0,91	1,11

Alkoholwasserdampf-Gewicht:

1	80°	0,39	0,88	1,55	2,49	3,50	4,80	6,25	10,0	14,0	19,0	25,0	31,8	39,0
---	-----	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------

Atherdampf-Gewicht:

1	37,5°	0,80	1,70	3,10	5,00	7,00	9,60	12,5	20,0	30,0	41,0	53,0	66,0	82,0
---	-------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------

Luft-Gewicht: (Siehe auch Seite 235.)

1	15°	0,35	0,78	1,38	2,16	3,11	4,21	5,54	8,65	12,5	16,9	21,1	28,0	34,6
---	-----	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------

Tabelle 88.

Wassergewicht W , das in 1 Stunde bei $v_f = 0,001$ m Geschwindigkeit
in Gefäßen von 300–1250 mm Drm. aufsteigt.

Gefäßdurchm.:	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750
Wassergewicht W :	252	345	452	572	705	855	1017	1194	1385	1590
Gefäßdurchm.:	800	850	900	950	1000	1050	1100	1150	1200	1250
Wassergewicht W :	1800	2042	2289	2520	2820	3117	3420	3738	4068	4417

0,0984 qm Oberfläche, das in einem Eisenrohr von 95 i. Dm. 1655 Länge befestigt war. Durch das innere Rohr floß Wasser, dessen Gewicht und Geschwindigkeit v_f verschieden und bekannt war ebenso wie seine Temperaturen. Die Beobachtungen wurden sowohl am wagrecht wie am lotrecht gestellten Rohr durchgeführt, bei denen die wagrechte Lage größere Werte von k zeigte, weil, wie angenommen wurde, auf diesem die Dampfwasserschicht geringer als auf dem lotrechten war. Die in metrisches Maß umgerechneten Versuchszahlen geben das folgende Bild:

Rohrlage	Lotrecht			Wagrecht		
	Dampftemperatur	124	124	124,5	122,7	122,7
Wassergewicht für 1 qm in 1 St.	7080	24400	34100	6800	27000	33200 kg
Wassergeschwindigkeit	0,41	1,413	1,984	0,394	1,560	2,109 m
Wassertemperatur beim Eintritt	14,5	14,5	14,5	14,5	14,5	14,5° C
beim Austritt	60	34,3	29,2	74	38,5	34,75 "
Temperaturunt. ϑ_m	85,4	93,1	102,3	74,8	98,1	98,0 "
Wärmezahl k	1710	2251	2830	2440	3087	3100 WE

English und Donkin¹⁾ untersuchten den Wärmeübergang von gesättigtem Dampf an nicht siedendes, strömendes Wasser indem sie zwischen zwei Metallplatten einen Glaszylinder von 136,5 Dm. und 69,8 cm Höhe und in dessen Achse nacheinander Zylinder aus verschiedenen Metallen dicht befestigten. Durch diese Metallzylinder wurde Wasser mit Geschwindigkeiten von 0,00976—0,12657 m und in den ringförmigen Raum zwischen Glas und Metall Heißdampf von 1—3,083 Atm. abs. geleitet. Durch das Glas konnte die auf den Metallzylindern entstehende Niederschlagsschicht gesehen werden, die als die Ursache der Verlangsamung des Wärmeübergangs betrachtet wird. English und Donkin geben die Teil-Wärmeübergänge α von Dampf an die Wand und von der Wand an das Wasser nur für 1 Quadratfuß und 1 Sekunde, weil sie der Ansicht sind, sie sei nicht proportional dem Temperatur-Unterschied.

¹⁾ Lt. Colonel English und Bryan Donkin, Proceedings of the institut of mech. engineers. 1896. S. 501. — Lt. Col. Thomas English, Ebenda 1894. S. 140, sagt der Wärmeübergang sei proportional der Dicke der Niederschlags-Wasserschicht und dem Temperatur-Unterschied auf ihren beiden Seiten.

Es folgen einige umgerechnete und auf ganzen Temperatur-Unterschied zwischen Dampf und Wasser Zahlen für den ganzen Übergang k .

Versuchs-Nr.	Wasser-Geschw.	Dampf °C	Wasser °C	k WE	Versuchs-Nr.	Wasser-Geschw.	Dampf °C	Wasser °C	k WE.
Gußeisen glatt 76,1 . 58,8 Drm. — 0,0169 qm a					Gußeisen roh 76,1 . 58,8 Drm. 0,0169 qm a				
174	0,0111	109	97,5	5089	166	0,0527	111	84,5	4120
160	0,0129	111,5	92,5	3387	179	0,0780	110	84	4851
176	0,0375	110,5	90	4950	175	0,1149	110,5	77,5	4075
167	0,0390	111,5	85,5	3680	168	0,1247	111,5	70	3200
177	0,0515	111	86,5	4447					
Stahl 8 mm dick 76,1 . 60,45 Drm. — 0,0169 qm a					Messing glatt 76,1 . 73,14 Drm. — 0,0169 qm a				
198	0,0369	111,5	91,5	6204	185	0,0123	110	94	5243
199	0,0616	109,5	77	4866	186	0,0481	109,5	83,5	4543
200	0,0957	110	72,5	4661	187	0,0811	108,5	76,5	5393
					188	0,1211	108,5	70	4238
Kupfer glatt 76,1 . 73,14 Drm. — 0,0169 qm a									
212	0,0370	108,5	59,5	3653					
216	0,0570	103	45	3730					
213	0,0622	100,5	39	5886					
214	0,0908	100	46,5	5660					
215	0,0911	110	56,5	4935					

Diese Werte von k scheinen alle recht hoch.

Beobachtung. Versuche, die K. Hoefler¹⁾ im Maschinen-Laboratorium der Kgl. Technischen Hochschule Berlin an einem fast wagerechten Messingrohr von $20 \times 25 \times 2628$, das von Wasser mit den Geschwindigkeiten $v_f = 0,05 \div 1,9$ m durchflossen und von Wasserdampf von 1 Atm. (100°) — 80% Vak. (61°) — 90% Vak. (47°) umspült war, ausgeführt hat, zeigten, daß die Wärmeübergangszahl k nicht immer von dem Temperatur-

¹⁾ Dr.-Ing. K. Hoefler, Z. f. d. ges. Kälte-Ind. 1914. Heft 4 und Mittel. a. d. Masch.-Lab. d. Kgl. Techn. Hochsch. Berlin 1913. Heft 5. — Vom Genannten wird auch angeführt: Georg A. Orrok, The transmission of heat in surface condensation. The Journ. of the amerik. Soc. of mech. engin. 1910, der angebe, daß der Temperatur-Unterschied mit der Potenz $0,7 \div 1,9$ (im Mittel $\frac{2}{3}$) auf k einwirke.

Unterschied unabhängig sei, sondern daß sie einer Potenz davon (die bei 70° Unterschied von 0,7 ÷ 1,9 schwankte) proportional sei. Der Genannte fand, daß allerdings bei Wassergeschwindigkeiten $v_f > 0,4$ m die Zahl k als davon unabhängig angesehen werden könne, daß aber, wenn dies bei $v_f = 0,1 \div 0,4$ m geschehe, ein Fehler von 10% und bei $v_f 0 \div 0,1$ m ein Fehler von 30% entstehe.

Für $v_f > 0,4$ m gibt Hoefler folgende Gleichungen, die besonders bei Oberflächen-Verdichtern Verwendung finden sollen:

Bei Dampftemperatur von 100° C

$$k = 1600 + 1743 \cdot v^{0,82} WE \quad . \quad . \quad . \quad (316)$$

Bei Dampftemperatur von 47°

$$k = 650 + 2090 \cdot v^{0,82} WE \quad . \quad . \quad . \quad (317)$$

Dies würde dann folgende Werte für k geben:

$v_f = 0,4 \text{ — } 0,5 \text{ — } 0,6 \text{ — } 0,7 \text{ — } 0,8 \text{ — } 0,9 \text{ — } 1 \text{ — } 1,25 \text{ — } 1,5$ m.

Bei Heißdampf von 100°

$k = 2427 \text{ — } 2590 \text{ — } 2749 \text{ — } 2905 \text{ — } 3054 \text{ — } 3203 \text{ — } 3343 \text{ — } 3690 \text{ — } 4020$

Bei Heißdampf von 47°

$k = 1641 \text{ — } 1832 \text{ — } 2023 \text{ — } 2210 \text{ — } 2389 \text{ — } 2565 \text{ — } 2740 \text{ — } 3150 \text{ — } 3560$

Wärmeinheiten in 1 St. 1 qm.

Hiernach wäre k von dem Rohrdurchmesser und der Dampfgeschwindigkeit unabhängig, was auffallen muß.

Beobachtung. Viele Versuche stellte Orrok ¹⁾ an wagerechten Röhren aus verschiedenen Metallen (auch aus Glas) an. Alle hatten 25,4 mm ä. Drm., 0,3045 qm Oberfläche, waren von kaltem Salzwasser von 4 ÷ 70° durchflossen (dessen Menge und Geschwindigkeit 0,3–3,3 m ein Wassermesser bestimmte) und außen von einem anderen Rohr von 126 Drm. umgeben. Den Zwischenraum erfüllte möglichst trockener, luftfreier Dampf von 177–381–508–635–685 mm Luftleere. Orrok fand, daß der Wärmeübergang k praktisch direkt proportional sei dem Temperaturgefälle (genauer mit $\vartheta_m \times \frac{7}{8}$), daß er wachse mit der Wurzel aus der Wassergeschwindigkeit v_w , aber von der Dampfgeschwindigkeit unabhängig sei. Er gibt außer der von ihm aus den eigenen Versuchen abgeleiteten Gleichung: $k = 308 \sqrt{v_w}$ noch die Formeln von neun anderen Forschern, die er aus deren Veröffentlichungen errechnet hat. Wir lassen sie alle, auf metrisches Maß umgerechnet, und für einige Wassergeschwindigkeiten zum Vergleich ausgerechnet folgen:

¹⁾ G. A. Orrok, Transact. of the Amerik. Soc. of mech. engineers. 1910. S. 1139.

Nach sorgfältigen im Laboratorium für technische Physik der Königlichen technischen Hochschule in München an einem nahtlosen Messingrohr $17 \times 19 \times 1920$ mm und zwei eisernen Mannesmann-Präzisionsrohren $17 \times 19 \times 1920$ mm und $28 \times 30 \times 1920$ mm vorgenommenen Versuchen, kommt Soennecken ¹⁾ zu zwei Gleichungen für den Wärmeübergang a von der heißen Rohrrinnenwand an durchströmendes Wasser.

Die Versuchsröhre, jedes mit einem einen Ringquerschnitt bildenden Metallmantel umgeben, waren vertikal aufgehängt. Sowohl das heizende Wasser im Ringraum als auch das geheizte Wasser im Innenrohr floß abwärts mit Geschwindigkeiten $v = 617 - 1000 - 1322$ mm bei Temperaturen, die zwischen 8° und 65° lagen.

Durch die beiden Gleichungen soll die Größe a , das ist Wärmeübergang für 1 qm, 1 St. 1° C von der heißen Rohrrinnenwand an das abwärtsströmende Wasser bestimmt werden (also nicht die ganze Wärmeübergangszahl k).

Aus den gemachten Beobachtungen scheint hervorzugehen, daß das Material der Rohre ohne Einfluß auf die Größe von a ist, daß aber Glätte und Rauheit ihrer Oberfläche erhebliche Wirkung auf den Wärmeübergang ausüben. Aus diesem Grunde sind zwei Gleichungen, nämlich für glatte und raue Flächen, aufgestellt worden, (318) und (319). Fließt das Wasser nicht abwärts (wofür diese Gleichungen gelten), sondern aufwärts, so soll der Wärmeübergang etwas geringer sein:

$$a_{\text{aufwärts}} = 0,935 \cdot a_{\text{abwärts}}.$$

Eine dünne Schicht von lockerem Kesselstein, etwa 0,05 mm dick, verkleinert den Wärmeübergang so, daß unter sonst gleichen Umständen angenommen werden darf:

$$a_{\text{Kesselstein}} = 0,9 \cdot a_{\text{rein}}.$$

Die von Herrn Soennecken aufgestellten Gleichungen lauten:

für Wasser in Rohren mit glatter Innenfläche (Messing) abwärts fließend:

$$a = 2020 \frac{v^{0,9}}{d^0} (1 + 0,014 T_i) \quad . \quad . \quad . \quad (318)$$

¹⁾ Dr. ing. A. Soennecken, Der Wärmeübergang von Rohrwänden an strömendes Wasser. (Mitteil. über Forschungsergebnisse Nr. 108 und 109. 1911.)

für Wasser in Rohren mit etwas rauherer Innenfläche (eiserne Präzisionsrohre) abwärts fließend:

$$\alpha = 735 \frac{v^{0,7}}{d^{0,3}} (1 + 0,014 T_i) \dots \dots \dots (319)$$

Darin bedeutet α den Wärmeübergang von Rohrwand an Wasser in WE für 1 qm, 1 Std., 1° C, v die Geschwindigkeit des Wassers, d den Durchmesser des Rohrs, beides in m, T_i die Temperatur der Rohrwand an der Berührungsstelle mit dem Wasser.

Um eine Vorstellung von der Größe der Werte von α nach diesen Gleichungen zu geben, habe ich die Tabelle 89 hergestellt. — Es scheint empfehlenswert, bei der Benutzung der Resultate dieser Gleichungen in der Praxis einen erheblichen Bruchteil für Bedeckung und andere Hindernisse abzuziehen.

Der Wärmeübergang von der Wand an das Wasser bei horizontalen Rohren, oder von Wasser an die Rohrwand kann mit diesen Gleichungen annähernd bestimmt werden. Bei praktischer Verwertung dieser Zahlen scheint es vorteilhaft, sie erheblich zu kleinen anzunehmen.

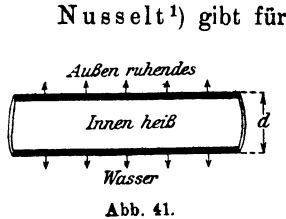


Abb. 41.

die Teil-Wärmeabgabe und Aufnahme α (nicht k) von der Oberfläche horizontaler, zylindrischer Körper mit Kreisquerschnitt (Rohre) an ruhendes Wasser die von ihm durch Rechnung gefundene Gleichung, bei der im wesentlichen die Konvektion, nicht die Strahlung, berücksichtigt ist.

$$\alpha = \frac{\lambda_m}{d} W \left(\frac{d^3 \varrho_m^2 C_{pm} \cdot g \cdot r \cdot \vartheta}{2,04 \cdot \eta_m \cdot \lambda_m} \right) \dots \dots \dots (320)$$

Hierin bedeutet für Wasser d = den äußeren Rohrdurchmesser in m — λ_m die mittlere Wärmeleitzahl qm/sek/°C = 0,000143 WE — ϱ_m = die mittlere Dichte des Wassers = $\frac{998,09}{9,81} = 101,7$ kg/sek² /m⁻³. — C_{pm} die mittlere spezif. Wärme der Masseneinheit = 0,9987 · 9,81 = 9,80 WE m/kg/sek². — g die Erdbeschleunigung = 9,81 — r den Ausdehnungskoeffizient = $2,06 \cdot 10^{-4}$ — η die mittlere Zähigkeit = 0,000102 kg/sek/qm — W bedeutet eine Funktion.

1) Prof. Dr. W. Nusselt, Das Grundgesetz des Wärmeübergangs. Gesundheits-Ingenieur 1915 Heft 42 und 43.

Tabelle 89.

Wärmeübergang α für 1 qm, 1 Std., 1° C von vertikaler Metallrohrwand an abwärts fließendes Wasser nach den Formeln 318 und 319 (berechnet vom Verfasser).

m Innerer Rohrdurch- messer	Glatte Innenfläche (Messingrohr)						Rauhere Innenfläche (eiserne Präzisionsrohre)					
	Wassergeschwindigkeit v in m/Sek.											
	0,10	0,25	0,50	0,75	1,00	1,50	0,10	0,25	0,50	0,75	1,00	1,50
	Temperatur der Rohrwand $T_i = 20^\circ \text{C}$:											
15	490	1029	2108	3061	3935	5606	664	795	2019	2714	3324	4152
20	477	1065	2048	2951	2823	5449	607	724	1875	2481	3142	4012
30	469	1055	1970	2838	3676	5239	540	644	1668	2393	2696	3546
40	443	1032	1902	2739	3610	5059	494	590	1528	2020	2469	3270
50	437	1005	1871	2692	3493	4976	463	552	1434	1896	2316	3069
60	429	983	1837	2645	3429	4884	438	522	1354	1789	2188	2899
70	421	968	1809	2605	3374	4808	419	500	1294	1710	2075	2770
	Temperatur der Rohrwand $T_i = 50^\circ \text{C}$:											
15	651	1499	2802	4032	5226	7446	882	1076	2679	3604	4415	5515
20	634	1457	2720	3920	5078	7236	806	962	2490	3296	4039	5328
30	610	1401	2616	3769	4882	6958	717	855	2215	3179	3580	4749
40	590	1340	2526	3638	4794	6718	656	784	2030	2683	3349	4343
50	581	1334	2485	3577	4639	6609	615	733	1974	2518	3077	4076
60	570	1305	2439	3514	4554	6487	581	693	1799	2316	2905	3860
70	559	1286	2401	3459	4481	6385	556	665	1728	2271	2756	3679
	Temperatur der Rohrwand $T_i = 100^\circ \text{C}$:											
15	919	2116	3952	5692	7377	10512	1246	1490	3784	5088	6232	7785
20	895	2057	3840	5534	7168	10210	1149	1358	3516	4533	5704	7521
30	862	1977	3693	5320	6892	9823	1012	1207	3127	4488	5054	6705
40	830	1934	3566	5136	6768	9484	926	1106	2865	3787	4629	6132
50	820	1875	3508	5049	6549	9331	869	1034	2688	3554	4344	5755
60	804	1843	3444	4960	6429	9258	821	979	2539	3355	4101	5436
70	789	1814	3391	4880	6326	9062	789	938	2426	3206	3890	5193

Es werde

$$\frac{\alpha \cdot d}{\lambda} = A \text{ und } \frac{d^3 \cdot \rho_m^2 \cdot C_{pm} \cdot g \cdot r_w \cdot \vartheta}{2,04 \cdot \eta_m \cdot \lambda_m} = B = 688 \cdot 10^7 \cdot d^3 \cdot \vartheta \quad (321)$$

genannt. B kann aus den einzelnen bekannten Faktoren errechnet und daraus der $\log B$ bestimmt werden. Der zu $\log B$ gehörige

Tabelle 90.

Teilwärmeübergangszahl α für 1 qm, 1 St. und 1° C Unterschied von der heißen Außenwand horizontaler zylindrischer Rohre von 10–300 Drm. an ruhendes Wasser (oder umgekehrt) bei Temperatur-Unterschieden von 10–100° nach der Gleichung (321) von Nusselt (berechnet vom Verfasser).

Äußerer Drm. d in mm	$\frac{\lambda}{d}$	Temperatur-Unterschied ϑ zwischen äußerer Rohrwand und Wasser							
		5	10	20	30	40	60	80	100
10	51,48	294	372	480	486	576	610	664	710
20	25,74	290	323	380	420	460	515	568	615
25	20,59	265	305	358	400	437	593	546	579
30	17,05	246	281	340	385	422	478	523	560
40	12,87	228	265	325	370	405	465	504	536
50	10,29	222	257	315	365	391	446	485	515
60	8,55	216	255	305	340	373	418	450	472
70	7,36	215	250	299	330	360	395	415	453
80	6,43	213	244	287	322	350	382	415	438
90	5,72	203	239	284	315	344	375	405	423
100	5,15	195	235	276	310	333	360	390	408
125	4,12	188	215	270	295	320	350	367	—
150	3,43	171	205	250	280	305	—	—	—
200	2,57	165	199	228	—	—	—	—	—
300	1,72	153	—	—	—	—	—	—	—

Tabelle 91.

Hat das ruhende Wasser um das heiße Rohr etwa 100°, so ist $\gamma = 962$, $\rho = 98,1$, $\eta = 30 \cdot 10^{-6}$, $\lambda = 143 \cdot 10^{-6}$, $r = 7,2 \cdot 10^{-4}$ und die Teil-Wärmeübergangszahl α hat folgende Werte

Rohr- Drm. d mm	$\frac{\lambda}{d}$	Temperatur-Unterschied ϑ zwischen Rohr und Wasser							
		5	10	20	30	40	60	80	100
10	51,48	418	515	602	684	744	849	890	913
20	25,74	371	446	543	602	646	707	765	831
25	20,59	357	435	517	567	614	666	730	782
30	17,05	336	410	510	552	603	625	719	—
40	12,87	325	390	478	513	583	589	—	—
50	10,29	308	368	439	461	—	—	—	—
60	8,55	283	356	—	—	—	—	—	—
70	7,36	278	328	—	—	—	—	—	—
80	6,43	271	—	—	—	—	—	—	—
90	5,72	268	—	—	—	—	—	—	—

$\log A$ wird dann aus der kleinen Tabelle (37) oder der Linie Abb. 27 gefunden (siehe Abschnitt VIII). Die durch die Abbildung 27 dargestellte Abhängigkeit des $\log A$ von $\log B$ ist von Nusselt aus der Nachrechnung vieler fremder Versuche festgestellt worden.

Das gefundene A liefert das α . Die nachstehenden Tabellen (90 und 91) zeigen für eine Anzahl von Umständen die Werte von α . Bei Wassertemperaturen von etwa $10 \div 100^\circ$.

Beobachtung. O. Z. Howard¹⁾ versuchte an einem kleinen Oberflächenkondensator von 8,193 qm, dessen 117 Messingrohre von $3/4''$ Drm. zusammen 1,104 qdm Querschnitt hatten, mit schichtweise bis 250 mm wachsenden Radien halbkreisförmig gebogen und an den Enden in eine gemeinsame Platte gewalzt waren, den Einfluß wachsender Wassergeschwindigkeit und Temperatur und verschiedener Dampfspannungen auf den Wärmeübergang zu finden. Hier folgen einige seiner umgerechneten Versuchsergebnisse:

Wasser				Dampf		Temp. Unt. ϑ_m	Übertrag. WE in 1 St.	k WE
Liter in 1 St.	Eintr.-Temp. $^\circ C$	Austritts.-Temp. $^\circ C$	Geschw. m in 1 Sek.	Gew. in 1 St.	Temp. $^\circ C$			
21560	29	50	0,2286	871	108,5	67,7	454080	723
21560	62	79	0,1828	726	120,5	49,11	363400	805
21560	32,8	58	0,1810	1097	124,5	94,1	554400	761
43600	28	44,5	0,3627	1384	111,5	69,9	325080	1156
43720	59,5	69	0,3688	803	110	44,84	413280	1083
43400	30,5	52,5	0,361	1828	124,5	83	945000	1828
65300	25	36,5	0,543	1416	111	76,5	745920	1132
64320	62,5	72,5	0,543	1248	119,5	46,95	554400	1576
65250	27	46	0,541	2315	124,5	88	1202120	1537
64422	64,5	77	0,544	1550	125	54,3	796320	1649
85610	65	73	0,721	1203	110	38,73	632000	1888
87500	26,5	42,5	0,726	2088	121,0	73,8	1126400	1727
87168	26,5	44,5	0,726	2991	124,5	89,5	156990	1981
104640	26,5	38	0,868	2238	113	76,5	119700	1833
103737	55	63	0,873	1525	115	55,33	798800	1678
104832	27,5	44,5	0,868	3373	124,5	88,5	202680	2245
103966	54,2	64	0,875	1911	124,5	70	992880	1756

Eine Anzahl von Versuchen an demselben Kondensator mit der gleichbleibenden Wassermenge (78078 Liter/St) — Geschwindigkeit (0,660 \div 0,696 m) — Dampfspannung (1,654 Atm. abs.) — Dampftemperatur (115^o) aber verschiedenen Wassertemperaturen und Unterschieden:

¹⁾ O. Z. Howard, Experiment Station. Annapolis-Maryland. Journ. of the Amer. Soc. of naval Engineers 1912. S. 155.

beim Eintritt	= 24	42,5	57,5	70,5	80,5	87,5	93,5 °C
beim Austritt	= 42,5	57,	70,5	80,5	87,5	93,5	98 „
Temp.-Unt. ϑ_m	= 63,5	47	33	21,5	13,5	6,5	1,8 „

ergaben, wenn die Rohre mit Wirbelvorrichtungen versehen waren, wenig voneinander verschiedene Wärmezahlen: Im Mittel $k = 2032$, ohne Wirbelvorrichtungen im Mittel $k = 1966$.

Es scheint, daß die von Weigthon Orrok, English, Donkin und manchen anderen an einzelnen kleinen kurzen Rohren ausgeführten Versuche über Wärmeübergang nicht zu Ergebnissen geführt haben, die mit denen des großen Betriebes übereinstimmen, denn es konnten dabei nicht die dort oft vorhandenen großen Geschwindigkeiten des Dampfes, noch sein lotrechter Stoß auf die Rohre, nachgeahmt werden. Von Erheblichkeit ist es auch für den Wärmeübergang, ob der an die Rohre geführte Dampf eine große oder kleine Heizfläche findet, ob er ganz oder nur zum Teil an ihr niedergeschlagen, ob die abgeschiedene Luft mehr oder weniger dampffrei abgeführt wird und das Niederschlagswasser an großer oder kleiner Oberfläche haftet, was alles an so kleinen Versuchskörpern, wie z. B. English anwandte (0,0168 qm), bei denen auch die vielen und schwer begrenzbar Fehlerquellen das Ergebnis verwirren können, meines Erachtens gar nicht beobachtet werden kann.

Wenn ein einzelnes wagerechtes Rohr mehr Wärme überträgt als ein lotrechtes, weil die Dampfwasserschicht auf dem ersten geringer als auf dem zweiten ist, von dem das Wasser an jeder Stelle schnell abrinnen kann, so hört dieser Vorteil auf wenn, wie es bei Oberflächen-Verdichtern Regel ist, viele wagerechte Rohre übereinander liegen, von denen das Wasser aufeinander tropft.

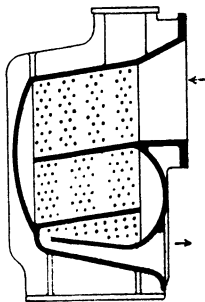


Abb. 42..

Beobachtungen. Prof. R. L. Weigthon¹⁾ veröffentlicht von ihm ausgeführte zahlreiche Versuche an kleinen Schiffskondensatoren, von denen eine Anzahl umgerechnet und hier mitgeteilt wird. Auch bei diesen ist eine regelmäßige Wirkung der Wassergeschwindigkeit auf die Wärmeübertragung nicht zu erkennen. Viele Werte von k lassen sich auch hier durch die Formel $k = 4 \cdot v \cdot \sqrt[3]{\gamma}$ ausdrücken. Dagegen finden sich bei einzelnen unerklärte Widersprüche. Herr Weigthon empfiehlt, die Größe der Luftpumpe so zu bestimmen, daß sie für 1 kg Dampf 43,7 Liter ansaugt, was nach unserer Betrachtung erheblich zu klein ist und nur für kleine Verhältnisse und absolute Dichtigkeit passen könnte. Auch seine Angaben über

¹⁾ Institution of naval Architects, 1906.

den Wasserverbrauch scheinen anzweifelbar. Nach diesen sollen (bei 98 kg Dampfverflüssigung für 1 qm Kühlfläche und Stunde) 24 kg Kühlwasser von 10° für 1 kg Dampf von $723,9$ mm Vakuum (= $585,6$ WE — 32° C) ausreichen, würden aber dann $2,4^{\circ}$ über die Dampftemperatur erwärmt werden müssen. Mit 28 kg Wasser von 10° für 1 kg Dampf derselben Art sollen für qm und Stunde 176 kg Dampf verflüssigt werden.

In der Tabelle auf den Seiten 396 und 397 zeigt die Spalte 13 die von *Weighton* beobachteten, Spalte 14 die nach der Gleichung $k = 4 \cdot v \cdot \sqrt[3]{\gamma}$ berechneten WE.

Beobachtungen an einer Anzahl von Schiffsverdichtern im Betriebe gibt die Tabelle auf den Seiten 398 und 399.

Ein Einfluß der Wassergeschwindigkeit auf die Wärmeübergangszahl k ist wohl zu bemerken, aber er scheint gering und kaum regelmäßig. Übrigens ist die Art der Berührung der Kühlwände durch den Dampf schwer regelrecht zu erklären¹⁾. Auch sind die Beobachtungen wohl nicht fehlerfrei, weil ohne Absicht für vorliegende Betrachtung gemacht.

Die beobachtete Übergangszahl (Spalte 18) scheint hier im wesentlichen von dem Dampfvolumen abzuhängen, das auf 1 qm Kühlfläche in

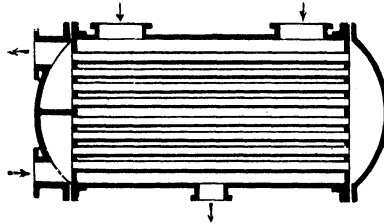


Abb. 43.

1 Stunde strömt und etwas auch von dem spezifischen Gewicht des Dampfes. Man kommt auf ziemlich passende Zahlen (Spalte 19) mit Hilfe der Gleichung $k = 3,81 \cdot v \cdot \sqrt[3]{\gamma}$, in der γ das Gewicht von 1 cbm Dampf bei der herrschenden Luftleere und v das Dampfvolumen angibt, das in 1 Stunde auf 1 qm Kühlfläche (im Mittel) stößt.

*Smith*²⁾ erforschte, welchen für den Wärmeübergang hindern den Einfluß die Anwesenheit von Luft in schwach gespanntem Heizdampf, wie er etwa bei Oberflächen-Verdichtern vorkommt, hat. Er ließ durch ein wagerechtes, u-förmig gebogenes Messingrohr $5/8''$ Drm. 1830 mm Länge, $0,0929$ qm Oberfläche, das in der oberen Hälfte eines zweiten größeren $190,5$ Drm. 915 mm langen mit etwas Wasser gefüllten Rohrs gedichtet war, dauernd 272 Liter Wasser

¹⁾ Nach *W. Nusselt*, Z. d. V. d. I. 1911, S. 2021, scheint es doch möglich.

²⁾ *James Alex. Smith*, Engineering 1906. S. 395.

Prof. R. L. Weightons Versuchs-

1	2	3	4	5	6	7	
Verdichter Maße	D a m p f						
	f. 1 St. u. 1 qm kond. Fl. kg	Vakuum mm	Temp. ° C	in 1 kg WE	f. 1 St. u. 1 qm kond. Fl. cbm	Gewicht von 1 cbm	
9,29 qm. Rohre $\frac{5}{8}$ " Teilung 1". Länge 1220. Gänge 4.	35,18	734,5	26,1	615	1510	0,024	
	57,30	726,9	30,8	616	1776	0,032	
	59,24	722,5	33	616,8	1703	0,035	
	34,08	720	34	617	2134	0,038	
	57,18	716,5	35,2	617,5	1329	0,040	
	34,64	703,5	41	619	657	0,052	
	18,40	663	51	620,3	600	0,085	
	25,76	443	77,5	629,1	819	0,265	
	9,29 qm. Rohre $\frac{5}{8}$ " Teilung 1". Länge 1220. Gänge 4.	54,17	728,8	30	615,6	1731	0,031
		86,08	715,0	36	617,2	2150	0,041
35,30		713,6	36,7	617	847	0,043	
34,65		712,5	37,5	617,5	830	0,044	
23,55		694	45,2	620,4	427	0,067	
96,04		688,6	46,6	620,5	1344	0,071	
49,68		682	47,2	620,4	700	0,070	
87,94		468,2	75	629,5	352	0,244	
5,77 qm. Rohre $\frac{5}{8}$ " Teilung 1". Länge 760. Gänge 4.		91,06	736,5	25	614	3912	0,023
		59,04	731,5	28	615	1976	0,027
	59,24	713,7	36,7	617,5	1416	0,044	
	60,65	709,2	39	618	1020	0,050	
	173,8	688,3	46,6	620,5	2431	0,071	
	57,10	675,6	49	621	741	0,077	
	94,96	670,2	50	621,5	1803	0,082	
	180,07	624,7	57	624	1458	0,121	
	5,77 qm. $\frac{5}{8}$ " 1". Länge 1220. Gänge 4.	172,41	705	40	618,7	3361	0,051
		50,51	663	50,1	622	600	0,085
153,21		602	61	625	1137	0,135	
72,61		566,5	65,9	626,5	435	0,169	
15,7 qm. Rohre $\frac{3}{4}$ Teilung $\frac{17}{16}$ " Länge 1220. Gänge 2.	20,45	725,5	31	615,5	640	0,032	
	21,86	721,5	33,5	617	612	0,036	
	52,56	683	47,5	620,5	735	0,071	
	26,40	674	49	621	262	0,078	
	59,58	665,8	49,8	621,8	708	0,084	
	23,64	617,2	59	617,2	228	0,130	

Resultate an Schiffs Dampfverdichtern.

8	9	10	11	12	13	14
Niedersch. Wasser °C	Wasser zum Kühlen			Temp.- Untersch. ϑ_m °C	WE. f. 1 qm 1 Stunde u. 1° C Unt.	
	Eintritt °C	Austritt °C	Ge- schwin- digkeit		beobach- tet k	berechnet $k = 4 \cdot v \sqrt{\gamma}$
24,8	7,75	14,5	1,882	12,3	1700	1800
30,1	7,8	26	0,869	11,5	2090	2600
30,9	7,75	18	1,398	19,81	1750	1708
32,2	7,5	24	1,357	17,27	2800	1770
35,2	7,9	31,25	0,622	13,09	1329	970
33,2	8	33,5	0,387	17,1	1180	1056
50	7,5	45,7	0,375	18,4	1568	828
77,5	7,75	72	0,378	25,76	1850	2130
22,3	7,75	19,2	1,946	16	2008	2077
31,3	8	27,4	1,942	16,4	3076	2850
26,5	7,8	23,5	0,918	20,3	1025	847
18,2	7,5	14,9	1,958	18,19	1143	1152
38,9	8,7	37	0,366	18,4	900	683
39,6	7,8	38,5	1,284	20,6	2710	1930
43,5	8,4	42,5	0,554	16,5	1735	1128
74	8,25	71	0,579	23	2131	870
24	6,2	16,5	1,976	12,78	4370	4370
18,3	6	13	1,976	18,2	2050	2370
33	6	31,1	0,552	14,7	2050	1982
28,9	5,6	12,2	1,370	30	1191	1468
38,5	5,2	25,1	1,412	29,97	2370	3880
40,3	5,8	39,5	0,372	28,5	1165	1259
46	7	42,4	0,550	20	2785	3100
55,5	5,6	40,1	0,863	30,84	3310	2900
31,1	4,4	24,6	1,988	24	4210	4560
50	7,5	45,7	0,375	16,2	1780	1062
61	4,6	54,3	0,729	23	3910	2500
65,1	7,6	60,8	0,378	21,9	1360	960
20,2	10,5	17,4	0,299	16,8	725	800
29	10,5	20,3	0,314	17,93	717	783
48,6	10	27,1	0,314	28,5	1062	1175
45,3	10,7	35,6	0,082	26,4	444	448
51,2	10	29,3	0,311	28,2	1204	1246
59	10,5	46,4	0,082	22,3	626	456

Beobachtungen.Schiffsdampfverdichter. Alle Messingrohre 26×17 mm. — Dampfwasser

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Verdichter			Dampf in					
Rohr		innere Fläche qm	in Stunde kg	für 1 qm kg	Vakuum mm	Temp. ° C	cbm für 1 kg	WE für 1 kg
Anzahl	Länge mm							
2546	4000	512	43 054	84,09	682,2	42	13,5	586
"	"	"	28 988	56,90	673	44	12,5	586
"	"	"	15 527	30,32	627,4	57	8,58	588
3712	3404	635	56 379	88,7	629	56	8,7	588
"	"	"	37 779	59,5	715,3	35	24	582
"	"	"	17 097	28,5	705,8	39	20	583
"	"	"	27 086	42,65	699,5	41	15,5	584
3887	3300	640	54 847	85	695,1	46	14,9	585
"	"	"	37 527	58,2	657,1	52,5	10,8	587
"	"	"	29 272	45,4	612,5	60	7,7	590
"	"	"	11 366	17,6	650	53	10,6	587
3320	3300	550	59 579	108,3	643,3	55	9,6	588
"	"	"	26 251	47,81	680,6	47	13,8	586
"	"	"	15 701	28,55	671,4	49	12,3	587
"	"	"	8 599	15,64	648,1	54	10,1	589
2834	3255	464	36 510	78,7	659,5	52	11,1	587
"	"	"	25 215	54,4	646,4	55	10,1	588
"	"	"	6 581	14,2	595,1	62	7,2	590

($v_f = 0,552$ m) von 0° C in einer Stunde fließen. Das größere Rohr wurde zunächst sorgfältig luftleer gemacht, das darin enthaltene Wasser durch Gasheizung auf die erwünschte, niedrige Temperatur gebracht und dann die Wärmeaufnahme der 272 Liter Wasser von dem ruhenden ganz luftfreien Dampf bestimmt. Dann wurden die Versuche wiederholt, nachdem in das weitere Rohr vorher der Reihe nach genau bestimmte Luftmengen geführt waren. Diese Luftmengen wurden so bestimmt, daß sie bei 21° C in dem Dampfraum gewisse Spannungen ($2,54 \div 17,78$ mm Q) hatten. Die Erwärmung der 272 Liter Wasser ergab wieder den Wärmeübergang k . In metrisches Maß umgerechnet, waren die Werte von k etwa die folgenden:

ca. 38° C. — Das Kühlwasser geht durch die Rohre einmal hin und einmal her.

10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
1 Stunde		Wasser					Temp.- Unt. ϑ_m ° C	Überg.-Zahl k	
WE für 1 qm	cbm für 1 qm	Liter in Sek.	Quer- schnitt qdm	Eintritt ° C	Austritt ° C	Geschw. m		beob- achtet WE	be- rechnet WE
49 618	1135	1104	25,6	18,4	24,9	4,324	20,99	2340	1816
33 394	707,5	500	„	18,7	28,2	1,95	19,92	1658	1159
17 889	260,1	439	„	17,4	23,3	1,714	36,46	492	485,4
52 333	717,1	471	37,3	4	23,6	1,263	41,49	1257	1312
35 105	1428	275	„	2	24,5	0,737	19,80	1749	1905
16 815	540	167,1	„	2	17,3	0,448	28,86	545	699,5
25 163	661,1	248,3	„	2	19,8	0,666	29,37	830	1007
50 150	1199	557,4	39,1	13	30	1,426	23,69	1996	1681
34 338	628,7	384,3	„	12	28	0,984	32,07	1069	1077
26 736	352,2	267	„	11	29	0,682	39,39	685	671
10 384	188,2	156,3	„	11,2	23,3	0,400	35,49	294	330
63 897	1040	336	33,38	6	36	0,977	31,16	2044	1862
23 308	688,7	134	„	5,5	37,6	0,402	22,13	1264	1104
16 846	351,2	118	„	4,5	26,2	0,353	31,53	532	533,4
9 228	157,8	71,9	„	5,6	25,2	0,216	36,63	254	276,5
46 433	873,3	143,5	28,5	10	29	1,745	35,66	1300	1390
32 096	548,9	285,7	„	9,5	24	1,000	38,04	794	982,9
8 378	102,2	359,5	„	15	18	1,258	45,59	184	202,5

Luftspannung bei 21° C 0 2,54 5,08 7,62 10,16 12,70 15,24 17,78 mm Q

Dampf		Wärmeübergangszahl k für 1 qm/St/° C.							
Temp.	Spann. mm								
27	27,5	408	275	158	141	131	125	125	125 WE.
38	48	750	566	412	355	331	307	282	268 „
49	90	960	783	624	543	496	455	418	411 „
60	148,7	1184	948	780	691	633	575	537	529 „

Von zahlreichen an Oberflächenverdichtern ausgeführten Versuchen berichtet Prof. E. Josse, Charlottenburg, in einem Vortrag in der schiffbautechnischen Gesellschaft 1908. Diese Versuche zeigten, daß die Übergangszahl k_c mit wachsender Bewegung des Kühlwassers, sei diese durch schnelles Strömen oder durch künstlich erzeugte Wirbelung hervorgerufen, wächst, sie zeigten aber auch, daß

an den Stellen des Verdichters, an denen sich Luft ansammelt, die Wärmeübertragung sehr gering ist und zwar um so geringer, je dünner die Luft ist.

An den Stellen der Verdichter, an denen im wesentlichen Dampf verflüssigt wurde, wurde gefunden, bei Wassergeschwindigkeiten:

$v=0,200$	0,390	1,00 m
$k_c=2000$	4000 ja bis	5380 WE.

Unten aber, da wo verdünnte Luft sich sammelt, zeigte sich:

bei $v=0,390$	0,250	0,20 m
$k_c=1000$ bis	500 ja bis	80 WE.

Beobachtung an Dampf-Luft-Gemischen finden sich in der Zeitschr. des Bayerischen Rev.-Vereins 1914 Nr. 11 u. 12 (15. 6. u. 30. 6): Aus kochenden Braupfannen, um ihre Wärme zu verwerten,

abgesaugte Luft- und Dampf-Gemische von	76°	—	81°	—	87° C
und zwar in 1 Stunde	1060	—	1050	—	1160 Kilo
wurden durch Vorwärmer von .	26	—	107	—	128 qm
gedrückt, die aus	Messing		Messing		Emailrohre
mit Durchmessern von	25 28		23/25		30/35 mm
bestanden. Es wurden hierdurch	15000		10672		9290 Kilo
Wasser in 1 Stunde von	25°	—	17°	—	10° C
„ „ „ „ auf	40°	—	63°	—	77° „
erwärmt im	Gleichstrom		Gegenstrom		Gegenstrom
wodurch sich der Dampf abkühlte					
auf	71°	—	57°	—	30 ÷ 40° C
Es war der Wasserquerschnitt .	7,35		13,64		0,953 qdm
Es war der Dampfquerschnitt ca.	20		200		42 „
Es war die Wassergeschwindigkeit	0,0567		0,0217		0,2709 „
Es war die Dampfgeschwindigkeit	5,5		4,4		1,92 m
Der Temperatur-Unterschied $\vartheta_m =$	41		28,8		16,4 ° C
Die daraus gefundene Zahl $k =$	211		158		296 WE
Der Nutzeffekt ca.	34,4		74,8		85,7 %

Diese Beobachtung zeigt wie sehr der Luftgehalt der Dämpfe den Wärmeübergang vermindert und daß dies um so weniger der Fall ist, je weniger Luft der Dampf enthält, denn nach Gleichung 311 würde für luftfreien Dampf das berechnete k sein = 699 — 780 — 648 WE.

d) Bestimmung der Kühlrohrabmessungen d und l .

Ebenso wie die Verdampfungsrohre (Abschnitt VIII, Tabelle 16) besteht auch für die Kondensationsrohre, in denen Dampf niedergeschlagen werden soll, das Bedürfnis, nicht nur ihre Kühlfläche H_c sondern auch ihre zweckmäßige Abmessung, d. h. ihre Länge und ihren Durchmesser zu bestimmen, da zu lange Rohre am Ende wirkungslos bleiben.

Aus der Bedingung, daß die von dem Kondensationsrohre in der Zeiteinheit an das Kühlwasser abgegebene Wärmemenge gleich sein muß der Verdampfungs- resp. Verflüssigungswärme des eingeführten Dampfes, entsteht die Gleichung:

$$H_c k_c \vartheta_{mc} = \frac{d^2 \pi}{4} v_a \cdot 3600 \cdot c \cdot \gamma \quad . \quad . \quad . \quad (321)$$

Die Werte für H_c und k_c eingesetzt

$$d \pi \cdot l \cdot 750 \cdot \sqrt[3]{v_a} \sqrt[3]{0,007 + v_f} \vartheta_{mc} = \frac{d^2 \pi}{4} v_a \cdot 3600 \cdot c \cdot \gamma$$

woraus dann folgt v_a ;

$$\frac{l}{d} = 1,2 \frac{c \cdot \gamma}{\vartheta_m} \frac{\sqrt[3]{v_a}}{\sqrt[3]{0,007 + v_f}} \quad . \quad . \quad . \quad (322)$$

Aus dieser Gleichung kann man für jeden speziellen Fall das vorteilhafteste Verhältnis der Länge zum Durchmesser der Verflüssigungsrohre bestimmen.

Die große Zahl der durch die vielen veränderlichen Faktoren möglichen Variationen bedingt auch hier eine beschränkte Auswahl der in eine Tabelle zu bannenden Fälle.

In der Tabelle 92 sind mit Hilfe der Gleichung (322) die Rohrverhältnisse $\frac{l}{d}$ zusammengestellt für zu verflüssigende Wasserdämpfe von 134° , 121° , 100° , 60° , 40° und Alkoholwasserdampf von 80° (= 86,3 Gew. - Proz. = 90,4 Vol. - Proz.), die mit $v_a = 4$ bis 64 m Geschwindigkeiten in die Rohre eintreten, für Wassergeschwindigkeiten von $v_f = 0,001$ —3,0 m und mittlere Temperatur - Unterschiede $\vartheta_m = 10^\circ$ bis 70° .

Bei der Benutzung der Tabellen verfährt man folgendermaßen:

Nach Feststellung der erwünschten Dampf-Eintritts-Geschwindigkeit v_a sucht man in Tabelle 87, durch eine leichte Rechnung den für das zu verflüssigende Dampfgewicht passenden Rohrdurch-

messer d . Aus den bekannten oder angenommenen Kühlwasser-Eintritts- und Austritts-Temperaturen ergibt ferner die Tabelle 84 den Temperatur-Unterschied in beiden Perioden: der Verflüssigung und Kühlung. Die Tabelle 92 lehrt hieraus das richtige Verhältnis der Rohrlänge zum Durchmesser.

Die Größe der für die Verflüssigungsflächen erforderlichen H_c kann dann aus den Rohrmaßen berechnet werden.

Die für die Kühlung erforderliche Fläche H_k ist aus dem II. Teil der Tabelle 86 abzulesen und für den Gebrauch mit 2 oder 3 zu multiplizieren.

Alle diese Angaben und Tabellen gelten für kupferne und messingene Rohre; für eiserne oder bleierne müssen die schon öfter erwähnten Zuschläge gemacht werden.

Enthalten die Flüssigkeiten oder die Dämpfe Öl, so ist, weil dies sich an die Wände legt und die Wärmeleitung sehr vermindert, die berechnete Heizfläche bei der Ausführung etwa zu verdoppeln.

Die Angaben beziehen sich nur auf Rohre von kreisrundem Querschnitt, weil dies die am meisten gebrauchten sind; für andere Rohre müssen andere Maße gewählt werden.

Es ist nicht vorteilhaft, die Rohrschlangen zu lang zu wählen, weil sonst die Reibung des durchfließenden und folglich der für seine Bewegung erforderliche Druck sehr wächst. Deshalb müssen in solchen Fällen zwei oder noch mehr Rohre parallel geschaltet, alle von gleicher Länge, angeordnet werden, durch die zusammen die Ströme an Dampf oder Flüssigkeit geführt werden.

Beispiel. Es sind 300 kg Dampf von 100° durch Wasser, das sich dadurch von 10° auf 70° erwärmt, zu verflüssigen und auf 20° abzukühlen.

Die Dampf-Eintritts-Geschwindigkeit nehmen wir mit ca. 40 m und die Kühlwasser-Anfangs-Geschwindigkeit $v_f = 0,001$ m an.

Nach Tabelle 87 gehen durch ein Rohr von 65 mm l. W. in 1 Stunde bei 42 m Geschwindigkeit 300 kg. Wir wählen das Rohr also 65 mm weit.

Die Tabelle 84 lehrt, daß unter den eben angeführten Umständen der mittlere Temperatur-Unterschied beim Verflüssigen $\vartheta_{mc} = 52,5^\circ$ und beim Kühlen $\vartheta_{nk} = 34,3^\circ$ ist.

So folgt aus Tabelle 92 (Interpolation) $\frac{l}{d} = 242$, daher ist die Rohrlänge für Verflüssigung: $l = 0,065 \cdot 242 = 15,73$ m, und die dafür erforderliche Fläche: $H_c = 3,21$.

Die Kühlfläche muß nach Tabelle 86 sein: $H_k = 3 \cdot 3 \cdot 1,15 = 10,50$ qm, d. h. das Rohr von 65 mm Drm. muß $l = 50,8$ m lang sein. Die ganze Verflüssigungs- und Kühlschlange hat also eine Länge von $15,73 + 50,8 = 66,53$ m und eine Fläche von $H_{ck} = 3,21 + 10,5 = 13,71$ qm.

Tabelle 92.

Wasser- Geschwindigkeit v_f	Mittlere Temp.- Differenz ϑ_m	Wasserdampf von 121° (2 Atm. abs.) Dampfeintritts-Geschwindig- keit v_d in m						Wasserdampf von 134° (3 Atm. abs.) Dampfeintritts-Geschwindig- keit v_d in m							
		4	9	16	25	36	49	64	4	9	16	25	36	49	64
m	° C	Verhältnis $\frac{l}{d}$						Verhältnis $\frac{l}{d}$							
0,020	90	60	90	120	150	180	210	240	88	132	174	220	264	308	350
	80	67	102	136	170	204	238	270	98	146	198	244	294	342	394
	70	76	114	154	190	228	266	308	112	168	224	280	336	392	450
	60	90	136	180	222	270	314	360	132	198	264	320	396	462	526
	50	108	162	216	270	324	378	432	158	236	316	394	474	580	630
	40	136	202	270	340	406	476	540	196	294	394	490	588	686	788
	30	180	270	360	490	540	630	720	264	396	526	660	792	924	1052
20	270	410	540	670	810	938	1080	394	590	788	980	1182	1372	1578	
0,210	90	30	45	60	75	90	105	120	44	66	87	110	132	154	175
	80	34	51	68	85	102	119	135	49	73	98	122	147	171	197
	70	38	57	77	95	114	133	154	56	84	112	140	168	196	225
	60	45	68	90	111	135	157	180	66	99	132	160	198	231	263
	50	54	81	108	135	162	189	216	79	118	158	197	237	275	315
	40	68	101	135	170	203	238	270	98	147	197	245	294	343	394
	30	90	135	180	245	270	315	360	132	198	263	330	396	462	526
20	135	205	270	335	405	469	540	197	295	394	490	591	686	789	
1,00	90	18	27	30	45	54	63	72	26	39	52	65	78	91	105
	80	20	30	40	50	60	70	81	29	43	59	72	87	101	118
	70	23	34	46	56	69	80	93	34	51	68	85	102	119	135
	60	27	40	54	67	81	94	108	39	58	79	97	117	129	158
	50	33	50	65	82	99	115	129	47	70	94	117	141	164	189
	40	40	60	81	100	120	140	162	59	88	118	147	177	206	236
	30	54	81	108	135	162	189	216	79	118	157	195	231	306	315
20	81	121	162	205	243	283	324	118	177	237	295	354	413	473	
3,00	90	10	15	21	25	30	35	42	19	28	37	47	57	66	73
	80	12	18	24	30	36	42	48	21	31	42	52	63	71	83
	70	14	21	28	35	42	49	55	24	36	47	60	72	84	94
	60	16	24	32	40	48	56	64	27	40	54	67	81	94	109
	50	19	28	38	47	57	68	76	33	50	66	82	99	115	131
	40	24	36	48	60	72	84	95	41	61	82	102	123	143	165
	30	32	48	64	80	96	112	127	55	82	110	137	165	178	219
20	47	71	95	117	141	164	190	83	125	165	206	249	290	329	

Tabelle 92.

Kühlwasser- Geschwindigkeit v_f	Temperatur- Differenz ϑ_m	Wasserdampf von 40° Dampf-Eintritts- Geschwindigkeit v_d							Kühlwasser- Geschwindigkeit v_f	Temperatur- Differenz ϑ_m	Alkoholwasserdampf von 80° = 86,3 Gew. % = 90 Volumen % Dampf-Eintritts- Geschwindigkeit					
		4	9	16	25	36	49	64			1	2	4	6	9	16
		Verhältnis $\frac{l}{d}$									Verhältnis $\frac{l}{d}$					
0,001	30	12	18	24	30	36	42	48	0,001	60	30,7	43	61	74	92	122
	20	18	27	36	45	54	63	72		50	37	52	74	89	111	148
	15	24	36	48	60	72	84	96		40	46	65	92	111	138	184
	10	36	54	72	90	108	126	144		30	61	85	122	146	183	244
0,009	30	9	14	19	23	28	33	37	0,009	60	24,5	34	49	59	73	98
	20	14	21	28	35	42	49	56		50	29	40	58	69	87	116
	15	19	28	37	46	56	65	74		40	37	52	74	89	111	148
	10	28	42	56	70	84	98	112		30	49	60	98	109	147	196
0,020	30	8	12	16	20	24	27	31	0,020	60	20,5	29	41	50	61	82
	20	12	18	24	30	35	41	47		50	24,6	34	49	59	74	98
	15	16	24	32	40	48	56	64		40	30,8	43	62	74	92	123
	10	24	35	47	59	71	83	94		30	41	58	82	99	123	164
0,210	30	4	6	8	10	12	14	16	0,210	60	10,2	15	20	25	31	41
	20	6	9	12	15	18	21	24		50	12,3	17	25	29	37	49
	15	8	12	16	20	24	28	32		40	15,3	21	31	36	46	61
	10	12	18	24	30	36	42	48		30	20,4	29	41	49	61	81
1,000	30	2,3	3,5	4,6	6	7,0	8,3	9,5	1,000	60	6,1	8,5	12	15	18	24
	20	3,5	5,3	7,1	8,9	10,6	12,5	14,0		50	7,4	10,4	15	18	22	29
	15	4,7	7,1	9,5	11,8	14,2	16,5	19,0		40	9,2	12,4	18	22	28	37
	10	7,1	10,6	14,2	17,7	19,3	21,8	28,4		30	12,3	17	25	29	37	49
									20	18,4	26	37	44	55	73	

Werden statt eines Rohres bei gleicher Dampfgeschwindigkeit deren

	2.	3.	6. gewählt
so zeigt die Tabelle 90	48	37,5	27,6 Dm.
Rohrlängen für Verflüssigung	10,64	9,01	6,21 m
Kühlfläche für Kühler	3 . 1,5 . 1,15	3 . 1 . 1,15	3 . 0,5 . 1,15 qm
	= 5,25	3,5	1,75 qm
Ganze Länge der Rohre	= 45,46	38,73	26,35 m

Da es unmöglich ist, alle vorkommenden Fälle zu vereinigen, so sind in der Tabelle 93 nur einige aus ihrer großen Zahl ausgewählt worden.

2. Die Oberflächen-Gefäß-Kondensatoren mit Luftkühlung.

In einigen, obgleich seltenen Fällen soll die Verflüssigung oder Kühlung vermitteltst Luft und nicht mit Wasser ausgeführt werden. Die Luft wird dann an den Kühlflächen durch künstliche Mittel (Ventilatoren) oder durch natürlichen Zug vorbeigeführt. In beiden Fällen ist es zunächst immer erwünscht, die Luftmenge zu kennen, die für die Entzischung einer bestimmten Wärmemenge erforderlich ist, um die Größe des Ventilators und die Weite der Kanäle zu bestimmen.

Es sei: L das Gewicht der Luft in kg, $\sigma_i = 0,2375$ ihre spezifische Wärme bei gleichbleibendem Druck, der hier wohl immer der der Atmosphäre ist, t ihre Anfangs- und t_e ihre Endtemperatur, C die übertragende Wärme in WE , so ist:

$$L = \frac{C}{\sigma_i \cdot (t - t_a)} \dots \dots \dots (323)$$

Wenn 100 WE von Luft aufgenommen werden sollen, so sind erforderlich, um diese zu erwärmen oder zu kühlen, um:

20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°	100°	
21,05	14,3	10,52	8,42	7,01	6,01	5,25	4,68	4,21	kg Luft.

Das Volumen der trockenen Luft hängt bei gleichbleibendem Druck (das ist hier der Fall) nur von ihrer Temperatur ab. 1 cbm trockene Luft von 60° wiegt bei 760 mm Barometerstand 1,293 kg, 1 kg Luft nimmt also in diesem Zustand den Raum ein von:

$$\frac{1000}{1,293} = 772 \text{ Liter.}$$

Die Volumenvermehrung der Luft geschieht proportional mit der Temperatur-Erhöhung vom absoluten Nullpunkt ab. 1 kg Luft von der Temperatur t_e nimmt also den Raum ein von:

$$a_i = \frac{1000 \cdot (273 + t_e)}{1,293 \cdot 273} = 272 \left(1 + \frac{t_e}{273} \right) \text{ Liter} \quad (324)$$

Tabelle 93.

Beispiele für die Abmessungen von Verflüssigungs- und Kühlrohren von Wasserdampf von 80°, für Geschwindig-

Rohrdurchmesser mm	10	15	20	25	30	35	40	50	60	70	80	90	100
Wasserdampf von 100°, Dampfeintrittsgeschwindigkeit $v_d = 40$ m Wassererwärmung v. 10°–70°, Wassergeschwindigkeit $v_f = 0,001$ m													
Niederschlag 10°, $\vartheta_{mc} = 52,5^\circ$, $\vartheta_{mk} = 27,4^\circ$, $\frac{l}{d} = 234,8$													
Kupferschlangen													
Das Rohr kondensiert stündlich Dampf kg	6,80	15,2	27,4	40,3	61,5	84,0	109	171	246	339	498	554	680
Für Verflüssigung } Länge	2,35	3,52	4,70	5,87	7,00	8,21	9,38	11,7	14,3	16,4	18,8	21,1	23,5
} qm	0,07	0,165	0,295	0,46	0,56	1,00	1,17	1,84	2,68	3,79	4,70	5,96	7,37
Für Kühlung } Länge	10,5	15,0	21,5	24,0	33,0	36,0	40,0	50,0	60,0	71,0	80,0	90,0	99,0
} qm	0,30	0,69	1,38	1,84	3,14	3,84	4,97	7,80	11,2	15,5	20,0	21,3	30,9
Ganze Rohrlänge l	13,0	18,5	26,2	29,8	40,0	44,2	49,5	62,0	74,5	87,4	98,8	111	123

Wasserdampf von 100°, Dampfeintrittsgeschwindigkeit $v_d = 20$ m Wassererwärmung v. 10°–70°, Wassergeschwindigkeit $v_f = 0,001$ m													
Niederschlag 15°, $\vartheta_{mc} = 52,5^\circ$, $\vartheta_{mk} = 27,4^\circ$, $\frac{l}{d} = 170$													
Vertikale Kühlrohre													
Das Rohr kondensiert stündlich Dampf kg	3,4	7,6	13,7	20,2	30,8	42,0	54,5	85,5	123	169	219	277	340
Für Verflüssigung } Länge	1,70	2,35	3,40	4,05	5,10	5,75	6,80	8,50	10,2	11,9	13,6	15,3	17,0
} qm	0,052	0,11	0,22	0,31	0,51	0,61	0,85	1,33	1,91	2,00	3,38	4,28	5,20
Für Kühlung } Länge	4,00	4,80	6,80	8,00	10,0	11,81	13,0	16,3	20,0	23,2	26,4	29,8	32,4
} qm	0,12	0,23	0,42	0,62	0,93	1,26	1,64	2,58	3,7	5,08	6,58	8,32	10,2
Ganze Rohrlänge l	5,70	7,15	9,1	12,0	15,1	17,6	19,8	25,0	30,2	35,5	40,0	45,5	49,4

Wasserdampf von 60°, Dampfeintrittsgeschwindigkeit $v_d = 40$ m Wassererwärmung v. 10°–40°, Wassergeschwindigkeit $v_f = 0,001$ m													
Niederschlag 15°, $\vartheta_{mc} = 31,7^\circ$, $\vartheta_{mk} = 19,2^\circ$, $\frac{l}{d} = 95$													
Vertikale Rohre													
Das Rohr kondensiert stündlich Dampf kg	1,48	3,30	5,70	9,20	13,2	17,2	23,6	37,2	52,2	71,6	97,4	120	146
Für Verflüssigung } Länge	0,95	1,43	1,90	2,38	2,85	3,33	3,80	4,75	5,70	6,65	7,60	8,55	9,50
} qm	0,03	0,07	0,12	0,18	0,28	0,37	0,45	0,74	1,06	1,46	1,90	2,39	3,00
Für Kühlung } Länge	1,10	1,75	2,20	2,80	3,20	4,00	4,40	5,60	6,60	7,70	8,80	10,0	11,1
} qm	0,034	0,08	0,13	0,22	0,30	0,41	0,55	0,88	1,28	1,68	2,22	2,84	3,46
Ganze Rohrlänge l	2,05	3,18	4,10	5,18	6,05	7,33	8,20	10,35	12,3	14,4	16,4	18,6	20,6

Tabelle 93.

10–100 mm Drm., bei Wasserdampf von 100°–60°–40° und Alkohol-
keiten von 40–20 und 2 m.

Bohrdurchmesser mm	10	15	20	25	30	35	40	50	60	70	80	90	100
Wasserdampf von 60°, Dampfeintrittsgeschwindigkeit $v_a = 20$ m Wassererwärmung v. 10°–40°, Wassergeschwindigkeit $v_f = 0,001$ m Niederschlag 15°, $\vartheta_{mc} = 31,7$, $\vartheta_{mk} = 19,2^\circ$, $\frac{l}{d} = 65$													
Vertikale Rohre													
Das Rohr kondensiert stündlich Dampf kg	0,74	1,66	2,86	4,62	6,60	8,64	11,8	18,6	26,6	35,8	47,2	60,0	73,2
Für Verflüsigung } Länge	0,65	0,97	1,30	1,63	1,95	2,27	2,6	3,25	3,90	4,55	5,10	5,85	6,50
} qm	0,02	0,04	0,08	0,12	0,19	0,25	0,33	0,51	0,73	1,00	1,27	1,63	2,00
Für Kühlung } Länge	0,55	0,88	1,10	1,40	1,60	2,00	2,20	2,80	3,30	3,90	4,40	5,00	5,50
} qm	0,02	0,04	0,07	0,11	0,16	0,21	0,28	0,44	0,73	0,84	1,11	1,42	1,73
Ganze Rohrlänge l	1,20	1,85	2,4	3,00	3,55	4,27	4,80	6,05	7,20	8,45	9,50	10,8	12,0
Wasserdampf von 40°, Dampfeintrittsgeschwindigkeit $v_a = 20$ m Wassererwärmung v. 10°–30°, Wassergeschwindigkeit $v_f = 0,001$ m Niederschlag 15°, $\vartheta_{mc} = 18^\circ$, $\vartheta_{mk} = 13,7^\circ$, $\frac{l}{d} = 45$													
Vertikale Rohre													
Das Rohr kondensiert stündlich Dampf kg	0,28	0,65	1,15	1,80	2,50	3,50	4,60	7,20	10,0	14,0	19,4	23,4	28,6
Für Verflüsigung } Länge	0,45	0,68	0,90	1,10	1,35	1,58	1,80	2,25	2,70	3,15	3,60	4,05	4,50
} qm	0,014	0,03	0,06	0,087	0,13	0,17	0,25	0,35	0,50	0,80	0,90	1,13	1,4
Für Kühlung } Länge	0,16	0,26	0,34	0,42	0,48	0,60	0,70	0,83	1,00	1,20	1,40	1,60	1,70
} qm	0,005	0,012	0,021	0,032	0,045	0,063	0,083	0,13	0,18	0,26	0,34	0,42	0,51
Ganze Rohrlänge l	0,61	0,94	1,24	1,55	1,83	2,18	2,50	3,05	3,70	4,35	5,00	5,65	6,20
Alkoholwasserdampf von 80°, Dampfeintrittsgeschwindigkeit $v_a = 2$ m Wassererwärmung v. 10°–60°, Wassergeschwindigkeit $v_f = 0,001$ m Niederschlag 12°, $\vartheta_{mc} = 36,6^\circ$, $\vartheta_{mk} = 17,4^\circ$, $\frac{l}{d} = 75$													
Vertikale Rohre													
Das Rohr kondensiert stündlich Dampf kg	0,78	1,76	3,10	4,80	7,00	9,60	12,5	20,0	28,0	38,0	50,0	63,6	78
Für Verflüsigung } Länge	0,75	1,13	1,50	1,88	2,25	2,63	3,00	3,75	4,50	5,25	6,00	6,75	7,50
} qm	0,023	0,052	0,095	0,15	0,22	0,28	0,38	0,58	0,84	1,16	1,50	1,87	2,3
Für Kühlung } Länge	0,7	1,06	1,40	1,80	2,0	2,50	4,40	5,10	6,25	7,00	8,10	9,90	10,5
} qm	0,022	0,05	0,084	0,13	0,19	0,25	0,51	0,81	1,17	1,59	2,03	2,75	3,15
Ganze Rohrlänge l	1,45	2,2	2,9	3,68	4,25	5,13	7,4	8,9	10,8	12,3	14,1	16,7	18
Schlangen													

Beispiel. Bei 50° und 760 mm Barometerstand nimmt 1 kg Luft den Raum ein von:

$$772 \left(1 - \frac{50}{273} \right) = 915 \text{ Litern.}$$

In der beigegebenen Tabelle 94 sind die nach Gleichung (323) berechneten Volumina von 1 kg trockener Luft α_t in Litern bei dem normalen Barometerstand von 760 mm, aber verschiedenen Temperaturen von -20° bis 400° verzeichnet. Die atmosphärische Luft enthält nun immer etwas Wasserdampf, und zwar bei 15° etwa $\frac{1}{2} - 1\%$ ihres Gewichtes. Die spezifische Wärme des Wasserdampfes ist $\sigma_d = 0,475$, also etwa doppelt so groß wie die der Luft, aber die geringe Menge des Dampfes in der Luft bewirkt nur eine so geringe Vermehrung ihres Wärme-Bedürfnisses bei Temperatur-Erhöhungen, daß wir sie für den vorliegenden Fall vernachlässigen können.

Tabelle 94.

Volumen α_t von 1 Kilo trockener Luft bei normalem Barometerstande von 760 mm und Temperaturen von -20° bis $+400^\circ$ C.

Temperatur der Luft ° C	1 Kilo Luft hat das Volumen von α_t Liter	Temperatur der Luft ° C	1 Kilo Luft hat das Volumen von α_t Liter	Temperatur der Luft ° C	1 Kilo Luft hat das Volumen von α_t Liter	Temperatur der Luft ° C	1 Kilo Luft hat das Volumen von α_t Liter	Temperatur der Luft ° C	1 Kilo Luft hat das Volumen von α_t Liter
-20	716	60	942	145	1183	235	1438	320	1679
-15	730	65	956	150	1197	240	1452	325	1693
-10	745	70	970	155	1211	245	1466	330	1708
-5	759	75	984	160	1225	250	1480	335	1721
+0	773	80	999	165	1249	255	1494	340	1736
+1	775	85	1013	170	1254	260	1509	345	1750
5	789	90	1027	175	1268	265	1513	350	1764
10	802	95	1038	180	1282	270	1537	355	1778
15	816	100	1056	185	1295	275	1551	360	1793
20	831	105	1070	190	1309	280	1565	365	1807
25	847	110	1084	195	1324	285	1579	370	1821
30	858	115	1098	200	1337	290	1594	375	1835
35	872	120	1112	205	1352	295	1608	380	1849
40	886	125	1126	210	1366	300	1623	385	1853
45	900	130	1140	220	1394	305	1637	390	1876
50	914	135	1154	225	1408	310	1651	395	1890
55	928	140	1169	230	1422	315	1665	400	1905

Bei 740 mm Barometerstand ist das Luftvolumen etwa 3% größer, bei 780 mm Barometer etwa 3% kleiner.

$$V_i = q \cdot v_i \cdot 3600 \cdot 10$$

$$q = \frac{V_i}{v_i \cdot 36000} \dots \dots \dots (326)$$

Um den Gang der Heizflächen- und Querschnitts-Bestimmungen zu verdeutlichen, soll hier ein Beispiel ausgerechnet werden.

Beispiel. Es sind 100 kg Dampf von 100° in einer Stunde zu verflüssigen und der Niederschlag auf 20° zu kühlen. Die kühlende Luft soll sich dabei von 15° auf 18° erwärmen.

Tabelle 95.

Kühlfläche H_i in qm, um in 1 Stunde 1000 WE durch Luftkühlung zu übertragen bei Luftgeschwindigkeiten von $v_i = 1-36$ m und mittleren Temperatur-Unterschieden von $\vartheta_m = 5-100^\circ$.

Mittlerer Temperatur-Unterschied zwischen Luft u. Kühlfläche ϑ_m	Luftgeschwindigkeit v_i in m pro Sek.								
	1	2	3	4	9	16	20	25	36
	Quadratmeter-Kühlfläche, um stündlich 1000 Kal. zu übertragen								
5	16,66	12,42	10,46	9,10	6,24	4,76	4,36	3,84	3,220
10	8,33	6,21	5,23	4,55	3,12	2,38	2,18	1,92	1,610
15	5,55	4,14	3,487	3,033	2,080	1,586	1,453	1,280	1,073
20	4,17	3,105	2,615	2,258	1,560	1,190	1,090	0,960	0,805
25	3,33	2,484	2,092	1,820	1,248	0,952	0,872	0,768	0,644
30	2,78	2,070	1,743	1,517	1,040	0,793	0,727	0,640	0,535
40	2,09	1,503	1,308	1,129	0,780	0,595	0,545	0,480	0,403
50	1,67	1,242	1,046	0,910	0,624	0,476	0,436	0,384	0,322
60	1,39	1,035	0,872	0,759	0,520	0,397	0,364	0,320	0,269
70	1,19	0,888	0,748	0,650	0,446	0,340	0,311	0,275	0,229
80	1,05	0,752	0,654	0,565	0,390	0,298	0,273	0,240	0,202
90	0,92	0,690	0,581	0,506	0,347	0,272	0,242	0,214	0,180
100	0,83	0,621	0,523	0,455	0,312	0,238	0,218	0,192	0,161

Um 100 kg Wasserdampf von 100° in Wasser von 100° zu verwandeln, sind ihm 100 (637-100) = 53 700 WE zu entziehen.

Um die gewonnenen 100 kg Niederschlag von 100° auf 20° zu kühlen sind ihm (100-20) 100=8000 WE zu entziehen, zusammen also

$$C = 53700 + 8000 = 61700 \text{ WE.}$$

Das zur Aufnahme dieser Wärme notwendige Luftgewicht ist nach Gleichung (322):

$$L = \frac{C}{\sigma_i(t_e = t_a)} = \frac{61700}{0,2375(80 - 15)} = 4000 \text{ Kilo Luft.}$$

4000 kg Luft von 15° haben nach Tabelle 94 ein Volumen von 3264000 Litern.

4000 kg Luft von 80° haben nach Tabelle 94 ein Volumen von 4000000 Litern.

Der mittlere Temperatur-Unterschied zwischen Dampf und Luft ist nach Tabelle 84: $\vartheta_m = 41,8^\circ$.

Der mittlere Temperatur-Unterschied zwischen Niederschlag und Luft ist nach Tabelle 84: $\vartheta_{mk} = 25,8^\circ$.

Nehmen wir eine Luftgeschwindigkeit von 20 m an, so sind nach Gleichung (325) zur Verflüssigung:

$$H_i = \frac{C}{zh \cdot \vartheta_m \cdot k_i} = \frac{53700}{1 \cdot 41,8 (2 + 10 \sqrt{20})} = 28,7 \text{ qm}$$

Kühlfläche erforderlich

(oder nach Tabelle 95 bei rund 40° Temperatur-Unterschied:

$$53,7 \cdot 0,545 \approx 29 \text{ qm}).$$

Zur Kühlung sind nötig: $\frac{8000}{25,8 (2 + 10 \sqrt{20})} = 6,64 \text{ qm}$ (oder nach

Tabelle 95 bei rund 25° Temperatur-Unterschied:

$$\frac{0,872 \cdot 8000}{5000} = 6,98 \text{ qm})$$

zusammen = rund 36 qm Kühlfläche.

Der Querschnitt, durch den die Luft mit 20 m Geschwindigkeit strömen soll, ist nach Gleichung (326) in Quadratdezimetern:

$$q = \frac{V_i}{v \cdot 3600} = \frac{3264000}{20 \cdot 3600} = 4,53 \text{ qdm.}$$

Eine Rohr-Heizfläche von 36 qm, die 4,53 qdm Querschnitt haben soll, besteht, wenn die Rohre 4000 mm lang sind, aus 147 Rohren von 20 mm lichter Weite.

Beobachtungen. Bei Automobilen ist der Benzinverbrauch etwa 0,22 bis 0,33 kg pro St. und PS. Ein kg Benzin verbrannt erzeugt 10500 bis 11500 WE, von denen etwa $\frac{1}{3}$ durch Kühlung entzogen wird. Das Wasser soll von 60 bis 80° auf 30 bis 40° gekühlt werden, wozu 0,3 bis 0,5, ja bis 1 qm Luftkühlfläche für 1 PS angewandt werden. Die Luft soll 10–20–30 m Geschwindigkeit haben und das Wasser öfter zum Sieden kommen.

J. S. V. Bickford (Engineering 31. III. 1905) schließt aus von ihm gemachten Versuchen, daß Automobilmaschinen für 1 St. und 1 PS im Mittel 0,375 kg Benzin (im Maximum 0,453) erfordern und daß von der im Mittel entwickelten Wärme 0,3 bis 0,35 durch den Kühler zu entziehen sind.

Er beobachtete an einem dünnen Blechgefäß mit Rippen (von 0,1035 qm ohne diese, 0,232 qm mit diesen), das mit Wasser von 93,3–99° gefüllt war, bei Geschwindigkeiten v der vorbeigeblasenen Luft von 15–16° (Kühlfläche für 1 PS = 0,34 qm) folgendes:

	$v = 0$	4,5	11	Meter	
Wärmeverlust für 1 St. und 1 qm	}	1500	3680	5900	WE glatte Fläche, blank
		1800	3680	5900	" " " berußt
		700	1957	3130	" Fläche und Rippen, blank
		800	2295	3700	" " " " berußt
		345	1080	1640	" nur die Rippen, blank
		365	1660	2970	" " " " berußt.

Ed. Heirmann (L'Automobile 1903) nimmt die mittlere Wassertemperatur = 70°, die mittlere Lufttemperatur = 20° an, also $\vartheta_m = 50$ und bestimmt $k = 18 \sqrt{r}$.

3. Die Oberflächen-Riesel-Verdichter.

In den Riesel-Verdichtern soll Wasserdampf von atmosphärischer oder geringerer Spannung oder andere Gase und Dämpfe verflüssigt, selten der Niederschlag auch noch gekühlt werden. Der zu verflüssigende Dampf strömt bei diesen Verflüssigern gleichzeitig durch eine Anzahl paralleler gerader oder gebogener, wagerechter lotrecht übereinander angeordneter Rohre, auf deren oberstes das gut verteilte Kühlwasser fließt, oder durch lotrecht gestellte Rohre. Das Wasser rieselt an den Außenwänden der Rohre herab und kommt unten warm an. Die Rohre haben meistens einander gleiche Abmessungen, aber da im ersten Fall das Kühlwasser die oberen Rohre kälter, die unteren Rohre wärmer umspült, so ist der Temperaturunterschied zwischen Dampf und Wasser oben größer als unten, die oberen Rohre verflüssigen daher mehr Dampf, ja sie kühlen den Niederschlag noch ab. Die oberen Rohre leisten daher mehr als die unteren.

Die dem Dampf durch Verflüssigung zu entziehende Wärmemenge C ist in jedem Falle bekannt.

$$C = D (c - t_a) \dots \dots \dots (327)$$

Die erforderliche Verdichter-Oberfläche H_c ergibt sich aus der bekannten Gleichung:

$$H_c = \frac{C}{k_c \cdot \vartheta_m} \dots \dots \dots (328)$$

Als Temperatur-Unterschied ϑ_m muß hier wohl für den ganzen Apparat die mittlere angegeben werden, die in bekannter Weise mit Hilfe der Tabelle 1 gefunden wird.

Die Wärmeübergangszahl darf für Kupfer- und Messingrohre angenommen werden:

$$k_c = 750 \sqrt[3]{v_d} \sqrt[3]{0,007 + v_f} \dots \dots \dots (329)$$

Für eiserne Rohre höchstens 0,75 mal so groß.

Da bei Rieselveidichtern oft eine sehr starke Inkrustation der Rohre außen und bisweilen auch eine Belegung der Rohre innen durch schleimige oder feste Absatzstoffe entsteht, so sinkt ihre Kühlwirkung häufig auf 0,5, ja auf 0,333 der ursprünglichen herab. Dies findet namentlich bei eisernen Rohren statt und muß wohl bei der Festsetzung der Abmessungen berücksichtigt werden.

Die Dampf-Eintritts-Geschwindigkeit v_d läßt sich in jedem Falle bestimmen aus dem Gewicht und Volumen des Dampfes und dem Querschnitt der Rohre.

Die Geschwindigkeit des herabrieselnden Kühlwassers v_f hängt ebenso wie bei den Rieselkühlern von der Menge ab, die stündlich über 1 m Länge des Apparates fließt und nimmt mit ihr zu.

Bei einigermaßen sparsamen Wasserverbrauch kann die Geschwindigkeit v_f der über die Oberfläche wagerechter Rohre rieselnden Wasserschicht mit nicht viel mehr als 0,200 m angenommen werden, so daß $\sqrt[3]{0,007 + v_f} = 0,6$ wird.

An lotrechten Rohren kann v_f etwa 0,400 m sein, so daß hier $\sqrt[3]{0,007 + v_f} = 0,74$ wird.

Das Verhältnis zwischen der Länge und dem Durchmesser der Rohre $\frac{l}{d}$ ergibt sich wie in ähnlichen früheren Fällen daraus, daß die durch die Kühlfläche stündlich übertragene Wärmemenge gleich sein muß der latenten Wärme des in 1 Stunde in das Rohr strömenden verflüssigten Dampfgewichtes

$$d \cdot \pi \cdot l \cdot k_c \cdot \mathfrak{S}_m = \frac{d^2 \pi}{4} v_d \cdot 3,600 \cdot \gamma \cdot (c - t_d)$$

$$\frac{l}{d} = \frac{v_d \cdot 3600 \cdot \gamma \cdot (c - t_d)}{4 \cdot k_c \cdot \mathfrak{S}_m}$$

In die Gleichung den Wert für k_c eingesetzt (Gleichung 329)

$$\frac{l}{d} = \frac{\sqrt[3]{v_d} 1,2 \cdot \gamma \cdot (c - t_d)}{\mathfrak{S}_m \sqrt[3]{0,007 + v_f}}$$

und da wir für wagerechte Rohre $\sqrt[3]{0,007 + v_f} = 0,6$ gesetzt haben

$$\frac{l}{d} = \frac{2 \cdot \sqrt[3]{v_d} \cdot \gamma \cdot (c - t_d)}{\mathfrak{S}_m} \dots \dots \dots (330)$$

Tabelle 96.

Erforderliche Riesel-Verdichterfläche H_c aus Kupfer oder Messing,
stündlich 100 kg Dampf von 1000° — 60° — 50° — 40°

Anfangstemperatur des Kühlwassers t_a	Dampf-Eintritts- Geschwindigkeit v_d	Mittlere Temp.- Unt. Kühl- wasser W Kühl- fläche H_c	Dampftemperatur t_d											
			100°		60°			50°			40°			
			Endtemperatur des Kühlwassers t_e											
			80°	90°	98°	40°	50°	58°	30°	40°	48°	20°	30°	38°
15°	25	ϑ_m	45	35	21,2	31	23,4	13,5	27	20	11,2	22,5	16,5	9,2
		W	830	733	651	23 0	1660	1350	3933	2360	1788	12500	4000	2610
		H_c	0,53	0,70	1,13	0,83	1,11	1,93	1,00	1,31	2,34	1,18	1,62	2,96
	50	$\frac{l}{d}$	73	94	155	24	32	56	18	24	43	14	19	33
		H_c	0,38	0,50	0,80	0,58	0,79	1,37	0,71	0,93	1,66	0,83	1,15	2,10
		$\frac{l}{d}$	102	131	217	33	44	78	25	33	60	20	27	46
20°	25	ϑ_m	43,2	33,6	20,8	28,8	21,6	12,7	25	18,3	10,3	—	14,4	7,8
		W	890	786	692	2900	1933	1525	5900	2950	2110	—	6000	3333
		H_c	0,55	0,72	1,15	0,90	1,18	2,03	1,05	1,40	2,55	—	1,85	3,42
	50	$\frac{l}{d}$	76	97	158	26	36	60	19	27	43	—	21	40
		H_c	0,39	0,51	0,82	0,64	0,84	1,44	0,74	1,00	1,80	—	1,31	2,42
		$\frac{l}{d}$	106	135	221	36	50	84	27	37	67	—	29	56
25°	25	ϑ_m	42	33	19,8	26,6	20	11,4	22,5	16,5	9,2	—	12,3	6,90
		W	982	846	740	3870	2320	1760	11800	3930	2580	—	12500	4616
		H_c	0,57	0,73	1,23	1,00	1,28	2,26	1,15	1,60	2,85	—	2,16	3,86
	50	$\frac{l}{d}$	78	99	165	29	39	66	22	31	54	—	25	44
		H_c	0,41	0,56	0,88	0,71	0,91	1,60	0,82	1,10	2,02	—	1,53	2,73
		$\frac{l}{d}$	109	139	231	40	51	92	30	43	75	—	35	61
30°	25	ϑ_m	40	31	18,9	24,6	18,3	10,4	—	14,4	7,8	—	—	5
		W	1080	917	800	5800	2900	2075	—	5900	3280	—	—	7500
		H_c	0,60	0,79	1,27	1,05	1,41	2,47	—	1,82	3,36	—	—	5,33
	50	$\frac{l}{d}$	82	105	175	31	41	75	—	33	65	—	—	60
		H_c	0,43	0,56	0,89	0,75	1,00	1,74	—	1,29	2,38	—	—	3,77
		$\frac{l}{d}$	114	149	245	43	57	105	—	46	91	—	—	84

Tabelle 96.

Kühlwasserbedarf W und mittlerer Temperatur-Unterschied ϑ_m um
 durch Kühlwasser von 15° — 50° zu verflüssigen.

Anfangstemperatur des Kühlwassers t_a	Dampf-Eintritts- Geschwindigkeit v_d	Mittlere Temp.- Unt. ϑ_m Kühl- wasser W Kühl- fläche H_c	Dampf Temperatur t_d											
			100°			60°			50°			40°		
			Endtemperatur des Kühlwassers t_e											
			80°	90°	98°	40°	50°	58°	30°	40°	48°	20°	30°	38°
35°	25	ϑ_m	38	29,2	18	22,5	16,5	9,2	—	12,3	6,4	—	—	2,3
		W	1200	1000	860	11600	3870	2522	—	11800	4540	—	—	20000
		H_c	0,63	0,82	1,33	1,10	1,58	2,81	—	2,13	4,10	—	—	8,00
	50	$\frac{l}{d}$	87	112	180	35	46	84	—	40	75	—	—	91
		H_c	0,45	0,58	0,80	0,78	1,12	2,00	—	1,51	2,90	—	—	5,7
		$\frac{l}{d}$	121	156	252	49	64	117	—	56	105	—	—	127
40°	25	ϑ_m	36	27,9	17,4	—	14,5	8	—	—	5	—	—	—
		W	1350	1080	930	—	5640	3130	—	—	9500	—	—	—
		H_c	0,67	0,87	1,40	—	1,80	3,10	—	—	5,25	—	—	—
	50	$\frac{l}{d}$	90	118	190	—	52	94	—	—	97	—	—	—
		H_c	0,51	0,66	1,60	—	1,37	2,70	—	—	4,01	—	—	—
		$\frac{l}{d}$	126	165	266	—	88	131	—	—	135	—	—	—
45°	25	ϑ_m	34,6	26,4	16	—	12	6,6	—	—	3,3	—	—	—
		W	1540	1200	1020	—	11280	4340	—	—	57000	—	—	—
		H_c	0,71	0,91	1,50	—	2,16	3,95	—	—	8,00	—	—	—
	50	$\frac{l}{d}$	95	124	200	—	63	114	—	—	147	—	—	—
		H_c	0,54	0,71	1,16	—	1,65	3,00	—	—	6,10	—	—	—
		$\frac{l}{d}$	142	173	280	—	88	159	—	—	195	—	—	—
50°	25	ϑ_m	32,5	25	15	—	—	—	—	—	—	—	—	—
		W	1800	1350	1125	—	—	—	—	—	—	—	—	—
		H_c	0,74	0,95	1,60	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	50	$\frac{l}{d}$	100	135	220	—	—	—	—	—	—	—	—	—
		H_c	0,57	0,78	1,23	—	—	—	—	—	—	—	—	—
		$\frac{l}{d}$	40	183	308	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Kühlflächen aus Eisen müssen wenigstens 1,33 mal so groß sein.

Beobachtung. 8000 kg Dampf von 640—650 mm Luftleere (58,5°) wurden stündlich durch 500 lotrechte eiserne Rohre von 40 mm I. W. 4000 m Länge verflüssigt. Die durchschnittliche Kühlwasser-Temperatur war = 45°—47°. Die Kühlfläche 250 qm.

Die stündlich zu übertragende Wärme war:

$$C = 8000 \cdot (623 - 53,5) = 4556\,000 \text{ WE}$$

Das sekundlich in die Rohre eintretende Dampf-Volumen war:

$$V_d = \frac{8000 \cdot 9510}{3600} = 21140 \text{ Liter.}$$

Der freie Querschnitt der 500 Rohre betrug:

$$q = 0,125 \cdot 500 = 62,5 \text{ qdm,}$$

daher die Dampf-Eintritts-Geschwindigkeit.

$$v_d = \frac{21140}{62,5 \cdot 10} = 33,9 \text{ m}$$

Die Geschwindigkeit des herabrieselnden Wassers war (lotrechte Rohre) etwa 0,400 m, folglich die Wärmeübergangszahl für Kupfer:

$$k_c = 750 \cdot \sqrt[3]{33,9 \cdot \sqrt[3]{0,007 + 0,400}} = 3232$$

Da hier aber eiserne Rohre angewendet waren, so ist:

$$k_c = \frac{3}{4} \cdot 3232 = 2424$$

Der Temperatur-Unterschied war: ϑ_m 53,5—46 = 7,5°.

Folglich die berechnete Kühlfläche:

$$H_c = \frac{4\,556\,000}{2424 \cdot 7,5} = 250 \text{ qm}$$

was mit der wirklichen Kühlfläche von 250 qm genau genug stimmt.

Die beigefügte Tabelle 96 gibt für eine Anzahl von Fällen die erforderliche Kühlfläche (in Kupferrohren) für die stündliche Verflüssigung von 100 kg Dampf verschiedener Spannung, der mit 25 oder 50 m Geschwindigkeit die Rohre betritt und für Kühlwasser von 15° bis 50°.

Gewöhnlich verläßt der Niederschlag den Verdichter nicht viel kälter als mit der Temperatur des Dampfes; ist aber eine erhebliche Kühlung des Niederschlags beabsichtigt, so muß die Kühlfläche entsprechend vergrößert werden.

Der angegebene Kühlwasserverbrauch W ist der theoretische. Er wird in Wirklichkeit der Verdunstung wegen 3—5 % geringer, der unvermeidlichen Verspritzung wegen aber etwas größer sein.

XVIII. Die Erwärmung der Flüssigkeiten durch Dampf.

A. Gleichbleibende Flüssigkeitsmenge.

1. Dampfheizschlangen oder Rohrsysteme in der zu erwärmenden Flüssigkeit.

Über die Erwärmung der Flüssigkeiten durch Dampf sind schon an anderer Stelle dieser Blätter einige Notizen gebracht worden (Abschnitt VIII). Der zur Erwärmung von Flüssigkeiten verwendete Dampf (wenn er nicht überhitzt ist, ein Fall, den wir seiner großen Seltenheit wegen, hier nicht berühren), muß sich verflüssigen und bisweilen seinen Niederschlag abkühlen. Das Gewicht des für die Erwärmung einer bestimmten Flüssigkeitsmenge und bestimmte Grade erforderlichen Wasserdampfes kann in jedem Falle angegeben werden. Daher, und weil es nach dem bisherigen Gang unserer Betrachtungen bequem ist, gehen wir zur Festsetzung der erforderlichen Heizfläche davon aus, daß zunächst das zur Erwärmung nötige Dampfgewicht bestimmt und dann daraus die für die Verflüssigung erforderliche Fläche berechnet wird.

Das Dampfgewicht D , um F . kg einer Flüssigkeit mit der spezifischen Wärme σ_f von t_{fw} zu erwärmen, ist:

$$D = \frac{F \cdot \sigma_f (t_{fw} - t_{fk})}{640 - \left(\frac{t_{fw} + t_{fk}}{2} \right)} \quad \dots \quad (331)$$

Beispiel. Um $F = 100$ kg Wasser von 30° auf 90° zu erwärmen, sind $100(90 - 30) = 6000$ WE erforderlich.

Wird angenommen, daß das Dampfwasser mit der mittleren Flüssigkeits-Temperatur $\frac{t_{fw} + t_{fk}}{2} = \frac{90 + 30}{2} = 60^\circ$ abgeht, so gibt 1 kg Dampf $640 - 60 = 580$ WE ab und es sind $D = \frac{6000}{580} = 10,346$ kg Dampf nötig.

Der Temperatur-Unterschied zwischen dem Dampf und der zu erwärmenden Flüssigkeit nimmt mit deren fortschreitender Erwärmung ab, und es ist aus den früheren Erörterungen klar, daß der mittlere Temperatur-Unterschied aus der größten am Anfang ϑ_a und der kleinsten am Ende ϑ_e nach dem im Abschnitt I, Tabelle 1 Gesagten bestimmt werden kann.

Beispiel. Hat der Heißdampf 100° , so ist bei den Annahmen des Beispiels $\vartheta_a = 100^\circ - 30^\circ = 70^\circ$; $\vartheta_e = 100^\circ - 90^\circ = 10^\circ$ folglich:

$$\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a} = \frac{10}{70} = 0,143.$$

Der mittlere Temperatur-Unterschied ist dann nach Tabelle 1:

$$\vartheta_m = 0,442 \vartheta_a = 0,442 \cdot 70 = 30,94^\circ.$$

Tabelle 97.

Erforderliche Wärme: WE . Erforderliches Dampfgewicht: D .
Mittlere Temperatur-Unterschiede: ϑ_m zwischen Dampf und Wasser, um
100 kg Wasser von der Temperatur t_a auf die höhere t_e zu erwärmen.

Anfangstemperatur des Wassers t_a	Heizdampf		Wärme- Einheit WE	Endtemperatur des erwärmten Wassers t_e (für $\sigma = 1$)									
	Spannung Atm. abs.	Temperatur t_d		Dampf- gewicht D	Mittlere Temp.-Unt. ϑ_m	30	40	50	60	70	80		90
10	1 1,5 2 3	100° 111° 121° 134°	$WE =$	2000	3000	4000	5000	6000	7000	8000	9000	WE	
			$D =$	3,3	5,5	7,0	9,0	10,5	12,5	14,5	16,7	kg	
			$\vartheta_m =$	81	75	67	62	54	46	36	—	°C	
			"	90	85	79	72	55	60	50	40	"	
20	1 1,5 2 3	100° 111° 121° 134°	$WE =$	1000	2000	3000	4000	5000	6000	7000	8000	WE	
			$D =$	1,7	3,3	5,5	7,2	8,7	11,0	12,7	14,8	kg	
			$\vartheta_m =$	73	69	64	57	52	43	33	—	°C	
			"	85	81	75	69	61	54	46	37	"	
30	1 1,5 2 3	100° 111° 121° 134°	$WE =$	—	1000	2000	3000	4000	5000	6000	7000	WE	
			$D =$	—	1,7	3,5	5,5	7,0	9,1	10,9	13,0	kg	
			$\vartheta_m =$	—	64	59	55	46	40	30	—	°C	
			"	—	75	72	65	58	51	43	35	"	
40	1 1,5 2 3	100° 111° 121° 134°	$WE =$	—	—	1000	2000	3000	4000	5000	6000	WE	
			$D =$	—	—	1,75	3,7	5,3	7,2	9,1	11,1	kg	
			$\vartheta_m =$	—	—	54	50	43	35	28	—	°C	
			"	—	—	64	58	54	45	41	32	"	
50	1 1,5 2 3	100° 111° 121° 134°	$WE =$	—	—	—	1000	2000	3000	4000	5000	WE	
			$D =$	—	—	—	1,8	3,5	5,5	7,2	9,2	kg	
			$\vartheta_m =$	—	—	—	45	39	32	25	—	°C	
			"	—	—	—	54	50	43	36	29	"	
60	1 1,5 2 3	100° 111° 121° 134°	$WE =$	—	—	—	—	1000	2000	3000	4000	WE	
			$D =$	—	—	—	—	1,7	3,7	5,5	7,3	kg	
			$\vartheta_m =$	—	—	—	—	35	29	22	—	°C	
			"	—	—	—	—	45	39	32	25	"	
	1 1,5 2 3	100° 111° 121° 134°	"	—	—	—	—	54	50	43	36	"	
			"	—	—	—	—	79	74	68	62	57	"
			"	—	—	—	—	—	—	—	—	—	"
			"	—	—	—	—	70	62	57	51	"	

Die hier beigefügte Tabelle 97 gibt für eine Anzahl von Fällen die zur Erwärmung von 100 kg Wasser erforderlichen Wärmeeinheiten, den Dampfverbrauch und die mittlere Temperatur - Unterschiede an.

Soll das Erwärmungsgefäß mit Schlangen oder Rohrsystemen versehen werden, durch die der Heizdampf strömt, so darf dessen Eintritts-Geschwindigkeit v_d meistens frei gewählt werden. (30—40 m für Schlangen, 10—20 m für kurze vertikale Rohre werden passend sein.) Aus dieser und dem stündlichen Dampfverbrauch D hilft die Tabelle 90 den geeigneten Durchmesser des oder der Heizrohre bestimmen.

Der Rohrdurchmesser, der bekannte Temperatur-Unterschied und die bekannte Eintritts - Geschwindigkeit geben dann mit Hilfe der Gleichung (321) und der Tabelle 92 die erforderliche Rohrlänge und daraus die Kühlfläche H_e , wenn die Geschwindigkeit der um das Rohr sich bewegenden Flüssigkeiten bekannt ist. Ist diese Geschwindigkeit nicht bekannt, so ist zu empfehlen, in die Gleichung

$H_e = \frac{G}{k_e \vartheta_m}$ den kleineren Wert von k_e aus Gleichung (332) zu setzen.

Wird die Flüssigkeit nicht künstlich über die Heizflächen getrieben, so nimmt die Schnelligkeit ihrer Bewegung um diese Fläche (Konvektion) zu mit ihrer Temperatur-Zunahme. Das wirkliche Maß ihrer Geschwindigkeit ist dabei abhängig von der Gestalt und den Abmessungen des umhüllenden Gefäßes und der Verteilung der Heizfläche (die natürlich stets unten angeordnet wird).

Die durchschnittliche Flüssigkeits-Geschwindigkeit um die Heizfläche mag bei der Erwärmung ohne Rührwerk in den verschiedenen Fällen etwa zwischen $v_f = 0,02$ und $0,300$ m schwanken, wobei die kleineren Zahlen für größere Gefäße und niedrigere Flüssigkeits-Temperaturen unter 60^0 , die größeren für kleinere Gefäße und höhere Flüssigkeits-Temperaturen ($60—100^0$) gelten.

Die Wärmeübergangszahl darf hier angenommen werden, für Dampf-Heizschlangen, die zur Erwärmung ohne Rührwerk dienen:

$$k_e = 225 \sqrt{v_d} \text{ bis } 450 \sqrt{v_d} (332)$$

Der Querschnitt des Dampf-Einganges wurde mit Hilfe der Tabelle 17 gewählt.

Wenn die Bewegung der Flüssigkeit durch ein Rührwerk künstlich befördert werden soll, so kann ihre Geschwindigkeit

einigermaßen bestimmt werden. Sie betrage 1—3 m. Größere Geschwindigkeit hat keinen erheblichen Vorteil, denn die Wärmeübertragung nimmt dadurch nicht in sehr großem Maße zu, während die erforderliche Bewegungsarbeit erheblich wächst. Das Rührwerk soll natürlich so eingerichtet sein, daß es möglichst immer neue Flüssigkeitsteile an die Heizfläche führt.

Die Wärmeübergangszahl für Erwärmung dünner Flüssigkeiten, die durch ein Rührwerk oder auf andere Weise künstlich bewegt werden, durch Dampf in Kupferrohren ist:

$$k_s = 750 \sqrt{v_a} \sqrt[3]{0,007 + v_f} \quad \quad (333)$$

Die durch ein Rührwerk erzielte wirkliche Flüssigkeits-Geschwindigkeit ist übrigens nicht immer leicht weder vor noch nach der Ausführung zu bestimmen.

Notwendiger noch als bei dünnen und leicht beweglichen Stoffen ist die Anwendung der Rührwerke bei Erwärmung und bei Kühlung dicker, zäher, öligter Massen, die selbst durch sehr ungleiche Erwärmung nicht zu rascher Zirkulation veranlaßt werden, und ferner solcher Flüssigkeiten, die Schaden leiden, wenn ihre Teile zu nahe bis an die Temperatur der Heizflächen erwärmt werden.

Versuche über die Einwirkung eines Rührwerks auf die Vergrößerung der Wärmeübergangszahl k hat v. Than¹⁾ ausgeführt. In einem Gefäß von 420 mm Dm. und 450 mm Höhe, in das unten kaltes Wasser eintrat und oben erwärmt austrat, lag eine Schlange von drei Windungen von 330 Dm. aus Kupferrohr von 27,85 i. Dm., 30,32 ä. Dm., 3290 Länge, 0,2922 qm. Durch dieses floß warmes Wasser von oben nach unten. Ein Rührwerk aus einer lotrechten Welle mit Flügeln bestehend, dem drei voneinander etwas verschiedene Formen I, II, III gegeben werden konnten, bewegte das Wasser im Kreise, in dem es sich 0÷60 mal in 1 Minute drehte. Die Eintrittstemperatur des kalten Wassers schwankte zwischen 5,24÷7,27°, die seines Austritts von 10,37÷13,04°, die Temperatur-Erhöhung war also 4,28÷6,9° C. Das warme Wasser hatte oben 22,95÷25,3° und unten 18,28÷19,7°. Die Temperatur-Erniedrigung war also 3,93÷6,35°, der mittlere Temperatur-Unterschied ϑ_m 11,92÷13,38°.

¹⁾ Dipl.-Ing. E. v. Than, Versuche über den Einfluß von Rührwellen auf den Wärmeübergang. Z. f. d. g. Kälteindustrie 1908. Heft 3, S. 41. (Laborat. v. Prof. Dr. R. Mollier, Dresden).

Tabelle 98.

Wärmeübergangszahl k zwischen warmem Wasser in einem Kupferrohr fließend und kaltem durch Rührwerke in 3 Formen I, II, III mit $n = 0 \div 60$ Umdrehungen in 1 Min. bewegtem Wasser (E. v. Than).

Umdrehungen n	Rührwerksformen			Umdrehungen n	Rührwerksformen		
	I	II	III		I	II	III
0	WE 218	WE 220	WE 231	32,2	—	313	—
5,7	233	—	—	33,6	—	—	311
9,5	—	250	—	38,0	327	—	—
11,1	—	—	256	41,9	—	—	329
12,1	263	—	—	46,5	—	322	—
19,1	287	—	—	52,1	—	—	340
21,2	292	—	—	56,5	334	—	—
22,3	—	292	—	58,6	—	323	—
24,7	—	—	301	62,8	—	—	345

Es kann aus diesen Versuchen erkannt werden, daß bei nicht sehr großen Temperatur-Unterschieden ϑ_m die Wärmeübergangszahl k mit der Umdrehungszahl bei allen Rührwerksformen etwa gleichmäßig wächst und daß dies Wachstum bei 60 Umdrehungen in 1 Minute etwa seine Grenze erreicht hat, d. h. schon bei weniger als 1 m Geschwindigkeit der kalten Flüssigkeit.

Strömt nicht warmes Wasser sondern Dampf durch das heizende Rohr, so treten andere noch nicht geklärte Verhältnisse ein.

Beispiel. 5000 Liter Wasser sind in 1 Stunde von 20° auf 80° durch Dampf von 100° vermittelt eines Heizrohres zu erwärmen.

Nach der Tabelle 97 sind zu dieser Leistung $60 \cdot 5000 = 300000$ WE, d. h. 11,50 = 550 kg Dampf erforderlich. Der mittlere Temperatur-Unterschied ist 43° .

Die Dampf-Eintrittsgeschwindigkeit wählen wir = 40 m. Den Heizrohrdurchmesser setzen wir gleich 90 mm, denn nach Tabelle 90 gehen durch ein Rohr von 90 l W. in 1 Stunde $13,9 \cdot 40 = 556$ kg Dampf.

Ist kein Rührwerk in dem Gefäß angebracht, so nehmen wir als wahrscheinliche Geschwindigkeit des Wassers um das Heizrohr 0,020 m an und finden dann aus der Tabelle 75 (Interpolation) die erforderliche Rohrlänge:

$$l = 194 \cdot 0,090 = 17,46 \text{ m}$$

und die Heizfläche:

$$H_s = d \cdot \pi \cdot l = 4,92 \text{ qm.}$$

Das Dampf-Eintrittsventil sei 65, besser 80 mm weit.

Ist ein Rührwerk, das die Flüssigkeit mit einer Geschwindigkeit von 1 m an der Heizfläche vorbeitreibt, in dem Erwärmungs-Gefäß angebracht, so ist unter übrigen gleichen Umständen nach Tabelle 92 das Verhältnis $\frac{l}{d} = 66$ und folglich $l = 66 \cdot 0,090 = 5,94$ m und hieraus die Heizfläche $H = 1,69$ qm. Ein Rührwerk vermindert, wie ersichtlich, die erforderliche Heizfläche erheblich.

Beobachtung. (Zentralbl. f. d. Zuckerindustrie 26. 10. 07. Nr. 4) Czapikowski, Rotierende Heizfläche in liegendem Vakuum i. d. Zuckerrfabrik Karlowka (Rußland). Heizfläche 55 qm. In 6 Stunden wurden 43650 Kilo Saft von $65 \div 66^\circ$ Bx zu 30000 Kilo Füllmasse von 96° Bx (durch Verdampfung von 13625 Kilo Wasser) eingedickt. Dampfverbrauch 14193 kg von $110,3^\circ$: Kondensat $76,75^\circ$. Also verdampfte 1 qm/st = 44,3 kg Wasser. $\vartheta_m = 33,5^\circ$. $K = 775$ WE.

2. Doppelböden.

Über die Erwärmung einer bestimmten Flüssigkeitsmenge von einer niedrigen auf einer höheren Temperatur in Gefäßen mit Doppelboden ist das Erforderliche im Abschnitt VII C gesagt worden, daher kann hierauf verwiesen werden.

B. Ununterbrochener Ein- und Ablauf der zu erwärmenden Flüssigkeit.

1. Dampfheizschlangen oder Rohrsysteme (Rohrbündel).

Findet in ein Gefäß, in dem sich eine Heizdampfschlange oder ein Heizrohrbündel befindet, ein ununterbrochener Zufluß und Abfluß der zu erwärmenden Flüssigkeit statt, so ist ihre Geschwindigkeit v_f an der Heizfläche vorbei bekannt.

Auch die Dampf-Eintrittsgeschwindigkeit v_d in die Heizkörper, die aus Rohren bestehen, ist bestimmt oder kann gewählt werden. Wird nicht aller in die Rohre geführter Dampf darin niedergeschlagen, sondern strömt ein Teil davon ab, so ist in die Gleichung von k_ε für v_d die Summe seiner Eintritts- und Austrittsgeschwindigkeit einzusetzen.

Es ist:

$$k_\varepsilon = 750 \sqrt{v_d \sqrt{0,007 + v_f}} \quad . \quad . \quad . \quad (334)$$

Aus den bekannten Temperatur-Unterschieden beim Eintritt und beim Austritt der Flüssigkeit ergibt sich nach Tabelle 1 der mittlere Temperatur-Unterschied ϑ_m .

Die zu übertragende Wärmemenge ist:

$$C = F \cdot \sigma_f (t_w - t_k) \quad . \quad . \quad . \quad (335)$$

und die Heizfläche:

$$H_\epsilon = \frac{C}{k_\epsilon \cdot \vartheta_m}$$

Der Verbrauch an Heizdampf nach Gleichung (331):

$$D = \frac{F \cdot \sigma_f (t_{fw} - t_{fk})}{640 - \left(\frac{t_{fw} - t_{fk}}{2}\right)} \dots \dots \dots (336)$$

Beispiel. Es sollen stündlich 20000 Liter Wasser von 10° auf 60°, das mit $v_f = 0,20$ m Geschwindigkeit an der Heizfläche vorbeifließt, durch Heizdampf von 3 Atm. abs. erwärmt werden.

Es sind stündlich $C = 20000 (60 - 10) = 1000000$ WE zu übertragen und dazu $D = \frac{20000 (60 - 10)}{640 - \left(\frac{60 + 10}{2}\right)} = 1627$ kg Dampf erforderlich.

Der Dampf hat die Temperatur $t_d = 134^\circ$ (statt dessen gesetzt 130°).
 Der Temperatur-Unterschied am Anfang ist $\vartheta_a = 130^\circ - 10 = 120^\circ$
 „ „ „ Ende „ $\vartheta_e = 130^\circ - 60 = 70^\circ$
 also der mittlere Temperatur-Unterschied nach Tabelle 1, da $\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a} = \frac{70}{120} = 0,583$ ist; $\vartheta_m 0,77 \cdot 120 = 92,4^\circ$.

Der Heizdampf werde ganz niedergeschlagen und seine Eintrittsgeschwindigkeit sei $v_d = 20$ m, so ist:

$$k_\epsilon = 750 \cdot \sqrt[3]{20 \sqrt{0,007 + 0,200}} = 1984$$

folglich die Heizfläche:

$$H_\epsilon = \frac{1000000}{92,4 \cdot 1984} = 5,45 \text{ qm.}$$

Um stündlich 1627 Kilo Dampf mit 20 m Geschwindigkeit eintreten zu lassen, sind nach Tabelle 90 erforderlich 7 Rohre von 50 mm und um daraus 5,45 qm zu bilden, muß jedes Rohr $l = 5$ m Länge haben.

Beobachtungen. 1. Vorwärmer von 100 qm. In ein liegendes, rundes zylindrisches Gefäß, strömt oben an einem Ende Dampf von 100°,

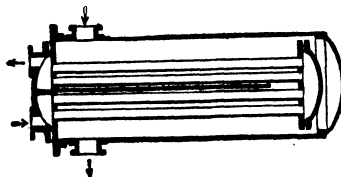


Abb. 44.

der durch eine wagerechte Scheidewand zum Hin- und Hergang gezwungen wird. Im Gefäß sind Bündel von wagrechten Messingrohren (164 Stück 50a) angeordnet. Das zu erwärmende Wasser fließt durch Bündel von je 30 resp. 52 Stück im Zickzack. Das Dampfwater geht mit 100° ab.

Es wurde beobachtet in je einer Stunde:

5460 kg Wasser von 12 bis 99° erwärmt durch 900 kg Dampf = 475 020 WE
6240 " " " 12 " 98,5° " " 1000 " " = 539 760 "
9530 " " " 12 " 95° " " 1500 " " = 790 990 "

dabei war:

Mittlere Wassergeschwindigkeit $v_f = 0,0217$	
" " " " $v_f = 0,025$	
" " " " $v_f = 0,0377$	
Mittlere Dampfgeschwindigkeit $v_d = 0,488$	
" " " " $v_d = 0,533$	
" " " " $v_d = 0,800$	
Mittlerer Temperatur-Unterschied $\vartheta_m = 19$	
" " " " $\vartheta_m = 21$	
" " " " $\vartheta_m = 29$	
beobachtet kg = 250	berechnet kg = 239 nach Gl.: (329)
= 257	= 243
= 273	= 267,5

2. Vorwärmer von 66 qm, Bauweise wie vorher. 10576 Liter Wasser strömen stündlich durch (im Mittel) 28 1/2 Messingrohre von 46,4 × 50 ($v_f = 0,061$) und werden erwärmt von 60 auf 95° ($C = 370\,160$) durch Heizdampf von 100°, der auch mit 100° austritt. Eintrittsgeschwindigkeit gut $v_d = 1$ m. Da $\frac{\vartheta_a}{\vartheta_e} = \frac{5}{40} = 0,125$ ist, folgt $\vartheta_m = 40 \cdot 0,424 = 16,96$ und $k_e = \frac{C}{H \vartheta_m} = \frac{370\,160}{66 \cdot 16,96} = 329$ WE. Berechnet nach Gleichung 329 erscheint $k_e = 750 \sqrt[3]{0,007 + 0,061} = 306$ WE.

Beobachtungen. Durch 3 vertikale Abraham-Vorwärmer mit je 54 eisernen Heizrohren 40 × 44,5 — 3490 lang (3 · 34 = 72 qm) wurden durch Dampf von 100° um die Rohre in 1 St. 73 680 Liter Zuckersaft von 60 auf 88° erwärmt. Da $\frac{100-88}{100-60} = 0,3$, ist $\vartheta_m = 40 \cdot 0,583 = 23,32^\circ$ folglich beobachtet: $k_e = \frac{73\,680 \cdot 28}{72 \cdot 23,32} = 1223$ WE.

Das innere Rohr hat 32 mm außen, der Draht 4 mm Dicke, Steigung 35 mm, also ist der freie Querschnitt für den Saft = (0,1256 — 0,0804) 54 · 3 = 7,32 qdm; daher $v_f = 0,28$ m/Sek. Dampfeintrittsgeschwindigkeit zirka 5,4 m, folglich nach Gleichung (329), Tabelle 85 berechnet $k_e = 750 \cdot \sqrt[3]{5,4} \sqrt[3]{0,287} = 1147$. Das beobachtete k ist etwas größer, wohl weil durch die mechanische Bewegung v_f noch größer als 0,28 war.

In 5 parallele eiserne Schlangenrohre 30 × 38, zusammen 219 m = 19,78 qm in., 25,0 qm auß., strömt in 1 St. 183,6 kg Ammoniakgas (= 30,6 Kubikmeter à 6 Kilo bei 8 Atm.), das auf 66° überhitzt ist (18,5° Kondensationstemperatur), mit $v = 2,43$ m Geschwindigkeit. Außen fließt Kühlwasser mit $v_f = 0,04$ m sich von 7,9 — 15,1° erwärmend

Wärmeabgabe bei der Verflüssigung = 45 300 WE

Dabei: $\vartheta_m = 6,8^\circ$. Also beobachtet: $k_e = \frac{45\,300}{6,8 \cdot 25} = 264,5 WE$

berechnet: $k_e = 750 \sqrt{2,43} \sqrt[3]{0,011} = 260 WE$

Vorwärmer. Eisenmantel. Durch 21 Kupferrohre 60 l W. von zusammen 9,5 qm Heizfläche strömen nacheinander in einer Stunde $w = 12470$ Liter Wasser mit $v_f = 1,225$ m Geschwindigkeit und erwärmen sich dabei von 6° auf 90° . Der Heizedampf von 0,15 Atm. = $103,8$ C tritt mit $v_d = 10,6$ m ein und strömt teils mit, teils gegen das Wasser. Temperatur-Unterschied $\vartheta_m = 42,2^\circ$. Dies gibt beobachtet $k = 2610 WE$ für St./qm, berechnet nach $k = 750 \sqrt{v_d} \sqrt[3]{0,007 + v_f} = 2626 WE$.

Ein zweiter Versuch zeigte $w = 20160$ Liter Wasser von 19 auf 90° $v_f = 1,981$, $v_d = 14,5$, $\vartheta_m = 33,89$, beobachtet $k = 3870$, berechnet nach obiger Formel $k = 3601$. (J. S. Fries Sohn, Frankfurt a. M.)

Beobachtung¹⁾. Durch eine kupferne Dampfschlange $14,1 \times 16,5$ mm, $4,22$ mm lang, $0,217$ qm außen, $0,185$ qm innen strömt $162,5$ Kilo Dampf (5 Atm. 160° C), dessen Niederschlag mit 95° C austritt. Hierdurch werden in 1 St. 1614 Kilo Wasser im Gegenstrom von $13,5 \div 63,7^\circ$ C erwärmt = $89200 WE$. Temperatur-Unterschied $\vartheta_m = 86^\circ$. Also $k = 4700$. [Da die Wassergeschwindigkeit etwa $0,205$ m betrug (Gefäß $33,18$ qcm, Schlange versperrt etwa $0,5$ von $22,55$ qcm, daher Querschnitt $21,9$ qcm) so ergibt die Gleichung 329: $k = 4470$.] Im Gleichstrom wurden 2429 Kilo Wasser von $13,6 \div 55,1^\circ$ erwärmt = $100800 WE$ Heizedampf 182 Kilo 5 Atm. 163° C) Niederschlag $94,7^\circ$. Temperatur - Unterschied $\vartheta_m = 81,4$, $k = 6160 WE$.

2. Doppelwandige Gefässe.

Wenn in Gefäßen mit großem Dampfraum die zu erwärmende Flüssigkeit dauernd an der Heizfläche ohne besondere mechanische Bewegung vorbeigeführt wird, so sind meistens die Geschwindigkeiten, sowohl des Dampfes als auch der Flüssigkeit unbekannt. Zweckmäßig ist es, beide Stoffe so zu führen, daß möglichst viel Bewegung bei beiden stattfindet. Diese, die Eigenschaften der Flüssigkeit (Dicke, Ölgehalt, Viskosität etc.), und der Luftgehalt beeinflussen den Festwert k recht erheblich. Kleine Dampf Räume wirken gewöhnlich günstiger als große, auch wächst der Festwert etwas mit der höheren Temperatur von Dampf und Flüssigkeit. Man darf ihn annehmen $k_e = 1000 - 1800 WE$ je nach den obengenannten Umständen. Im Mittel etwa $1200 WE$.

¹⁾ Prof. Dr. A. Gramberg, Z. d. V. d. I. 1914. S. 170.

Ist ein gut wirkendes Rührwerk angeordnet, das die Flüssigkeit zweckmäßig und kräftig bewegt, so beobachtet man die Wärmeübergangszahl:

$$k_e = 750 \sqrt[3]{v_d} \sqrt{0,007 + v_f} \text{ bis } = 1200 \sqrt[3]{v_d} \sqrt{0,007 + v_f} \quad . \quad . \quad (337)$$

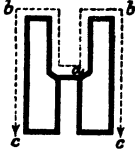


Abb. 45.

Beobachtungen. 1. Über einen ringförmigen Dampfraum von 2,19 qm fließen ($a-b-c$) in 1 St. 2697 kg Milch, die von $64,7^\circ$ bis $92,4^\circ$ durch Dampf von 107° erwärmt werden. Von b bis c wirkt ein Rührwerk mit 4,2 m Geschwindigkeit, woraus sich ergibt $C = 74707$, $\mathcal{S}_m = 26,2$, $k = 1302$. (Jahrbuch d. deutsch. Landw. Gesellschaft 1903.)

2. An einem glockenförmigen Dampfraum von 2,5 qm (800 Drm., 780 Höhe), dessen Innentemperatur 109° beträgt, fließen stündlich außen von unten nach oben durch ein Rührwerk mit 3,5 bis 4 m bewegt 3879 Liter Milch empor, die von $55,3^\circ$ auf 94° erwärmt werden. $C = 150117$, $\mathcal{S}_m = 30,6$, $k_e = 1962$. (Molkerei-Zeitung 8. 10. 1904.)

3. Versuche mit einem ähnlichen Apparat von 0,707 qm ergaben k_e etwa ≤ 2000 . (Jahrb. d. deutsch. Landw. Gesellschaft 1904.)

C. Die zu erwärmende Flüssigkeit strömt durch Rohre, um die ruhender Heizdampf steht.

Vollkommen ruhenden Dampf gibt es wohl kaum, aber wir verstehen im folgenden unter ruhendem Dampf einen solchen, der sich mit einer kleineren Geschwindigkeit als 0,5 m in der Sekunde in einer bestimmten Richtung bewegt.

Wird die zu erwärmende Flüssigkeit mit der Geschwindigkeit v_f durch Rohre geführt, während der ruhende Dampf sie mit minimaler Geschwindigkeit umspült, so darf die Wärmeübergangszahl für kuperne Rohre und dünne Flüssigkeiten angenommen werden:

$$k_e = 750 \sqrt[3]{0,007 + v_f} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (338)$$

so daß die erforderliche Heizfläche wird:

$$H_e = \frac{C}{\mathcal{S}_m \cdot 750 \sqrt[3]{0,007 + v_f}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (339)$$

Für dicke Flüssigkeiten ist k_e etwa 10—15 % kleiner, H_e folglich um ebensoviel größer.

Für eiserne Rohre ist k_e 15 % kleiner.

Der Temperatur-Unterschied ergibt sich nach Tabelle 1 aus der meistens gleichbleibenden Dampf Temperatur und der Anfangs- und End-Temperatur der Flüssigkeit in bekannter Weise.

Tabelle 99.

Erforderliche kupferne Heizfläche, um mit ruhendem Dampf von 80–90–100–120° stündlich 1000 Liter mit 0,01–0,4 m Geschwindigkeit durch Rohre strömendes Wasser von 10° resp. 25° auf 50°–90° zu erwärmen.

Geschwindigkeit der Flüssigkeit	Anfangs-Temperatur der Flüssigkeit	Mittlere Temp.-Unt. ϑ_m Heizfläche H_ε	Temperatur t des Heizdampfes (Alkohol od. Wasser)											
			80°			90°			100°			120°		
			End-Temperatur der zu erwärmenden Flüssigkeit t_e											
v_f	t_{fa}	qm	50°	60°	75°	50°	70°	85°	60°	80°	90°	60°	80°	90°
0,010	10	$\vartheta_m =$	47,6	40	24,5	58	43,5	27	62	46	36	83	69	62
		$H_\varepsilon =$	4,3	6,4	13,6	3,6	7,0	14,3	5,0	11,5	3,1	5,2	6,8	
		$\vartheta_m =$	41	34,6	21	51	37,7	23	55,5	7,7	32	76	64	56
0,050	10	$\vartheta_m =$	47,6	40	24,5	58	43,5	27	62	6,9	36	83	69	62
		$H_\varepsilon =$	3,0	4,3	9,2	2,4	5,0	9,6	3,2	46,5	8,0	2,1	3,5	4,6
		$\vartheta_m =$	41	34,6	21	51	37,7	23	55,5	5,2	32	76	64	56
0,100	10	$\vartheta_m =$	47,6	40	24,5	58	43,5	27	62	4,7	36	83	69	62
		$H_\varepsilon =$	2,4	3,5	7,4	2,0	3,9	8,0	2,6	46,5	6,3	1,7	2,9	3,7
		$\vartheta_m =$	41	34,6	21	51	37,7	23	55,5	4,2	32	76	64	56
0,200	10	$\vartheta_m =$	47,6	40	24,5	58	43,5	27	62	3,8	33	83	69	62
		$H_\varepsilon =$	2,0	2,8	6,0	1,6	3,1	6,3	2,1	46,5	5,1	1,4	2,3	3,0
		$\vartheta_m =$	41	34,6	21	51	37,7	23	55,5	3,4	32	76	64	56
0,300	10	$\vartheta_m =$	47,6	40	24,5	58	43,5	27	62	3,0	36	83	69	62
		$H_\varepsilon =$	1,7	2,5	5,3	1,4	2,7	5,5	1,9	46,5	4,5	1,2	2,0	2,7
		$\vartheta_m =$	41	34,6	21	51	37,7	23	55,5	3,0	32	76	64	56
0,400	10	$\vartheta_m =$	47,6	40	24,5	58	43,5	27	62	2,7	36	83	69	62
		$H_\varepsilon =$	1,6	2,3	4,8	1,3	2,5	5,0	1,7	46,5	4,2	1,1	1,8	2,4
		$\vartheta_m =$	41	34,6	21	51	37,7	23	55,5	2,7	32	76	64	56
		$H_\varepsilon =$	1,1	1,8	4,1	0,90	2,2	4,5	1,2	4,1	3,7	0,83	1,6	2,1

Wird die Flüssigkeit gleichzeitig durch eine erhebliche Anzahl (Iotrichter) Rohre geführt, um die der Dampf, wenn auch nur mit Geschwindigkeiten von 0,8 bis 1 m in 1 Sekunde strömt, so ist die Leistung der Heizfläche eine größere, und kann im gegebenen Falle leicht 1,5 mal so groß werden, wie die bei ruhendem Dampf.

Die Tabelle 99 auf Seite 429 soll für eine Anzahl von Fällen (in denen unter Dampf von 80° und 90° auch Alkoholwasserdampf von 86 resp. 58 Gew.-% verstanden werden kann) die eintretenden

Temperatur - Unterschiede und erforderlichen Heizflächen angeben. (Siehe auch Abschnitt VIII.)

Beobachtung. Es wurden stündlich 5890 kg Maische von 31° auf 49° durch ruhenden Alkoholwasserdampf (ca. 0,3 m Geschwindigkeit) von $79,1^\circ$ erwärmt, während die Maische mit einer Geschwindigkeit von 0,205 m durch ein kupfernes Rohr von 100 l W. und $H_e = 6,9$ qm Heizfläche strömte. Abb. 46.

Die spezifische Wärme der Maische $\sigma_f = 1$ gesetzt, so würden stündlich zu übertragen sein:

$$C = 5890 (49 - 31) = 106\,020 \text{ WE.}$$

Der Temp.-Unt. war am Anfang: $\vartheta_a = 79,1^\circ - 31^\circ = 48,1^\circ$

" " " " Ende: $\vartheta = 79,1^\circ - 49^\circ = 30,1^\circ$

Da $\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a} = \frac{30,1}{48,1} = 0,625$ ist, ist nach Tabelle 1 der mittlere Temperatur-Unterschied

$$\vartheta_m = 0,8 \cdot 48,1 = 38,48^\circ.$$

Die Wärmeübergangszahl:

$$k_e = 750 \sqrt[3]{0,007 + 0,205} = 447,75.$$

Die berechnete Heizfläche also:

$$H_e = \frac{106\,020}{38,48 \cdot 447,75} = 6,15 \text{ qm.}$$

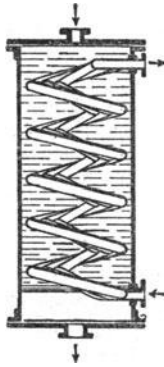


Abb. 46.



Abb. 47.

Der Dicke der Flüssigkeit wegen hierzu 10% zugeschlagen, gibt $6,15 + 0,615 = 6,8$ qm, was mit der Wirklichkeit gut stimmt.

Beobachtung. Ofterdinger, Z. d. V. d. I. 1914, S. 617. Zwei-stufiger Schiffs-Speisewasser-Vorwärmer. Jede Stufe mit 114 lotrechten Messingrohren $16 \times 19 \times 1100$ d. h. 7,5 qm außen 6,6 qm innen. Erster Versuch: nur erste Stufe benutzt. Heizedampf 115° . 1832 Kilo Wasser in 3 Stunden von $48 \div 76^\circ$ erwärmt. $\vartheta_m = 52,75$. $k_1 = 433$ (Außenfläche); $k_1 = 481$ (Innenfläche). $\nu_f = 0,114$. Zweiter Versuch: erste Stufe. Heiz-

dampf 113°. 19362 Kilo Wasser in 3 Stunden von 43 ÷ 67° erwärmt. $\mathcal{D}_m = 58^\circ$. $k_1 = 356$ (Außenfläche); $k_1 = 404$ (Innenfläche). Zweite Stufe Heizdampf 214°. Dasselbe Wasser von 67 ÷ 126° erwärmt. $\mathcal{D}_m = 115^\circ$. $k_2 = 442$ (außen), $k_2 = 502$ (innen). $v_f = 0,125$ m. Die Rechnung würde ergeben nach $750 \sqrt[3]{0,007 + v_f}$, $k = 370,5 \div 382$ WE.

Beobachtungen ¹⁾. Vertikaler Vorwärmer mit 85 Messingrohren 49 × 51 × 2880, daher 38,45 qm, durch die Wasser, um die Vakuum-Dampf strömt 16,6 qm. Abb. 47.

Kühlwasser in 1 Stunde Liter	Wasser- Temperatur- beim		in 1 Stunde WE	Dampf- Tem- peratur ° C	Tem- peratur- Unterschied \mathcal{D}_m ° C	Wärme- übergangs- zahl k WE
	Ein- tritt ° C	Aus- tritt ° C				
5902	15,4	52,4	218 734	59,4	20,20	281
4205	14,9	65	210 670	69,0	19,08	288
6002	17,25	60,3	258 086	69,7	25,08	266
3582	16,75	71,8	197 016	75,25	19,19	267
5648	18	64,4	259 850	70,4	20,90	346
4329	17,8	74	250 274	80,9	25,38	257

Beobachtungen. Kalorisatoren, durch die dünner Zuckersaft erwärmt wird. Der Saft fließt immer durch die Rohre, entweder durch alle zugleich (Abb. 48), oder nur durch einige zugleich und dann in n Gängen. — k ist berechnet nach der Gleichung $k = 750 (1 + 0,01 n) \sqrt[3]{0,007 + v_f}$.

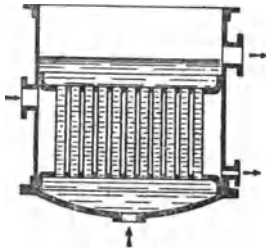


Abb. 48.



Abb. 49.



Abb. 50

¹⁾ Wochenschrift für Brauerei 1907. Seite 381, 393, 414.

Abbildung	Maße	Heizfläche	Dampf- temperatur	Saft, Liter in 1 Stunde	Saft- Erwärmung	Temperatur- Unterschied	Übertragene W/E in 1 Stunde	Saft-Geschwin- digkeit v/	k beobachtet	k berechnet
		qm	• C		von • C	bis • C	ϑ_m	m	WE	WE
48	668 Rohre 46 × 50	135	100	33 160	77—94	12,5	563 771	0,083	341	340
48	1855 lang			35 906	77,5—94	12,2	592 449	0,090	474	354
48	578 Rohre 46 × 50	110	100	8 915	68—94	15,6	231 790	0,00258	135	159
48	1340 lang			9 869	64—93	17,6	286 201	0,00285	148	160,5
49	154 Rohre 32,5 × 36	50	67	30 332	40,2—60,7	14,1	621 806	0,924	882	855
49	3340 lang 14 Gänge à 11 Rohre			65	34 144	42—61	10,7	648 736	1,03	1212
49	366 Rohre 34,5 × 38 3285 lang 6 Gänge à 61 Rohre	130	100	35 906	84,5—96,5	8	430 872	0,175	414	450
50	110 Rohre 32 × 36	36	100	30 332	60,7—80,2	29,4	591 474	0,924	559	805
50	3300 lang			30 332	80,2—93	12,3	388 250	0,924	877	805
50	10 Gänge à 11 Rohre			34 144	61—83	26,2	751 168	1,04	793	837
50	?			34 144	88—92,5	10,9	358 512	1,04	913	837
50	?	72	100	30 332	60,7—93	18,8	979 723	0,924	724	805
50	?	72	100	34 144	61—93,5	18,2	1 109 689	1,04	847	837

XIX. Das Kühlen der Flüssigkeiten.

Um Flüssigkeiten zu kühlen, kann man sich mehrere Verfahrensarten bedienen. Bei den meisten von ihnen bedingt die Abkühlung einer Flüssigkeit zugleich die Erwärmung ihres Kühlmittels, daher können die Betrachtungen über die Flüssigkeits-Kühlung zugleich auch als solche über deren Erwärmung dienen und so mögen die folgenden Erörterungen auch hierfür als Fingerzeige benutzt werden.

Der Gefrierpunkt des Wassers kann durch Zusatz mancher Flüssigkeiten herabgesetzt werden.

Es sinkt bei Zusatz von:

%	Kalziumchlorid auf ° C	Glyzerin auf ° C	Holzgeist auf ° C
10	— 2,8	— 2,2	— 8
20	— 8,0	—	—15
25	—	—	—19
30	—18,5	—10,0	—23
35	—22,0	—15,0	—26
40	—27,0	—	—
50	—40,0	—19,9	—
55	—	—23,3	—

Die künstliche Kühlung von Flüssigkeiten kann auf folgende Arten bewirkt werden:

- A. durch direktes Einschütten von Eis,
- B. durch direkte Zumischung kalter Flüssigkeit zu warmen,
- C. durch Verdampfung eines Teiles der Flüssigkeit ohne Wärmezuführung,
- D. durch Fließen an Metallflächen, die von einer kälteren Flüssigkeit bespült werden (Oberflächen, Gefäß oder geschlossene Kühler),
- E. durch offenes Rieseln über Flächen, die andererseits von kalter Flüssigkeit bespült werden, wobei die umgebende Luft einen Teil der Wärme aufnimmt (Riesel-Kühler),
- F. durch Berührung mit Metallflächen, die von kalter Luft bestrichen werden,
- G. durch offene Ausbreitung und Verteilung der Flüssigkeiten an der natürlich oder künstlich bewegten Luft (Wasserkühlung).

Hieran schließt sich dann:

- H. die Kühlung der Luft durch Wasser.

Diese Kühlmittel sollen der Reihe nach etwas besprochen werden.

A. Das direkte Einschütten von Eis.

Diese Methode der Kühlung wird wohl nur benutzt, wenn es sich um Erzielung sehr niedriger Temperaturen handelt. Das verwendete Eis ist meistens nur wenige Grade kälter als 0°. Seine Schmelzwärme ist = 79,67 WE. Unter Berücksichtigung seiner spezifischen Wärme ($\sigma = 0,504$)¹⁾ für die 2—3 Grad, um die es

¹⁾ Nach Nernst und Smith bei 0° = 0,56, bei -20° = 0,48, bei -60° = 0,32.

sich vor dem Schmelzen erwärmen muß, darf angenommen werden, daß jedes in Wasser von 0° schmelzende Kilo-Eis $80 WE$ bindet. Sind t_{fa} und t_{fe} die Temperaturen des Flüssigkeitsgewichts F vor und nach der Abkühlung und σ_f ihre spezifische Wärme, so sind ihr zur Abkühlung:

$$C = F \cdot \sigma_f (t_{fa} - t_{fe}) \dots \dots \dots (340)$$

Wärmeeinheiten zu entziehen und das aufzuwendende Eisgewicht ist:

$$E = \frac{F \cdot \sigma_f (t_{fa} - t_{fe})}{80 + t_{fe}} \dots \dots \dots (341)$$

Um 100 Kilo Wasser von: 10° 9° 8° 7° 6° 5° 4°
sind erforderlich E kg Eis:

zu kühlen auf: 5° || 5,9 4,8 3,6 2,4 1,2 — —
 2° || 9,8 8,6 7,4 6,1 4,9 3,7 2,44.

In 100 Gewichtsteilen Wasser aufgelöst geben ¹⁾

30 Teile Salmiak $18,4^\circ$ Temperatur-
60 „ salpetersaures Ammoniak $27,2$ Erniedrigung
100 „ Chlorkalium + 70 Schnee geben -55° ,
100 „ Kochsalz + 100 Teile Schnee geben -21° .

B. Die direkte Zumischung von kalter Flüssigkeit zur warmen.

Fügt man zu F_w kg einer warmen Flüssigkeit, deren Temperatur t_{fw} ist, F_k kg einer kalten von gleicher spezifischer Wärme und der Temperatur t_{fk} , so ist die Temperatur der Mischung:

$$t_m = \frac{F_w t_{fw} + F_k t_{fk}}{F_w + F_k} \dots \dots \dots (342)$$

Beispiel. $F_w = 100$ kg Wasser von $t_{fw} = 80^\circ$ und $F_k = 200$ kg Wasser von $t_{fk} = 20^\circ$ geben:

$F_w + F_k = 300$ kg Wasser mit der Temperatur:

$$t_m = \frac{100 \cdot 80 + 200 \cdot 20}{100 + 200} = 40^\circ.$$

C. Flüssigkeits-Kühlung durch Verdampfung.

Diese Art der Kühlung findet am besten dadurch statt, daß die zu kühlende Flüssigkeit in einen luftverdünnten Raum gebracht wird. Ist hier dann über der heißen Wasserflüssigkeit ein Raum geschaffen, in dem eine geringere Spannung herrscht, als Wasser-

¹⁾ H. Alt, Die Kälte.

dämpfen von der Flüssigkeits-Temperatur zukommt, so kühlt sie sich bis auf die Temperatur ab, die Wasserdämpfen von der über ihr herrschenden Spannung eigen ist, indem die Flüssigkeitswärme von ihrer ursprünglichen bis auf die niedrigere Temperatur zur Dampfbildung verwendet wird. Die jedem Vakuum, jeder Luftverdünnung, entsprechende Wasserdampf- (also auch Flüssigkeits-) Temperatur ist aus Tabelle 9 zu ersehen.

Hat das Flüssigkeitsgewicht F_w die ursprüngliche Temperatur t_{fw} und kühlt es sich in dem Vakuum auf t_{fk} ab, so ist das entwickelte Dampfgewicht:

$$D = \frac{F_w (t_{fw} - t_{fk})}{640 - \frac{t_{fw} + t_{fk}}{2}} \dots \dots \dots (343)$$

Hieraus ergibt sich die folgende kleine Zusammenstellung:

Vakuum mm	Temperatur der abgekühlten Flüssigkeit t_{fk}	Um 100 kg Wasser von der ursprünglichen Temperatur $t_{fk} =$				
		100°	90°	80°	70°	60°
		auf die nebenstehende Temperatur t_{fk} abzukühlen sind folgende Dampfgewichte D zu entwickeln				
234	90	1,82	—	—	—	—
405	80	3,67	1,82	—	—	—
526	70	5,25	3,50	1,75	—	—
611	60	7,00	5,25	3,50	1,75	—
668	50	8,50	6,80	5,10	3,40	1,70
765	40	10,00	8,33	6,66	5,00	3,33

D. Die Abkühlung einer warmen Flüssigkeit durch eine andere, kalte (bei trennender Metallwand).

Die Abkühlung einer warmen Flüssigkeit durch eine andere, kalte, oder, was dasselbe ist, die Erwärmung einer kalten Flüssigkeit durch eine warme kann auf zwei verschiedene Arten bewirkt werden, nämlich:

1. dadurch, daß beide Flüssigkeiten ununterbrochen in umgekehrter Richtung (Gegenstrom), mit möglichster Geschwindigkeit an der gemeinsamen Trennungswand vorbeiströmen.

Die warme Flüssigkeit sinkt dabei in geraden oder gebogenen Rohren (Schlangen) oder Rinnen, oder Kanälen abwärts, während die kalte Flüssigkeit in dem umschließenden Gefäß oder in einem

Tabelle 100.

Wärmeübergangszahl k_2 zwischen zwei die Wärme austauschenden Flüssigkeiten, die an Kupfer oder Messingwand mit den verschiedenen Geschwindigkeiten v_1 und v_2 entgegengesetzt strömen.

$\frac{v_1}{v_2} =$	0,001	0,002	0,004	0,006	0,008	0,01	0,02	0,04	0,06	0,08	0,10	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,25	1,50	2,0
0,001	119	122	128	130	132	136	144	155	160	165	169	180	190	196	200	204	206	208	210
0,002	122	128	132	136	140	142	150	160	168	172	176	188	200	206	212	214	218	222	225
0,004	128	132	138	140	144	148	157	170	176	188	186	200	214	222	226	230	234	238	240
0,006	130	136	140	145	150	153	162	173	183	188	194	208	224	232	238	240	247	250	253
0,008	132	140	144	150	154	156	168	176	188	196	200	216	232	240	246	252	256	260	264
0,01	136	142	148	153	156	160	170	185	194	200	206	224	240	250	256	259	266	270	274
0,02	144	150	157	162	169	170	185	200	210	218	225	246	266	280	285	294	298	302	308
0,04	155	160	170	175	176	185	200	210	234	242	250	274	302	316	328	336	344	350	358
0,06	160	168	177	183	188	194	210	234	250	256	267	296	324	344	356	362	377	380	392
0,08	165	172	183	188	196	200	218	242	256	270	276	312	344	362	376	392	400	408	420
0,10	169	176	186	194	200	206	225	250	267	276	289	328	362	384	400	425	440	448	463
0,20	180	188	200	208	214	224	246	274	296	312	328	370	416	454	464	486	500	512	531
0,40	190	200	214	224	232	240	266	302	324	344	362	416	476	530	540	570	588	606	636
0,60	196	206	222	232	240	250	280	316	344	362	384	454	530	570	606	624	660	680	709
0,80	200	212	226	238	246	256	285	328	356	376	400	464	540	606	644	666	700	724	782
1,00	204	214	230	240	252	259	294	336	362	392	408	486	570	624	666	700	735	762	810
1,25	206	218	234	247	256	266	298	344	377	400	425	500	588	660	700	735	768	800	850
1,50	208	222	238	250	260	270	302	350	380	408	440	512	606	680	724	762	800	833	888
2,0	210	225	240	253	264	274	308	358	392	420	443	531	636	709	782	810	850	888	947

das erste konzentrisch umhüllenden Rohre, oder in einem den ersten umgebenden Kanal sich erwärmend nach oben steigt.

Bezeichnen σ_w die spezifische Wärme der warmen, σ_k die der kalten Flüssigkeit, t_{wa} und t_{we} die Temperaturen der warmen, t_{ka} und t_{ke} die der kalten Flüssigkeit (am Anfang und Ende), so ist die zu übertragende Wärme:

$$C = F_w \cdot \sigma_w (t_{wa} - t_{we}) = F_k \sigma_k (t_{ke} - t_{ka}) \quad . \quad . \quad (344)$$

Aus dieser Gleichung folgt auch das erforderliche Gewicht an warmer Flüssigkeit F_w für die Erwärmung der kalten F_k .

In \mathcal{Q}_m der mittlere Temperatur-Unterschied und k_k die Wärmeübergangszahl, so ergibt sich die für die Kühlung erforderliche Fläche H_k aus der bekannten Gleichung:

$$H_k = \frac{C}{k_k \mathcal{Q}_m} = \frac{F_w \sigma_w (t_{wa} - t_{we})}{k_k \mathcal{Q}_m} \quad . \quad . \quad . \quad (345)$$

Die Wärmeübergangszahl k_k zwischen zwei strömenden Flüssigkeiten verschiedener Temperatur wird nach einer von Mollier¹⁾ aus J. P. Joules Versuchen für kupferne oder messingene Trennungswände unter Vernachlässigung der Wanddicke (die bei ihrer immer geringen Stärke und der guten Leistungsfähigkeit der Metalle von sehr geringem Einfluß ist) aufgestellten Gleichung gefunden, die lautet:

$$k_k = \frac{300}{\frac{1}{+ 6 \sqrt{v_{f1}}} + \frac{1}{1 + 6 \sqrt{v_{f2}}}} \quad . \quad . \quad . \quad (346)$$

v_{f1} ist die Geschwindigkeit der einen, v_{f2} die der anderen Flüssigkeit.

Um die im Betriebe nie fehlende Inkrustation (Bedeckung) der Kühlflächen zu berücksichtigen, wählen wir zur Bestimmung der Übergangszahl k_k für die Ausführung die Gleichung:

$$k_k = \frac{200}{\frac{1}{1 + 6 \sqrt{v_{f1}}} + \frac{1}{1 + 6 \sqrt{v_{f2}}}} \quad . \quad . \quad . \quad (347)$$

Hiernach sind die Festwerte k_k für Flüssigkeits-Geschwindigkeiten von 0,01—2 m in der Tabelle 105 zusammengestellt, aus der sie für die meisten vorkommenden Fälle entnommen werden können.

¹⁾ Mollier, Z. d. V. d. I. 1897, Nr. 6 und 7.

Tabelle 101.

Länge der Kühlrohre von 10—70 mm Durchmesser, wenn ihre innere
innere Kühlfläche 0,25—7 qm betragen soll.

Innerer Rohr- durchmesser mm	Um bei Heiz- oder Kühlrohren eine innere Kühlfläche H_k in qm zu erzielen von:														
	0,25	0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7
	müssen sie bei nebenstehenden Durchmessern folgende Längen l in m haben:														
10	8,00	16,1	32,2	48,3	64,5	80,5	96,6	—	—	—	—	—	—	—	—
15	5,30	10,6	21,2	31,8	42,4	53	74,2	84,8	84,8	95,4	106	—	—	—	—
20	4,00	8,0	15,9	23,9	31,8	39,8	47,7	55,7	63,6	71,6	79,5	87,5	95,4	103,4	—
25	3,20	6,4	12,7	19,1	25,4	31,8	38,1	44,5	50,8	57,2	63,5	69,9	79,2	85,6	91,9
30	2,65	5,3	10,6	15,9	21,2	26,5	31,8	37,1	42,4	47,7	53,0	58,3	63,6	68,9	74,2
35	2,30	4,6	9,0	13,7	18,2	22,8	27,3	31,9	36,4	41,0	45,5	50,1	54,6	59,2	63,7
40	2,00	4,0	8,0	12,0	16,0	20,0	24,0	28,0	32,0	36,0	40,0	44,0	48,0	52,1	56,0
45	1,80	3,6	7,1	10,7	14,2	17,8	21,3	24,9	28,4	32,0	35,5	39,1	42,6	46,2	49,7
50	1,58	3,15	6,3	10,0	12,6	15,9	18,9	22,6	25,2	28,9	31,3	35,5	37,8	41,5	44,1
55	1,45	2,9	5,8	8,7	11,6	14,5	17,4	20,3	23,2	26,1	29,0	31,9	34,8	37,7	40,6
60	1,35	2,7	5,3	8,0	10,3	13,3	15,6	18,3	20,1	23,0	26,5	29,2	31,2	33,9	36,2
65	1,25	2,5	4,9	7,4	9,8	12,3	14,7	17,2	19,6	22,1	24,5	27,0	29,4	31,9	34,3
70	1,15	2,3	4,6	6,9	9,2	11,4	13,8	16,1	18,4	20,7	22,7	25,0	27,6	29,9	32,2

Der mittlere Temperatur-Unterschied ϑ_m ergibt sich
aus dem Verhältnis:

$$\frac{t_{wa} - t_{ke}}{t_{we} - t_{ka}} = \frac{\vartheta_a}{\vartheta_a} \text{ nach Tabelle 1.}$$

Für gewisse ausgewählte Umstände kann der mittlere Tempe-
ratur-Unterschied auch aus der späteren Tabelle 104 abgelesen
werden, in der er für Riesekühler angegeben ist.

Wenn die Kühlfläche aus Rohren von kreisförmigem Quer-
schnitt gebildet werden soll, so ist sie durch die Abmessungen des
Rohres $H_k = d \cdot \pi \cdot l$ und das stündlich durchströmende Flüssigkeits-
gewicht F_w als Produkt des Rohr-Querschnittes, der Geschwindigkeit
und des spezifischen Gewichtes s_w ausdrückbar:

$$F_w = \frac{d^2 \pi}{4} \cdot v_f \cdot 3600 s_w \cdot 1000 \dots \dots (348)$$

wobei d , l , v_f in m gelten.

Die durch die Kühlfläche in 1 Stunde hindurchgegangene Wärme muß gleich sein der in dieser Zeit von der Flüssigkeit verlorenen:

$$d \cdot \pi \cdot l \cdot k_k \cdot \vartheta_m = \frac{d^2 \pi}{4} \cdot v_f \cdot 3600 \cdot s_w \cdot 1000 \cdot \sigma_w \cdot (t_{wa} - t_{we}) \quad (349)$$

Hieraus folgt die Länge des Kühlrohrs:

$$l = \frac{d}{k_k \vartheta_m} \cdot 900\,000 \cdot v_f \cdot s_w \cdot \sigma_w \cdot (t_{wa} - t_{we}) \quad (350)$$

worin σ und s für Wasser = 1 sind.

Man kann nicht, um ein bestimmtes Flüssigkeitsgewicht um bestimmte Grade zu kühlen, die erwünschte Strömungs-Geschwindigkeit und den erwünschten Rohr-Durchmesser beliebig annehmen und daraus die Länge des Kühlrohres berechnen, weil man in den meisten Fällen unausführbar lange Rohre erhalten würde; Rohrdurchmesser, Geschwindigkeit und Flüssigkeitsmenge bedingen einander. Es erfordert eine gewisse Übung, passende Verhältnisse zu wählen.

Um die Wahl zu erleichtern, sind hier 2 Tabellen mitgegeben, nämlich:

1. Tabelle 101, die für geforderte innere Oberflächen von 0,5—3 qm bei Rohren von 10—70 mm Durchmesser die notwendigen Längen angibt.

2. Tabelle 102, welche zeigt:

a) Das Flüssigkeits-Volumen V_f , das stündlich durch Rohre von 10—30 mm Durchmesser bei Geschwindigkeiten von 0,02—0,4 m strömt.

b) Die erforderliche Rohrlänge l (und dadurch die Kühlflächen), um die in Spalte 3 angegebenen Flüssigkeits-Volumina V_f (hier Wasser, $\sigma=1$, $s=1$) durch Kühlwasser verschiedener Anfangs- und Endtemperaturen t_{ka} und t_{ke} und verschiedener Strömungs-Geschwindigkeiten $v_f = 0,02—0,4$ m von den Anfangstemperaturen t_{wa} auf die Endtemperaturen t_{we} zu kühlen.

Diese Tabelle 102 ist mit Hilfe der Gleichung (350) berechnet. Die außerordentlich große Zahl der möglichen Variationen aller Fälle hat nur eine beschränkte Auswahl von Faktoren in ihr darzustellen gestattet.

Sie zeigt, daß, sollen die Rohrlängen nicht zu groß werden, die Geschwindigkeiten der zu kühlenden Flüssigkeiten nur gering sein dürfen. Es müssen daher, wenn es sich um größere Flüssigkeitsmengen handelt, statt eines langen, viele enge, parallel angeordnete Rohre gewählt werden.

Tabelle 102.

a) Flüssigkeitsvolumen V_f in Litern, das in 1 Stunde bei Geschwindigkeiten von $v_f = 0,02 - 0,05 - 0,1 - 0,2 - 0,4$ m durch Rohre von 10—30 mm Durchmesser strömt.

b) Erforderliche Rohrlänge l in m, wenn bei kontinuierlichem Betriebe das angegebene Wasservolumen V_f (durch Kühlwasser mit den Temperaturen t_{kz} und t_{ke}) von den Anfangs-Temperaturen t_{wz} auf t_{we} abgekühlt werden soll.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22												
p Innerer Rohrdurchmesser	v_f Geschwindigkeit der zu kühlenden Flüssigkeit	a) Flüssigkeit durchs Rohr Liter pro 1 Stunde	v_f Geschwindigkeit der kühlenden Flüssigkeit	Anfangs-Temperatur der warmen Flüssigkeit t_{wz}																													
				100°								80°									60°									50°			
3	4	5	6	End-Temperatur der warmen Flüssigkeit t_{we}																													
				3								15									20									25	30	15	20
2	2	2	2	Anfangs-Temperatur des Kühlwassers t_{kz}																													
				2								5									10									15	10	15	10
60	60	60	60	End-Temperatur des Kühlwassers t_{ke}																													
				60								50									60									50	40	40	50

b) Erforderliche Kühlrohrlänge in m

10	0,02	5,6	0,001	11,35	18,9	6,2	3,56	18	7,0	5	4,62	3,6	18,5	5	3,3	3,6	3	3,8	3,6	3,3	3,3	1,3
				8,2	12	4	2,2	5,2	2,8	2,3	12	4,5	3,2	2,3	12	3,7	2,1	2,3	2	2,4	2,3	2,1
0,05	14,1	0,001	1,00	5,6	9,4	3,1	1,8	4	3,5	2,5	2,3	1,8	9,3	2,5	1,7	1,8	1,5	1,9	1,8	1,6	0,7	
			0,10	25,8	43	14	8,1	18,1	16	10,5	8,1	42	11,5	7,5	8	6,8	8,6	8,2	7,5	3		
1,0	0,10	1,0	0,10	16,5	26,5	9	5,2	12	10,2	10,2	7,2	5,2	27	7,5	4,8	5,2	4,4	5,6	5,3	4,8	2	
			1,0	12	19	6,3	3,6	8,1	7,2	5	3,4	19	5,3	3,5	3,4	3,1	3,9	3,7	3,5	1,4		

0,10	28,2	0,001	49	81,5	26,6	15,6	34,5	30	22	20	15,3	80	22	14	15	13	17	16	14,5	6
		0,10	31,5	52	16,5	10,2	22,2	20	14	13	10	52	14	9	10	8,2	10,8	10,2	9,8	4
		1,00	22	37	12	7	16	14	10	9	7	86	10	6,3	6,8	6	7,7	7,2	6,5	2,7
0,20	56,4	0,001	—	—	52	30	—	—	48	39	29,2	—	42	28	29	25,5	34	30	28	18
		0,10	—	—	33	20	49	45	27,6	26	18,5	—	27	18	18,4	16	22	19	20	8,2
		1,00	—	—	17	10,3	26	23	15	14	10	—	15	10	10	9	12	11	10	4,6
0,40	112,8	0,001	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	21,6
		0,10	—	—	—	43	—	—	—	—	39	—	—	87	38	33	44	39	42	13,9
		1,00	—	—	38	23	54	48	32	29	21	—	32	21	21	19	25	28	21	7
15	0,02	0,001	17	28,5	10,3	5,3	12	10,5	7,5	6,9	5,3	28	7,5	5	5,4	4,5	5,6	5,4	5	2
		0,10	11	18	7	3,9	7,7	7	4,8	4,5	3,5	18	4,8	3,7	3,5	2,9	3,6	3,5	3,7	1,3
		1,00	8,5	14,3	5,2	2,7	6	5,3	3,8	3,5	2,7	14	3,8	2,5	2,7	2,3	2,8	2,7	2,5	1
0,05	31,7	0,001	38,7	64,5	21	12,2	27	24	17	15,8	12,2	58	17,5	12	12	10,2	13	12,2	12	4,5
		0,10	26	42	13,5	7,7	17	15,5	11	10,1	7,8	39	11,3	7,8	7,8	7,1	8,2	7,8	7,8	2,9
		1,00	18	29	9,5	5,6	12,5	11	7	7,2	5,5	29	8	5,4	5,4	4,5	6	5,4	5,4	6
0,10	63,5	0,001	77,7	—	40	23,4	52	45	33	30,2	23	—	33	21	22,5	19,5	26	24	22	9,1
		0,10	49	—	25	15,4	33	29	21	20	15,2	—	21	13,5	14,2	13	16,6	16	14	5,8
		1,00	36	—	18	11	24	20,5	15	14	11,5	56	15	9,5	10,5	9	12	11	10	4,2
0,20	127	0,001	—	—	78	45	—	—	—	59	44	—	61	41	—	38,2	—	45	41	18
		0,10	—	—	49	29	—	52	37	38	28	—	38,6	26	27	25	30	29	26	11,6
		1,00	—	—	27	16	43	29	21	21	16	—	21	15	15	13	18	16	14	5
20	0,02	0,001	22,7	37,8	12,4	7,1	16	14	10	9,3	7,1	37	10	6,6	7,1	6	7,2	7,1	6,6	2,7
		0,10	14,4	24,4	7,9	4,5	10,2	9	7,1	6	4,5	24	7,1	4,1	4,5	3,8	4,6	4,5	4,1	1,8
		1,00	11,4	1,9	6,2	3,6	8	7	5	4,7	3,6	18,5	5	3,3	3,6	3	3,6	3,6	3,3	1,4

Tabelle 102.

p	Geschwindigkeit der zu kühlenden Flüssigkeit v_f	Flüssigkeit durchs Rohr a)	Liter pro 1 Stunde V_f	Geschwindigkeit der kühlenden Flüssigkeit v_s	Anfangs-Temperatur der warmen Flüssigkeit t_{oa}																	
					100°					60°					50°							
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	
					End-Temperatur der warmen Flüssigkeit t_{oe}																	
					Anfangs-Temperatur des Kühlwassers t_{ka}																	
					End-Temperatur des Kühlwassers t_{ke}																	
60	80	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60

b) Erforderliche Kühlrohrlänge in m

20	0,05	56,5	0,001	86	28	16,3	36,2	32	23	21	16,2	—	23	15	24	13,6	17	17	15	6	
			0,10	55	18	10,5	23	20	15,4	13,5	10,3	48	15,4	10	15	9	11	11	9,8	3,8	
			1,00	38	13	7,3	17	15	10,5	9,5	7,4	37	10,5	7	11	6	8	8	7	2,7	
	0,10	113	0,001	163	53	31,2	69	60	44	40,2	30	—	44	28	30	26	34	32	29	12	
			0,10	104	33,5	20	44	39	28	26,7	19,6	—	28	18	20	16,6	22	20,8	18,5	7,8	
			1,00	76	24	14,5	20	27	20	18	14,5	—	20	13	14	12	16	15	23	5,4	
	0,20	226	0,001	—	—	60	—	—	—	—	58	—	—	—	—	51	—	—	—	24	
			0,10	—	—	40	—	—	—	—	37	—	—	—	—	32	44	41	37	15,6	
			1,00	—	36	21	30	50	30	27	20	—	30	19	21	18	24	23	19	9	
25	0,02	35,2	0,001	23,3	47	16,5	8,9	20	21	22,5	11,5	8,9	46	12,5	8,3	9	7,5	9,4	9	8,3	3,3
			0,10	18,3	30	10,6	5,6	14	13,5	17,9	7,5	5,6	29,2	7,9	5,3	5,7	4,8	6,1	5,7	5,3	2,1
			1,00	14,2	24	8,3	4,5	10	10,5	6,3	5,8	4,4	23	6,3	4,2	4,5	3,8	4,7	4,5	4,2	1,7

0,05	88	0,001	64	187	35	21	54,5	45	29	26,3	20	—	34,5	19	20	17	22	20	19	7,5
		0,10	41	68	33,5	13,5	34,5	28	18,5	16,7	13	—	22,3	12	13	11	14	13	12	4,8
		1,00	29	49	16,5	9,5	25	18	13,5	12	9	47	16	8,7	9	8	10	9	7,7	3,5
0,10	176	0,001	122	204	67	39	86,2	—	55	50,3	38	—	—	—	37,5	33	43	40	39	15
		0,10	78	134	43	24,4	55	—	35	32	24	—	42	22,4	24,4	21	27,4	26	23,4	9,8
		1,00	55	92	30	12	39	33	25	23	17	—	30	16	17	15	19,5	18	16,2	6,8
0,20	352	0,001	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	30
		0,10	—	—	—	43	—	—	—	—	43	—	—	—	40	38	—	—	—	20
		1,00	—	—	—	14	—	—	42	39	29	—	—	—	27	26	33	30	27	10
0,01	25,4	0,001	18,2	30,3	10	8,7	12,2	7,7	7,8	7,8	5,7	24,2	9	8,6	5,6	5,1	6,4	6	5,4	2,3
		0,10	12	20	6,7	5,8	8	5,2	7,2	5,2	3,7	16	6	5,4	3,7	3,4	4,3	4	3,6	1,5
		1,00	9	16,5	5,5	4,7	6,7	4	6	4,2	3,1	13	5	4,7	3,1	2,8	3,5	3,3	3	1,23
0,02	50,8	0,001	24,3	39,5	13,3	11,6	15,9	10,2	14,4	10,5	7,6	32	18	11,5	7,5	6,8	8,6	8	7,2	3,1
		0,10	22	37	12	10,7	15	9	11	9	7	29	13,6	10,6	6,6	6,3	7,6	7,3	6,6	2,8
		1,00	16,2	27	9	7,8	10,8	7,1	9,6	7	5,1	21	8	7,5	5	4,5	5,7	5,4	4,8	2,0
0,05	127	0,001	80	132	44	35	45,2	33	47	34	24	—	39	37	24	22	27	26	23	10
		0,10	47	78	26	22,6	31,7	20	28	20	13,8	62	23,4	22,3	14,5	13,2	16	15,6	14	6
		1,00	36	60	20	17	24	15	21	15,6	11	48	18	17	11	10	12,8	12	10,8	4,1
0,10	254	0,001	—	—	—	—	—	—	—	—	45	—	—	—	—	—	51	48	48	19
		0,10	—	—	—	41	57	35	51	36	26	—	42	40	36	23,5	30	28,2	25	11
		1,00	—	—	—	33	40	35	35	26	18,5	—	29	27	18	16,2	21	19,8	17	7,5
0,20	508	0,001	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
		0,10	—	—	—	—	—	—	—	—	45	—	—	—	—	—	40	51	48	18
		1,00	—	—	—	—	—	—	—	—	30	—	—	—	—	—	33	42	39	15
			—	—	—	—	—	—	—	—	80	—	60	56	—	—	—	—	—	—

Ist zu erwarten, daß die Kühlflächen sehr sauber sein werden, so dürfen die aus der Tabelle 102 gefundene Zahl der Rohre oder ihre Länge um etwa 25 % verringert werden.

Bei Eisenrohren ist die Anzahl oder die Länge 20 % größer zu wählen.

Denselben Zuschlag erfordern dicke zu kühlende Flüssigkeiten.

Sind spezifisches Gewicht und spezifische Wärme der zu kühlenden Flüssigkeit nicht = 1, sondern s und σ , so ist die Zahl der Rohre mit $s \cdot \sigma$ zu multiplizieren.

Beispiel. Es sollen ununterbrochen stündlich 2000 Liter Wasser von 80° auf 30° gekühlt werden, durch Kühlwasser, das sich von 15° auf 60° erwärmt. Die Geschwindigkeit des warmen Wassers sei 0,02 m, die des kalten 0,01, das Kühlrohr soll 20 mm Durchmesser haben.

Nach Gleichung (344) ist die zu übertragende Wärme:

$$C = F_w \sigma_w s_w (t_{wa} - t_{we}) = 2000 \cdot 1 \cdot 1 (80 - 30) = 100\,000 \text{ WE.}$$

$$F_k = \frac{C}{k_k - k_{ka}} = \frac{100\,000}{60 - 15} = 2222 \text{ Liter.}$$

Durch ein Rohr von 20 mm Durchmesser strömen in 1 Stunde bei $v_f = 0,02$ m nach Tabelle 102 = 22,6 Liter, es müssen also $\frac{2000}{22,6} = 89$ Rohre angeordnet werden.

Die Länge jedes Rohres ergibt sich aus der Gleichung (350):

$$l = \frac{d}{k_k \vartheta_m} \cdot 900\,000 \cdot v_f (t_{wa} - t_{we}),$$

darin ist nach Gleichung (347) und Tabelle 100: $k_k = 170$.

$$\vartheta_m \text{ ist, da } \frac{30 - 15}{80 - 60} = \frac{15}{20} = 0,75 \text{ ist, nach Tabelle 1;}$$

$$\vartheta_m = 0,872 \cdot 20 = 17,44^\circ,$$

$$\text{daher: } l = \frac{0,02}{170 \cdot 17,44} \cdot 900\,000 \cdot 0,02 \cdot (80 - 30) = 6,07 \text{ m.}$$

Die Kühlfläche ist also = $H_k = 89 \cdot d \cdot l = 35,8$ qm.

Sind 2000 l Alkohol (86,3 Gew.-%), dessen $\sigma_w = 0,7$ und $s_w = 0,8$ ist, bei denselben Temperaturen wie oben zu kühlen, so ist:

$$C = 100\,000 \cdot 0,7 \cdot 0,8 = 56\,000 \text{ WE.}$$

$$F_k = \frac{56\,000}{60 - 15} = 1244 \text{ Liter.}$$

Die Zahl der Rohre ist wie oben = 89.

Die Rohrlänge $l = 6,07 \cdot 0,7 \cdot 0,8 = 3,4$ m.

Die Kühlfläche $H_k \approx 19$ qm.

Beobachtung. Hentschels Maische-Kühler. In einem offenen Troge von etwa 360 mm Durchmesser dreht sich eine aus hohlen Windungen bestehende Schnecke von 350 mm Durchmesser mit 40–50 Umdrehungen

in 1 Minute und schiebt die Maische von einem Ende zum anderen. Das Kühlwasser fließt gegen die Schneckenbewegung in den hohlen Windungen entgegengesetzt der Maische.

2800 Liter warme Maische werden dadurch mit 14 qm Kühlfläche in 45 Minuten von $58,8^\circ$ auf $16,25^\circ$ gekühlt mit 2400 Liter Kühlwasser, das sich dabei von 10° auf 40° erwärmt.

$$\begin{aligned} \text{Weil: } \vartheta_a &= 58,8 - 40 = 18,8^\circ \\ \vartheta_e &= 16,25 - 10 = 6,25^\circ \end{aligned}$$

$$\text{also: } \frac{\vartheta_e}{\vartheta_a} = \frac{6,25}{1,88} = 0,3 \text{ ist,}$$

ergibt sich der mittlere Temperatur-Unterschied nach Tabelle 1:

$$\vartheta_m = 0,583 \cdot 18,8 = 10,96^\circ.$$

Beobachtet wurde in bezug auf die Maische:

$$k_k = \frac{4 \cdot 2800 \cdot (58,8 - 16,25)}{3 \cdot 14 \cdot 10,96} \approx 1035,$$

oder in bezug auf das Wasser:

$$k_k = \frac{4 \cdot 2400 \cdot (40 - 10)}{3 \cdot 14 \cdot 10,96} \approx 621.$$

Die Geschwindigkeit der Maische an der Heizfläche ist:

$$v_{f_1} = \frac{0,350 \cdot \pi \cdot 45}{2 \cdot 60} = 0,41 \text{ m pro sec.}$$

Die Geschwindigkeit des Wassers ist zunächst ebenso groß, dann aber kommt hinzu seine Geschwindigkeit v_{f_2} in der hohlen Spirale, deren Querschnitt = 0,15 qdm angenommen wird:

$$v_{f_2} = \frac{2400 \cdot 4}{60 \cdot 60 \cdot 3 \cdot 0,15 \cdot 10} \approx 0,60 \text{ m pro sec.}$$

Das Wasser wird also mit einer Geschwindigkeit von $0,41 + 0,60 = 1,01$ Meter an der Trennungswand zwischen Maische und Wasser vorbeigeführt.

Nach der Gleichung (347) berechnet sich daher die Wärmetübergangszahl für das Wasser:

$$k_k = \frac{200}{\frac{1}{1 + 6\sqrt{0,41}} + \frac{1}{1 + 6\sqrt{1,01}}} \approx 572$$

was mit dem für das Wasser beobachteten $k_k = 626$ deshalb genau genug stimmt, weil die stets reine, geschleuerte Metallfläche und die stete Erneuerung der Flüssigkeit an der Wand durch die Drehung den Festwert günstig beeinflusst.

Die Übergangszahl für die Maische erscheint erheblich höher, weil diese durch die Berührung mit der Luft, durch Verdunstung stark gekühlt wird, worin ja eben der Vorteil dieser Kühlmethode besteht.

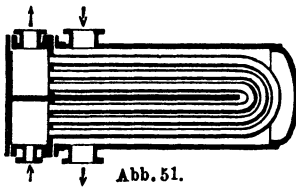


Abb. 51.

Beobachtung. Durch 74 Stahlrohre von 38 mm Drm., zusammen 66 qm Kühlfläche, flossen in 1 Stunde 2400 Kilo Säure, deren spezifisches Gewicht 1,7 und deren spezifische Wärme $\sigma = 0,5$ war und die von $31,4^\circ$ auf $17,8^\circ$ gekühlt wurde durch Wasser, das sich dabei von 11° auf 14° erwärmte, woraus $k_k = 22,55$ WE.

Da die Geschwindigkeit von Säure und Wasser etwa 0,006 m betragen, hat, sollte nach Tab. 99 $k = 145$ sein: Die Unstimmigkeit ist unaufgeklärt.

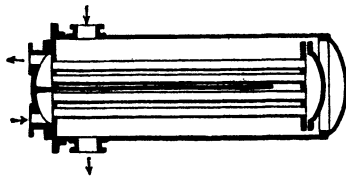


Abb. 52.

Beobachtung. Liegender Wärmepapparat, 1700 Dr., 3000 lang, durch dessen 808 Messingrohre von 28×31 Durchm., 225 qm, im Zickzack pro Stunde 6666 Liter Wasser mit $v = 0,027$ m Geschwindigkeit fließen und dabei von 17° auf $64,5^\circ$ erwärmt werden.

Um die Rohre fließen im Zickzack 6049 Liter Wasser mit $v = 0,013$, das dadurch von 80° auf 20° gekühlt wird.

Da $\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a} = \frac{3}{15,5} = 0,193$, ist $\vartheta_m = 7,58^\circ$ C. Die kleinere übertragene Wärmemenge ist $6666 \cdot 47,5 = 316\,666$ WE, also $k_k = \frac{316\,666}{225 \cdot 7,58} = 186$. Nach Tab. 99 sollte es 185 sein, was gut stimmt.

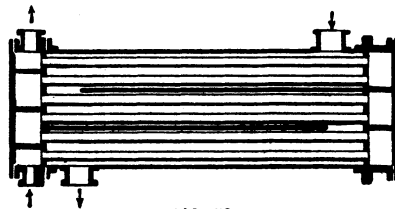


Abb. 53.

Beobachtung. Durch die Rohre eines liegenden Vorwärmers mit 85 Eisenrohren, 2432–3000 lang, dessen mittlere Heizfläche $H_k = 22,41$ qm betrug, wurden stündlich 1633 Liter Salmiakgeist vermittelst einer Pumpe von 90 Dr., 100 Hub 42,8 Touren, gedrückt (spezifisches Gewicht = 0,861, also 1406 Kilo, spezifische

Wärme = 1,1 also $v_1 = 0,012$ m). Eintrittstemperatur $22,2^\circ$, Austrittstemperatur $67,65^\circ$ C, also 70 293 WE. Im Gegenstrom flossen stündlich um die Rohre 350–400 kg weniger Salmiakgeist (spez. Gew. 0,925, spez. Wärme 1,1) mit $v_2 = 0,0025$. Eintrittstemperatur $90,4^\circ$, Austrittstemperatur 27° C, also 69 740 WE. (Strahlungsverlust) ϑ_m (da $\frac{27-22,2}{90,4-67,65} = 0,211$) = $11,6^\circ$, folglich $k_k = \frac{70\,000}{22,41 \cdot 11,6} = 270$. (Diese hohe Zahl [sie entspricht reichlich der Gleichung (347)] erklärt sich vielleicht durch die große Reinheit der Heizflächen, die von der Flüssigkeit gereinigt werden, und durch die Annahme, daß die Pumpe 100% geliefert habe was kaum zutreffen wird). Habermann, 4. Okt. 1904.

Bei den Kältemaschinen findet der Wärmeaustausch im allgemeinen bei niedrigen Temperaturen statt; hierdurch und weil die

dabei verwendeten Flüssigkeiten nicht immer die Beweglichkeit des Wassers haben, scheint der Wärmeübergangszahl hier etwas geringer zu sein. Lorenz¹⁾ fand bei Eisenrohr für flüssige Kohlensäure, die sich einmal von 34,58° auf 21,61° abkühlte durch Kühlwasser, das sich dabei von 9,9° auf 21,61° erwärmte, $k_k = 105$, ein andermal, als die flüssige Kohlensäure sich von 19,45° auf 11,8° kühlte und das Kühlwasser von 9,9° auf 11,08° erwärmte, $k_k = 125$ wenn der wirkliche mittlere Temperatur - Unterschied zugrunde gelegt wird.

2. Die zweite Methode (die unterbrochene oder periodische) besteht darin, daß die ganze Masse der warmen Flüssigkeit sich zugleich in einem Gefäß befindet und nun an dessen äußeren Wänden, oder durch hineingelegte ruhende oder bewegte Rohre oder Platten so lange Kühlflüssigkeit (meistens Wasser) strömt, bis die Masse genügend abgekühlt ist. Hierbei ist es für die Beschleunigung der Wirkung vorteilhaft, die zu kühlende Flüssigkeit künstlich ziemlich schnell über die Kühlflächen, oder die Kühlfläche durch die Flüssigkeit zu bewegen, da die gleichzeitig in dieser herrschenden sehr geringen Temperaturunterschiede nur eine langsame Bewegung erzeugen. Die dem Flüssigkeitsgewicht F_w , das von t_{wa} auf t_{we} abgekühlt werden soll, zu entziehende, also vom Kühlmittel aufzunehmende Wärme ist:

$$C = F_w \sigma_w (t_{wa} - t_{we}). \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (351)$$

und die zur Übertragung dieser Wärme erforderliche Kühlfläche:

$$H_k = \frac{C}{k_k \vartheta_m} = \frac{C}{200 \frac{\vartheta_m}{\frac{1}{1+6\sqrt{v_{f1}}} + \frac{1}{1+6\sqrt{v_{f1}}}}} \quad . \quad (352)$$

Nehmen wir an, daß in der warmen Flüssigkeit zu jeder Zeit überall eine gleichmäßige Temperatur herrsche (daß also alle ihre Teile gleichmäßig an der Abkühlung teilnehmen), so verringert sich der mittlere Temperatur - Unterschied zwischen ihr und dem Kühlmittel, das sich von seiner gleichbleibenden Anfangs-Temperatur auf eine im Laufe des Vorgangs abnehmende End-Temperatur erwärmt, stetig.

Aus den größten und kleinsten Temperatur - Unterschieden zwischen der warmen Flüssigkeit und dem Kühlmittel am Anfang, ϑ_{a1} und ϑ_{e1} , ergibt sich der mittlere Temperatur - Unterschied

¹⁾ Prof. Dr. H. Lorenz, Zeitschr. f. d. g. Kälteind. 1897. Heft 9.

des Anfangs: \mathcal{J}_{n_1} . Aus den größten und kleinsten Temperatur-Unterschieden am Ende \mathcal{J}_{a_2} und \mathcal{J}_{e_2} ergibt sich der mittlere Temperatur-Unterschied des Endes: \mathcal{J}_{m_2} .

Aus den beiden mittleren Temperatur-Unterschieden, am Anfang und am Ende \mathcal{J}_{m_1} und \mathcal{J}_{m_2} , bildet sich der wahre mittlere Temperatur-Unterschied \mathcal{J}_m für die ganze Arbeitsperiode.

Mit Hilfe der Tabelle 1 ergibt $\frac{\mathcal{J}_{e_1}}{\mathcal{J}_{a_1}}$ den mittleren Temperatur-Unterschied des Anfangs: $\mathcal{J}_{m_1} = \alpha \mathcal{J}_{a_1}$, ebenso ergibt $\frac{\mathcal{J}_{e_2}}{\mathcal{J}_{a_2}}$ den mittleren Temperatur-Unterschied des Endes: $\mathcal{J}_{m_2} = \beta \mathcal{J}_{a_2}$, und endlich ergibt $\frac{\mathcal{J}_{m_2}}{\mathcal{J}_{m_1}}$ den wahren mittleren Temperatur-Unterschied:

$$\mathcal{J}_m = \lambda \mathcal{J}_{m_1} = \gamma \cdot \alpha \mathcal{J}_{a_1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (260)$$

Richten wir es nun so ein, daß die Verhältnisse $\frac{\mathcal{J}_{e_1}}{\mathcal{J}_{a_1}} = \frac{\mathcal{J}_{e_2}}{\mathcal{J}_{a_2}}$ einander gleich sind, d. h. daß $\alpha = \beta$ ist, so vereinfacht sich die Rechnung und Betrachtung. Wir nehmen aber auch für das folgende an, daß das Verhältnis der Temperatur-Unterschiede am Anfang gleich sei dem Verhältnis der Temperatur-Unterschiede am Ende, was ja auch ein ganz guter und natürlicher Zustand ist¹⁾.

Für jeden bestimmten gegebenen Fall bleibt während der ganzen Kühlarbeit natürlich die Kühlfläche und die Übergangszahl unverändert, der Wärmeübergang zwischen Kühlwasser und gekühlter Flüssigkeit ist daher in jedem Augenblick nur abhängig, d. h. proportional von dem Temperatur-Unterschied. Folglich ist für gleiche Kühlwassergewichte auch die Erwärmung, d. h. die Erhöhung der Temperatur des Wassers proportional dem Temperatur-Unterschied. Wird also ein gewisses Kühlwassergewicht am Anfange der Arbeit bei dem mittleren Temperatur-Unterschied \mathcal{J}_{m_1} um bekannte Grade von t_{ka} auf t_{ke_1} erwärmt, so wird ein gleiches Gewicht bei dem mittleren Temperatur-Unterschied der ganzen Arbeit \mathcal{J}_m um ein Proportionales, auf die mittlere Ablauf-Temperatur t_{kme} erwärmt.

$$(t_{ke_1} - t_{ka}) : (t_{kme} - t_{ka}) = \mathcal{J}_{m_1} : \mathcal{J}_m$$

Um die mittlere Ablauftemperatur-Erhöhung zu finden ist also nur die Gleichung

¹⁾ Eine andere Lösung der Aufgabe gibt Dr. M. Berlowitz, Gesundheitsing. 1910.

zu lösen.
$$(t_{kme} - t_{ka}) = \frac{(t_{ke1} - t_{ka}) \mathfrak{D}_m}{\mathfrak{D}_{m1}}$$

Die mittlere Ablauftemperatur ist offenbar

$$t_{kme} = (t_{kme} - t_{ke1}) + t_{ka}$$

und das für die ganze Kühlarbeit erforderliche Wassergewicht ist

$$W = \frac{C}{(t_{kme} - t_{ka})} = \frac{C \cdot \mathfrak{D}_{m1}}{(t_{ke1} - t_{ka}) \mathfrak{D}_m} \dots (352)$$

Zur Bestimmung der nötigen Heizfläche fehlt nun noch die Kenntnis der Flüssigkeits- und Kühlwassergeschwindigkeiten. v_{j1} und v_{j2} . Die erstere darf, wenn kein Rührwerk vorhanden ist, bei günstiger Anordnung der Kühlfläche etwa $= v_{j1} = 0,02$ angenommen werden.

Soll ein Rührwerk im Kühlgefäß angebracht werden, so mag man es so anordnen, daß es der Masse eine Geschwindigkeit von 1 m oder etwas darüber, aber nicht mehr als 3 m erteilt.

Die Geschwindigkeit des Kühlwassers, wenn es durch Rohre strömen soll, kann mit Hilfe der Tabelle 102 bestimmt werden. Sie wird meistens nur sehr gering sein.

Beispiel. 2000 Liter Wasser in 1 Stunde von 80° auf 20° abzukühlen durch Wasser von 10°, das sich anfangs auf 60° erwärmen soll.

Die zu übertragende Wärmemenge ist:

$$C = 2000 \cdot (80 - 20) = 120\,000 \text{ WE.}$$

Der mittlere Temperatur-Unterschied am Anfang der Kühlarbeit ist nach Tabelle 1:

$$\left(\text{da } \frac{\mathfrak{D}_{e1}}{\mathfrak{D}_{a1}} = \frac{80 - 60}{80 - 10} = \frac{20}{70} = 0,286 \text{ ist} \right)$$

$$\mathfrak{D}_{m1} = 0,575 \cdot \mathfrak{D}_{a1} = 0,575 \cdot 70 = 40,25^\circ.$$

Der mittlere Temperatur-Unterschied am Ende der Kühlarbeit ist:

$$\left(\text{da } \frac{\mathfrak{D}_{e2}}{\mathfrak{D}_{a2}} = \frac{\mathfrak{D}_{e1}}{\mathfrak{D}_{a1}} \text{ auch} = 0,286 \text{ sein soll} \right)$$

$$\mathfrak{D}_{m2} = 0,575 \cdot \mathfrak{D}_{a2} = 0,575 \cdot (20 - 10) = 5,75^\circ.$$

Weil der Endtemperaturunterschied $\mathfrak{D}_{e2} = \mathfrak{D}_{a2} \cdot 0,286 = (20 - 10) \cdot 0,286 = 2,86$ ist, so ist die letzte Ablauftemperatur des Wassers $t_{ke2} = (20 - 2,86) = 17,14^\circ$.

Der wahre mittlere Temperatur-Unterschied ist daher:

$$\left(\text{da } \frac{\mathfrak{D}_{m2}}{\mathfrak{D}_{m1}} = \frac{5,75}{40,25} = 0,143 \text{ ist} \right)$$

$$\mathfrak{D}_m = 0,441 \cdot \mathfrak{D}_{m1} = 0,575 \cdot 0,441 \cdot 70 = 40,25 \cdot 0,441 = 17,7^\circ.$$

Die mittlere Temperatur der Flüssigkeit ist:

$$\left(\text{weil } \frac{t_{we}}{t_{wa}} = \frac{20}{80} = 0,25 \text{ ist} \right)$$

$$t_m = 0,554 \cdot 80 = 43,52^\circ.$$

Durch den mittleren Temperatur-Unterschied am Anfang $\vartheta_{m_1} = 40,25^\circ$ wird das Kühlwasser von 10° auf 60° das ist um 50° erwärmt, folglich wird es durch den wahren mittleren Temperatur-Unterschied, $\vartheta_m = 17,7^\circ$ um $\frac{50 \cdot \vartheta_m}{\vartheta_{m_1}} = \frac{50 \cdot 17,7}{40,25} = 22^\circ$ erwärmt, seine mittlere Ablauftemperatur ist daher $10 + 22 = 32^\circ$.

Da das Kühlwasser im ganzen $C = 120\ 000$ WE aufnehmen muß, so sind $W = \frac{120\ 000}{22} = 5454$ Kilo davon erforderlich.

Soll das Wasser mit 0,1 m Geschwindigkeit durch das Rohr gehen und soll die zu kühlende Flüssigkeit durch das Rührwerk mit 1 m Geschwindigkeit an der Kühlfläche vorbeigetrieben werden, so ist nach Tabelle 100: $k_k = 408$.

Die erforderliche Kühlfläche ist daher:

$$H_k = \frac{C}{k_k \vartheta_m} = \frac{120\ 000}{408 \cdot 17,7} = 16,7 \text{ qm.}$$

Da die Geschwindigkeit im Rohr 0,1 m betragen soll, so kann die Heizfläche bestehen aus:

1 Rohr	von 134	mm Durchmesser	und 40,0	m Länge	oder			
2 Röhren	„ 94,5	„	„	28,2	„	„	„	„
4	„ 67	„	„	20	„	„	„	„
8	„ 47	„	„	14,2	„	„	„	„
16	„ 37	„	„	9,4	„	„	„	„

In der Tabelle 103 sind für einige Fälle die erwünschten Daten zusammengetragen.

Beobachtung. Es wurden in dem Maischbottich einer Brennerei mit 8,4 qm Kühlfläche in messingenen bewegten Röhren von 45 mm i., 48 mm ä. Durchmesser in 105 Minuten 3000 Liter Maische von $62,5^\circ$ auf $16,25^\circ$ abgekühlt durch 9632 Liter Kühlwasser (in 1 Minute 91,73 Liter) von $10,62^\circ$, das sich dabei am Anfang auf 50° , am Ende auf $13,4^\circ$ erwärmte.

Die durchschnittliche Geschwindigkeit des Wassers im Kühlrohr war 0,877 m, diejenige der Maische an der Kühlfläche vorüber ca. 0,85 m pro Sekunde. (Bottich 2300 mm Durchmesser, Rührwerk 30 Touren in 1 Minute, daher seine mittlere Geschwindigkeit = 1,7 m. Die Bewegung der mitgeführten Maische wird halb so groß angenommen.) Die Maische verlor: $3000 (62,5 - 16,25) = 138\ 750$ WE. Das Wasser gewann: $9632 \cdot 12,1 = 116\ 547$ WE. Der Unterschied: $138\ 750 - 116\ 547 = 22\ 203$ WE ist durch Strahlung und Verdampfung verloren gegangen.

Der mittlere Temperatur-Unterschied war: $\vartheta_m = 12,03^\circ$ und hieraus ergibt sich die beobachtete Wärmeübergangszahl:

$$k_k = \frac{C}{H_k \cdot \vartheta_m \cdot z_h} = \frac{116\ 547}{8,4 \cdot 12,1 \cdot \frac{105}{60}} = 665 \text{ Kal.}$$

Tabelle 103.

Bei unterbrochener (periodischer) Kühlung: Mittlerer Temperatur-Unterschied ϑ_m . Mittlere Kühlwasser-Abfluß-Temperatur t_{kme} . Erforderliche Kühlwassermenge W und Kühlfläche H_k , bei Geschwindigkeiten der Flüssigkeit von 1 m, des Kühlwassers von 0,1 m, um 100 kg Wasser in 1 Stunde zu kühlen.

Kühlwasser-Eintritts-Temperatur		Flüssigkeit zu kühlen		Kühlwasser-Ablauf-Temperatur am		Mittlerer Temp.-Unterschied	Mittlere Kühlwasser-Ablauf-Temperatur	Erforderliches Kühlwasser für 100 kg zu kühl. Flüssigkeit	Kühlfläche für $v_1 = v_2 = 0,1$	Kühlwasser-Eintritts Temperatur		Flüssigkeit zu kühlen		Kühlwasser-Ablauf-Temperatur am		Mittlerer Temp.-Unterschied	Mittlere Kühlwasser-Ablauf-Temperatur	Erforderliches Kühlwasser für 100 kg zu kühl. Flüssigkeit	Kühlfläche für $v_1 = v_2 = 0,1$
t_{ka}	t_{kw}	von	auf	Anfang	Ende	ϑ_m	t_{kme}	W	H_k	t_{ka}	t_{kw}	von	auf	Anfang	Ende	ϑ_m	t_{kme}	W	H_k
°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	kg	qm	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	kg	qm
10	100	80	80	64,5	41	71,4	82,6	0,12	0,12	10	70	30	60	26,7	16,8	40,2	132	0,60	0,60
"	"	80	60	49	54,9	54,2	45	0,09	0,09	"	"	30	50	23,3	22,2	34,6	162	0,44	0,44
"	"	60	80	49	35	62,5	76	0,28	0,28	"	"	20	60	18,3	12,6	32,7	265	1,00	1,00
"	"	60	60	38	46,8	47,7	106	0,21	0,21	"	"	20	50	16,7	16,8	28,6	322	0,73	0,73
"	"	40	80	33,3	28,8	53,2	139	0,50	0,50	15	70	50	60	43,3	21,1	50,9	56	0,23	0,23
"	"	40	60	26,6	38	40,6	196	0,40	0,40	"	"	50	50	37,3	29	44,0	70	0,17	0,17
"	"	20	80	17,8	18	27,0	471	1,09	1,09	"	"	30	60	27,3	14,5	39,7	270	0,68	0,68
"	"	20	60	15,6	24,5	29,7	406	0,80	0,80	"	"	30	50	24,5	20	35,0	200	0,49	0,49
15	100	80	80	64,7	39,5	71,5	35	0,12	0,12	"	"	20	60	19	10,3	32,5	286	1 20	1 20
"	"	80	60	49,4	52	54,2	55	0,09	0,09	"	"	20	50	18	14	29,0	357	0,87	0,87
"	"	60	80	49,4	32,3	61,2	86	0,30	0,30	10	60	40	50	34	19,6	40,3	66	0,25	0,25
"	"	60	60	38,8	43,3	47,5	123	0,23	0,23	"	"	40	40	28	25,9	33,6	87	0,18	0,18
"	"	40	80	34	25,5	51,5	164	0,58	0,58	"	"	20	50	18	12,5	30,0	174	0,80	0,80
"	"	40	60	28,3	34	40,6	234	0,43	0,43	"	"	20	40	16	16,5	25,0	266	0,49	0,49
"	"	20	80	18,8	14,4	35,6	388	0,36	0,36	15	60	40	50	34,4	17,5	56,2	94	0,28	0,28
"	"	20	60	17,6	19,5	29,7	545	1,00	1,00	"	"	40	40	28,9	23	42,6	72	0,22	0,22
10	80	60	60	45,7	33,3	51,9	48	0,15	0,15	"	"	20	50	18,9	9	23,4	130	1,10	1,10
"	"	60	40	31,4	45	35,0	80	0,11	0,11	"	"	20	40	17,2	12,4	25,0	400	0,80	0,80
"	"	40	60	31,4	26,3	43,1	120	0,37	0,37	10	50	30	40	25	15,7	32,1	90	0,31	0,31
"	"	40	40	23	35	29,5	205	0,28	0,28	"	"	30	30	20	20,9	24,4	139	0,24	0,24
"	"	20	60	17,4	17,5	31,9	274	0,83	0,83	"	"	20	40	17,5	11,8	34,6	122	0,63	0,63
"	"	20	40	17,4	23,3	19,7	619	0,63	0,63	"	"	20	30	15	15,7	20,4	193	0,48	0,48
15	80	60	60	46	37	58,3	46	0,14	0,14	15	50	30	40	25	13,6	30,6	128	0,36	0,36
"	"	60	40	32	42,9	35,7	99	0,12	0,12	"	"	30	30	21,4	17,9	25,0	201	0,28	0,28
"	"	40	60	32,3	24,7	43,9	139	0,40	0,40	"	"	20	40	18,6	8,9	25,2	392	0,83	0,83
"	"	40	40	24,6	38	33,1	220	0,27	0,27	"	"	20	30	17,1	12,1	21,7	596	0,61	0,61
"	"	20	60	18,4	13,7	31,0	461	1,08	1,08	10	40	20	30	16,7	11	28,5	108	0,45	0,45
"	"	20	40	17	18,9	24,0	1000	0,80	0,80	"	"	20	20	13,3	15	15,4	370	0,33	0,33
10	70	50	60	43,4	22,6	50,7	46	0,22	0,22	15	40	20	30	18	8,3	21,9	290	0,60	0,60
"	"	50	50	26,7	30	49,3	59	0,16	0,16	"	"	20	20	16	11,2	17,5	400	0,44	0,44

Die berechnete Übergangszahl ist:

$$kk = \frac{200}{\frac{1}{1 + 6\sqrt{v_{f1}}} + \frac{1}{1 + 6\sqrt{v_{f1}}}} = \frac{200}{\frac{1}{1 + 6\sqrt{0,877}} + \frac{1}{1 + 6\sqrt{0,85}}} = 656 \text{ WE}$$

was genau genug stimmt.

Die nachfolgende Tabelle zeigt das Bild des Versuchs:

Nach Minuten	Maisch- Temp. t_{we}	Wasser- Ablauf- Temp. t_{ke}	Temperatur-Unterschied				Wassererwärmung		
			am Auslauf ϑ_2	am Einlauf ϑ_1	einzelne mittlere	ganze mittlere ϑ_m	im einzelnen.	im Mittel	
0	62,5	50	12,5	51,9	28		39,4		
5	56,25	41,25	15	45,65	27	5. 27,5	30,65	5. 35,2	
11	50	36,15	13,75	39,4	24,6	6. 25,8	25,65	6. 28,15	
17	43,75	31,25	12,5	33,15	21,1	6. 22,6	20,65	6. 23,15	
25	37,5	27,5	10	26,9	17,4	8. 19,6	16,9	8. 18,77	
33	31,25	22,5	8,75	20,65	13,58	8. 15,5	11,9	8. 14,4	
58	25	20	5	14,4	9,21	25. 11,25	9,9	25. 10,9	
64	22,5	18,5	4	11,9	7,1	5. 8,15	7,9	5. 8,9	
74	20	16,25	3,75	9,4	6,18	10. 6,95	5,65	10. 6,77	
90	17,5	14,4	3,1	6,9	4,9	16. 5,5	3,8	16. 4,73	
105	16,25	13,4	2,85	5,65	4,1	15. 4,5	2,8	15. 3,3	
						1263		1267	
						105	= 12,03 °	105	= 12,1 °

Beobachtung. Doppelwandiges, emailliertes Gefäß, 2100 Dm., 3000 hoch mit Rührwerk. 20,5 qm Kühlfläche. 10 000 Liter Würze Inhalt in 1 Stunde von 44,5° auf 36,5° abgekühlt durch 3600 Liter Wasser, das sich anfangs von 11,5° auf 38°, am Ende von 11,5 auf 31° erwärmt. Flüssigkeitsbewegung immer weniger als 1 m, Kühlwasserbewegung etwa 0,024 m.

Mittlerer Temperatur-Unterschied am Anfang:

$$\left(\text{da } \frac{44,5 - 38}{44,5 - 11,5} = 0,2 \right)$$

$$\vartheta_{ma} = 0,5 \cdot 33 = 16,5^\circ.$$

Mittlerer Temperatur-Unterschied am Ende:

$$\left(\text{da } \frac{36,5 - 31}{36,5 - 11,5} = 0,22 \right)$$

$$\vartheta_{me} = 0,57 \cdot 25 = 12,7^\circ.$$

Wahrer mittlerer Temperatur-Unterschied:

$$\left(\text{da } \frac{12,7}{16,5} = 0,77 \text{ ist} \right)$$

$$\vartheta_m = 0,88 \cdot 0,5 \cdot 33 = 14,52^\circ.$$

$$\text{Wärmeentziehung} = 10\,000 (44,5 - 36,5) = 80\,000 \text{ WE.}$$

$$\text{Also beobachtet: } k_k = \frac{C}{H_k \cdot \vartheta_m} = \frac{80\,000}{14,52 \cdot 20,5} = 269 \text{ WE.}$$

Nach Tabelle 100 würde bei Kupferfläche das berechnete $k_k = 300 \text{ WE}$ sein.

Die berechnete mittlere Ablauftemperatur des Wassers ist:

$$\left(\text{da } \frac{31}{38} = 0,815 \right) \quad t_{k.me} = 0,9 \cdot 38 = 34,2^\circ \text{ C,}$$

was (berechnet aus $(34,2 - 11,5) \cdot W = 80\,000$) etwa 3525 Liter Kühlwasser geben würde. Wirklich wurden 3600 verbraucht. Der Wärmeverlust der 12 qm Oberfläche könnte die fehlenden 75 WE erklären.

Beobachtung. In einem oben offenen Kupfergefäß von 2800 mm Dm., 1700 mm Höhe, 9840 Liter Inhalt, mit nur äußerem zylindrischen Kühlmantel, 14 qm kupferner Kühlfläche, gefüllt mit Wasser von -12° bis -14° wurden in 2 Stunden 10135 Kilo Milch von 7 auf 4° gekühlt. Spezifisches Gewicht der Milch 1,03, spezifische Wärme = 1. Innen schlechtes Rührwerk, 16 Touren, im Kühlmantel schlechte Schraubenrührer.

$$\vartheta_m = 18,5^\circ, k = \frac{10\,135 \cdot 3}{2 \cdot 14 \cdot 18,5} = 58,7 \text{ WE.}$$

Fettige Flüssigkeit — sehr geringe Bewegung.

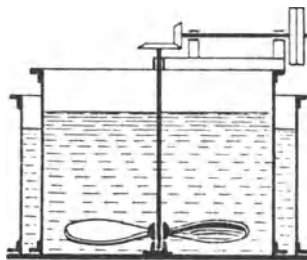


Abb 54.

Beobachtung ¹⁾. De la Vergne Co., New York. Durch eine Anordnung von 12 parallelen, wagerechten, übereinander liegenden eisernen Doppelrohren (Innen $2''$, Außenrohr $3''$, Länge 6100 mm, Heizfläche 3,88 qm) wurde Kühlsole (spez. Gew. = 1,2) mit $v_s = 6 \div 9$ oder $10 \div 16$ Liter in 1 Sek. — $1 \div 1,9$ m Geschw. gedrückt. Durch den Heizraum floß (flüssiges und dampfförmiges überhitztes) Ammoniak mit $v_a = 4,6 \div 7,5$ m Geschw. (als Dampf). Temp.-Untersch. $4 \div 5^\circ \text{ C}$.

Dabei soll sich ergeben haben für große Leistung: $10 \div 16$ Liter i. Sek.

$$k = 183 \sqrt{0,521 \cdot v_a + v_s}$$

für kleine Leistung: $6 \div 9$ Liter Sek.

$$k = 136 \sqrt{0,521 \cdot v_a + v_s}$$

¹⁾ Journ. of the Americ. Soc. of Refrigerat. Engin. 1915. Sept. aus: Z. f. d. ges. Kälteindust. 1916.

3. Eiserzeugung.

Hierher gehört auch eine kurze Bemerkung über periodische Kühlung des Wassers bis zur Erstarrung.

Eis wird gebildet entweder in der Art, daß mit Wasser gefüllte metallene Gefäße (Zellen) in einem Kasten stehen, in dem kaltes Salzwasser um die Zellen getrieben wird (Zelleneis), oder dadurch, daß in dem zu gefrierenden Wasser mit stark gekühltem Salzwasser gefüllte schmale lange Gefäße stehen, an deren Wänden sich dann bei einseitiger Kühlung 250 ÷ 350 mm dicke Eisplatten bilden (Platteneis), oder endlich indem die schmalen Gefäße ohne Salzlösung direkt als Verdampfer benutzt werden (trockenes System). Das Eis bildet sich dann direkt an den von Gas gekühlten Wänden.

So erzeugtes Eis wird gewöhnlich bis auf -5° abgekühlt. Das kühlende Salzwasser hat bei Zelleneis -5° bis -9° , bei Platteneis -10° bis -12° bis -18° C.

Die nachfolgende kleine Zusammenstellung enthält einige Beobachtungen.

	Zelle	Zelle	Zelle	Zelle ¹⁾	Zelle	Zelle	Platteneis (pro 1 qr		
							Dicke	Dicke	Dicke
Abmessungen oben	185×90	185×90	179×100	191×191	185×185	185×185	300	275	95 mm
unten	165×80	160×80	148×88	160,5×160,5	165×165	165×165	—	—	—
Wasserhöhe innen	1000	735	765	893	1000	1000	—	—	—
Inhalt (total)	14,25	11	12	26,3	28-30	28-30	300	275	95 Kil
Nutzhalt	12,5-13	?	?	25,6	25	25	—	—	—
Metallgewicht der Zelle	8	5,15	6,95	11,65	12	12	—	—	—
Kühlfläche H_k	0,533	0,391	0,407	0,653	0,727	0,727	1,0	1,0	1,0 qr
Gefrierwassertemperatur									
am Anfange t_e	10°	10°	14°	4,91°	10°	10°	10 (?)	4 (?)	4 (?) C
am Ende t_a	-5°	-6°	-0,75°	-2,96°	-5°	-3,75°	-5° (?)	-5° (?)	-0° (?)
		(-10 bis	(3,75 bis	(-3,23 bis					
		-11,75	-5)	-3,44)					
Salzwasser-		-10,4	-4,38	-3,33	-8	-5	-12	-13,2	-18°
temperatur t_k	-7,5								
Kühlzeit	8	5,5	9,4	43,6	16,5	22	220	144	24 St
Erforderlich zur Abkühlung									
von 10 auf 0°	234	969	1104	2208	2464	2464	26400	22550	7790K
von 0 auf -5°	36	33	4	27,3	70,5	70,5	756	693	—
des Metalls	13,8	9,6	10	9,3	20	20	—	—	—
Zusammen	1283,8	1011,6	1118	2244,6	2554,5	2554,5	27156	23243	7790
Mittleres Temp - Gef. $\vartheta_n =$	7,5	11,0	9,2	2,713	8,37	5,535	12,48	12,7	20° C
Wärme-übergangszahl $k =$	40	42,5	31,7	29,18	25,5	28,8	9,0	12,7	15,1
Spezifische Wärme des Eises: $s = 0,504$				des Eisens: $s = 0,115$.					

Aus diesen etwas rohen Zahlen (die übrigens auch auf die größere oder geringere Bewegung der Salzlösung keine Rücksicht

¹⁾ Mittel aus 7 Versuchen mit einander ähnlichen Zahlen. (Sole $\frac{2}{3}$ der Kühlzeit bewegt).

nehmen) ist ein Gesetz für die Wärmeübertragung nicht zu folgern, es ist nur eine ungefähre Abnahme der Wärmeübergangszahl mit der zunehmenden Dicke der Eisschicht zu erkennen. Unter sonst gleichen Umständen sollte theoretisch die Dicke der Eisschicht etwa proportional mit der Wurzel aus der Kühlungszeit zunehmen.

Die erforderliche Zeit z_h in Stunden für das Gefrieren von Fleisch und Fisch in etwa zylindrischen Stücken von d Durchmesser in m, die entweder von kalter Luft oder direkt von Salzsole umgeben sind, kann nach Planck¹⁾ berechnet werden aus der Gleichung:

$$z_h = \frac{\varrho \cdot d}{16 \cdot \lambda \cdot \vartheta} (d + 8 \cdot \lambda \cdot a)$$

in der bedeutet ϱ = Schmelzwärme von 1 cbm, λ = Wärmeleitzahl für Eis und gefrorenes Fleisch = 2,0, für Fett = 0,150 ÷ 0,153, ϑ = Temperatur-Unterschied zwischen der umgebenden Luft oder Sole und dem noch nicht gefrorenen aber auf -1 gekühlten Teil der Stücke, $a = \frac{1}{2a_1} + \frac{1}{2a_2}$, $a_2 = 500 WE$.

Wärmeübergang zwischen schon und noch nicht gefrorenem, $a_1 = 8 WE$. Wärmeübergang von kalter Luft, $a_1 = 4000 WE$ von kalter Sole an das gekühlte Fleisch. — Sind die zu gefrierenden Stücke auf -1° gekühlt, hat die Kühlluft -7° , die Sole -15° hat ferner das Fleisch 75% Wasser, von dem 90% gefrieren, so ist die Gefrierzeit:

$$\text{in Luft: } z_h = 281,5 \cdot d (d + 1,032) \text{ Stunden}$$

$$\text{in Sole: } z_h = 120,5 \cdot d (d + 0,034) \quad ,,$$

Dicht über dem Eise künstlicher Eisbahnen in erwärmten Räumen, in denen oft eine Temperatur von 18 bis 22° herrscht, hat die Luft 14° bis 16° . Das Eis nimmt dabei in 1 Stunde und für 1 Quadratmeter etwa 90 bis 125 WE auf. Es werden auch 73 ÷ 83 WE angegeben (Eis- und Kälteind. 1916, S. 39). Die zur Kühlung des Eises dienenden Eisenrohre geben in 1 Stunde, Quadratmeter Oberfläche und 1° Temperatur-Unterschied zwischen der kühlenden Sole und der Luft dicht über dem Eise etwa 2 bis 2,2 WE ab, wenn der Keller kalt ist. Wenn der Keller 15 ÷ 20° warm ist, braucht 1 qm Eisfläche etwa 3000 WE in 24 Stunden. Über runden Rohren steht das Eis etwa 30 ÷ 40 mm, über vier-eckigen ($60 \times 125 \times 3$) etwa 40 ÷ 50 mm. Die Sole kann -8°

¹⁾ Prof. Dr. ing. R. Planck, Z. f. d. ges. Kälteind. 1917. S. 9, 17.

÷ — 9°, seltener — 10 ÷ — 11° haben. Rohre 52 × 57 Entfernung voneinander ca. 100 mm — für eine Bahn von 2500 qm waren davon 25 000 m = 4400 qm erforderlich¹⁾.

E. Rieselkühler.

Manche heiße Flüssigkeiten werden auf die Weise gekühlt, daß man sie frei an der Atmosphäre über metallene Flächen, auf deren anderer Seite kaltes Wasser fließt, herabrieseln läßt oder die Flüssigkeit wird gekühlt indem sie durch parallele, wagrechte Rohre emporgedrückt wird, während das Kühlwasser an diesen außen herabrieselt. Die solchem Zweck dienenden Apparate werden Rieselkühler genannt. Ihre Kühlflächen bestehen aus geraden oder gebogenen parallel übereinander angeordneten Rohren von rundem oder ovalem, oder angenähert dreieckigem Querschnitt; seltener wählt man dafür ebene, lotrechte oder geneigte Flächen oder lotrecht geordnete Rohre.

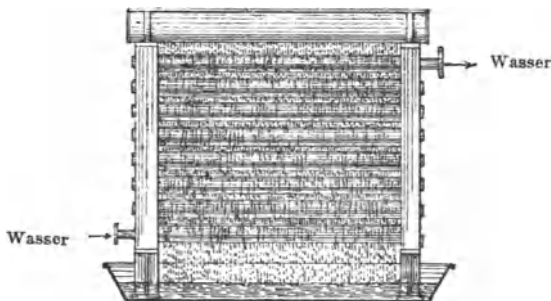


Abb. 55.

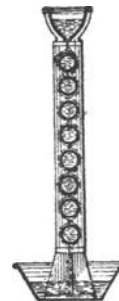


Abb. 56.

Die Geschwindigkeit, mit der die Flüssigkeit oder das Kühlwasser an der Kühlfläche außen herabrinnt, ist verschieden; sie wächst mit der Glätte der Fläche, der Fallhöhe der rieselnden Masse und mit der Flüssigkeitsmenge, die in der Zeiteinheit über 1 m der Apparatlänge geht, d. h. mit der Dicke der fließenden Schicht. Sie nimmt ab mit der Neigung der Flächen gegen den Horizont und mit der Konsistenz, Zähigkeit oder Schwerflüssigkeit der Masse.

¹⁾ Z. f. gesamte Kälteindustrie 1911 Nr. 3, S. 41 — 1913, S. 209.

An ebenen vertikalen Flächen, deren Höhe

	1	2	3	4 m beträgt,
--	---	---	---	--------------

ist die mittlere Geschwindigkeit herabfließenden Wassers bei glatter

Wand ungefähr: 0,5 bis 0,7 0,6 bis 0,9 0,8 bis 1,1 0,9 bis 1,3 m.

Bei den Rieselkühlern mit Rohren von mehr oder weniger verwickeltem Querschnitt ist die Geschwindigkeit viel geringer. Sie sinkt hier bis auf 300, ja 150 mm.

Die zu kühlende Flüssigkeitsmenge, die in 1 Stunde über 1 m Länge der Kühlfläche außen herabfließt, kann bei größeren Apparaten größer als bei kleineren sein. Bei solchen, die in 1 Stunde kühlen sollen:

100—300—500—800—1000—2000—3000 Liter u. mehr mögen über einen Längener in 1 St. auf einer Seite

fließen: 125—300—390—420—550—700—800 Liter Wasser.

Wenn die zu kühlende Flüssigkeit innen, das Kühlwasser außen strömt, so pflegt dieses reichlicher gegeben zu werden, und zwar für 1 m Länge und Stunde (einseitig) 1200—1500 Liter.

Das Kühlwasser tritt unten ein und oben aus. Es ist vorteilhaft, dieses mit ziemlicher Geschwindigkeit durch die Kühlrohre zu treiben; bei kleineren Apparaten durchströme es die Rohre mit etwa 0,3 m, bei großen mit 0,6 und mehr (bis 1,5 m).

Die Kühlwirkung dieser Kühlerbauart ist meistens eine sehr gute, weil die dünne Flüssigkeitsschicht die Wärmeaufnahme sehr begünstigt, weil die Geschwindigkeit beider Flüssigkeiten, der kühlenden und der gekühlten, hier größer als bei Gefäßkühlern sein kann, weil die Luft durch eigene Erwärmung und durch Verdunstung die Kühlung befördert, und weil die leichte Zugänglichkeit der Flächen sie stets rein und wirkungsvoll zu erhalten erlaubt. Ein kleiner Betrag der Wärme wird auch durch Ausstrahlung beseitigt.

Die Rieselkühler werden in Fabrikräumen, auch im Freien aufgestellt und in diesem Falle befördert die nie fehlende Luftströmung die Wirkung sehr. In Fabrikräumen steigt die den Kühler umgebende Luft langsam an der Flüssigkeit empor, bei kleinen Kühlern

Tabelle 104.

Erforderliche Kupfer- oder Messing-Kühlfläche H_k in qm und nötiges Kühlwässriger Flüssigkeit von $t_{wa} = 100^\circ$ bis 30° auf $t_{we} = 30^\circ$

Ursprüngliche Temperatur der zu kühlenden Flüssigkeit t_{wa}	Temperatur des ablaufenden Kühlwassers t_{ke}	Ursprüngliche Temperatur des Kühlwassers t_{ka}										
		2°		5°		10°		15°				
		Temperatur der gekühlten Flüssigkeit t_{we}										
		3°	6°	10°	20°	11°	15°	25°	16°	20°	30°	
100°	90°	$\mathcal{D}_m =$	3,91	3,91	7,24	12,40	3,91	7,24	12,40	3,91	7,24	12,40
		$H_k =$	2,50	2,42	1,26	0,646	2,26	1,18	0,604	2,15	1,11	0,56
		$W =$	111	111	107	94,2	112	107	94	112	106	94
	80°	$\mathcal{D}_m =$	6,34	6,34	10,88	17,44	6,34	10,88	17,44	6,34	10,88	17,44
		$H_k =$	1,55	1,48	0,83	0,460	1,40	0,78	0,43	1,33	0,74	0,40
		$W =$	115	125	120	107	128	122	108	130	123	108
	60°	$\mathcal{D}_m =$	10,56	10,56	16,96	25,60	10,56	16,96	25,60	10,56	16,96	25,60
		$H_k =$	0,92	0,90	0,53	0,31	0,84	0,50	0,29	0,8	0,48	0,27
		$W =$	168	171	164	146	173	170	150	187	179	155
80°	70°	$\mathcal{D}_m =$	3,91	3,91	7,24	12,40	3,91	7,24	12,40	3,91	7,24	12,40
		$H_k =$	1,98	1,82	0,97	0,49	1,62	0,89	0,45	1,61	0,83	0,45
		$W =$	114	114	108	93	115	109	92	116	100	90
	60°	$\mathcal{D}_m =$	6,34	6,34	10,88	17,44	6,34	10,88	17,44	6,34	10,88	17,44
		$H_k =$	1,22	1,21	0,65	0,36	1,09	0,60	0,34	1,01	0,56	0,34
		$W =$	133	129	121	104	140	130	110	144	133	110
	40°	$\mathcal{D}_m =$	10,56	10,56	16,96	25,60	10,56	16,96	25,60	10,56	16,96	25,60
		$H_k =$	0,73	0,70	0,41	0,35	0,69	0,33	0,22	0,60	0,36	0,20
		$W =$	200	212	200	171	230	217	184	260	240	200
60°	50°	$\mathcal{D}_m =$	3,91	3,91	7,24	12,40	3,91	7,24	12,40	3,91	7,24	12,40
		$H_k =$	1,46	1,40	0,70	0,33	1,73	0,63	0,28	1,15	0,56	0,25
		$W =$	119	120	110	90	123	112	88	126	114	89
	40°	$\mathcal{D}_m =$	6,34	6,34	10,88	17,44	6,34	10,88	17,44	6,34	10,88	17,44
		$H_k =$	0,90	0,84	0,46	0,20	0,80	0,42	0,20	0,72	0,37	0,20
		$W =$	150	150	143	90	163	150	117	180	160	120
60°	40°	$\mathcal{D}_m =$	3,91	3,91	7,24	12,40	3,91	7,94	12,40	3,91	7,24	12,40
		$H_k =$	1,24	1,15	0,56	0,24	0,99	0,48	0,22	0,80	0,42	0,17
		$W =$	124	124	114	89	130	117	83	136	120	80
	30°	$\mathcal{D}_m =$	6,34	6,34	10,88	17,44	6,34	10,88	17,44	6,34	10,88	17,44
		$H_k =$	0,74	0,71	0,37	0,20	0,61	0,32	0,17	0,55	0,28	0,12
		$W =$	170	178	160	120	195	175	125	226	200	133
40°	30°	$\mathcal{D}_m =$	3,91	3,91	7,24	12,40	3,91	7,24	12,40	3,91	7,24	12,40
		$H_k =$	0,90	0,80	0,42	0,16	0,75	0,35	0,12	0,65	0,28	0,09
		$W =$	132	136	120	80	145	125	75	160	133	66

Tabelle 104.

wasser W in Litern für Riesel-Kühler, um in 1 Stunde $F_w = 100$ kg bis 3° durch Kühlwasser von $t_{ka} = 2^\circ$ bis 15° abzukühlen.

Ursprüngliche Temperatur der zu kühlenden Flüssigkeit	Temperatur des ablaufenden Kühlwassers	Ursprüngliche Temperatur des Kühlwassers t_{ka}										
		2°		5°		10°		15°				
		Temperatur der gekühlten Flüssigkeit t_{we}										
t_{wa}	t_{ka}	3°	6°	10°	20°	11°	15°	25°	16°	20°	30°	
40°	20°	$\vartheta_m =$	6,34	6,34	10,88	17,44	6,34	10,88	17,44	6,34	10,88	17,44
		$H_k =$	0,61	0,45	0,28	0,12	0,45	0,35	0,09	0,40	0,19	0,66
		$W =$	200	227	200	133	290	250	150	480	400	200
30°	25°	$\vartheta_m =$	2,5	2,5	5,0	9,0	2,5	5	9	2,5	5	—
		$H_k =$	1,09	0,97	0,40	0,12	0,77	0,30	0,06	0,57	0,2	—
		$W =$	118	120	140	50	180	100	33	140	100	—
	20°	$\vartheta_m =$	3,91	3,91	7,24	12,40	3,91	7,24	12,40	3,91	7,24	—
		$H_k =$	0,70	0,64	0,28	0,09	0,49	0,21	0,05	0,25	0,15	—
		$W =$	150	160	133	67	190	150	50	280	280	—

und kälteren Flüssigkeiten mit etwa 0,2—0,3 m, bei höheren Apparaten und wärmeren Flüssigkeiten mit etwa 1 m. Sie erwärmt sich etwa proportional mit der Temperatur der zu kühlenden Flüssigkeit und nimmt entsprechend ihrer Erwärmung und ihrem ursprünglichen Feuchtigkeitsgehalt Wasser auf, ähnlich, wie es bei der Wasserkühlung beschrieben wird. Die Flüssigkeit verliert durch Verdunstung, je nach den Umständen, etwa 1—3 % ihres Gewichtes.

Da zuverlässige, durch Versuche gewonnene Zahlen über die Lufterwärmung und ihre Verdunstungsleistung bei diesen Kühlerbauarten nicht zur Verfügung stehen, so müssen wir darauf verzichten, durch Rechnung¹⁾ zu bestimmen, welche Wärmemenge von der Luft, und welche vom Kühlwasser einzeln bei Rieselkühlern aufgenommen wird. Es scheint, daß die Wärmeaufnahme der Luft etwa proportional dem mittleren Temperatur-Unterschied zwischen Wasser und Luft stattfindet.

Je wärmer die zu kühlende Flüssigkeit auf den Apparat kommt, desto erfolgreicher arbeitet dieser, weil dann durch Verdunstung ziemlich viel Wärme gebunden wird. Es ist von erheblicher Be-

¹⁾ Dr. ing. Martin Krause, Z. f. d. g. Kälteind. 1916. Heft 1÷4 Die Theorie der Berieselungskondensatoren.

Diese Gleichung gilt für Kupfer- oder Messing-Kühlrohre, für Wasserkühlung und dünne, warme Flüssigkeiten.

Ist die ursprüngliche Temperatur der Flüssigkeit niedrig, etwa unter 15° , so darf nur etwa angenommen werden:

$$k_k = 700 \dots \dots \dots (355)$$

Besteht die Kühlfläche aus Eisen, so ist für warme Flüssigkeit:

$$k_k = 800.$$

Ist die zu kühlende Masse etwas dicker wie Wasser, so ist H_k um etwa 20% zu vergrößern. Hiernach ist die Tabelle 103 zusammengestellt, die ohne Erklärung deutlich ist.

Beispiel. Es sollen in 1 Stunde $F_w = 1000$ kg Wasserflüssigkeit von $t_{wa} = 80^{\circ}$ auf $t_{we} = 17^{\circ}$ abgekühlt werden. Das Kühlwasser hat $t_{ka} = 15^{\circ}$ und soll mit $t_{ke} = 60^{\circ}$ abfließen.

Dann ist $z_h = 1$

$$C = F(t_{wa} - t_{we}) = 1000(80 - 17) = 63\,000 \text{ WE.}$$

Der größte Temperatur-Unterschied ist: $\vartheta_a = 80^{\circ} - 60^{\circ} = 20^{\circ}$.

Der kleinste „ „ „ $\vartheta_e = 17^{\circ} - 15^{\circ} = 2^{\circ}$.

Da also $\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a} = \frac{2}{20}$ ist, folgt aus Tabelle 1

$$\vartheta_m = 0,391 \cdot 20 = 7,82^{\circ}.$$

Demnach ist die erforderliche Kühlfläche:

$$H_k = \frac{C}{k_k \vartheta_m z_h} = \frac{63\,000}{1000 \cdot 7,820 \cdot 1} = 8 \text{ qm.}$$

Das nötige Kühlwassergewicht W ergibt sich aus:

$$C = W(t_{ke} - t_{ka}) = W(60 - 15)$$

$$W = 1400 \text{ Liter.}$$

F. Die Kühlung durch Berührung mit Metallflächen, die von kalter Luft bestrichen werden.

Hierüber ist im Abschnitt XVII B 2 (Seite 407) berichtet worden.

G. Das Kühlen des Wassers durch Luft.

Zum Kühlen größerer Mengen heißen Wassers bedient man sich meistens der Methode, das Wasser mit möglichst großer Oberfläche der ruhenden oder bewegten Luft darzubieten. Man läßt das Wasser in flachen Teichen mit großer Oberfläche stehen oder durch flache, lange Kanäle fließen; man läßt es in Schleiern über Terrassen herabströmen oder an flachen, vertikalen oder geneigten Wänden herabrieseln. Auch in Form von Tropfen und Strahlen fällt es wie im Gradierwerk herab oder wird durch Düsen, fein verteilt, emporgeschleudert, um als Staub herabzusinken. Endlich kann

Wasser auch dadurch gekühlt werden, daß entsprechende Luftmengen künstlich durch das Wasser gedrückt (gepumpt) werden.

Die kühlende Luft bewegt sich dabei mit ihrer natürlichen Geschwindigkeit oder künstlich angetrieben über das Wasser hinweg. Man erstrebt stets bei diesen Einrichtungen, möglichst viel Luft mit möglichst viel fein verteiltem Wasser in direkte Berührung zu bringen.

Die kalte Luft wirkt in zweifacher Weise kühlend auf das warme Wasser ein: erstens direkt dadurch, daß sie zu ihrer eigenen Erwärmung dem Wasser Wärme entzieht. Hat die atmosphärische Luft bei ihrer ersten Berührung mit dem Wasser die Temperatur t_{ia} und verläßt sie es mit t_{ie} , so nehmen L kg Luft aus dem Wasser:

$$C_e = L \cdot 0,2375 \cdot (t_{ie} - t_{ia}) WE \quad . \quad . \quad . \quad (356)$$

zur eigenen Erwärmung auf.

Zweitens kühlt die Luft das Wasser dadurch, daß sie einen Teil davon zum Verdampfen bringt. Die fast nie mit Wasserdampf ganz gesättigte atmosphärische Luft nimmt gern noch davon auf, besonders wenn sie, wie es hier durch das Wasser geschieht, erwärmt wird. Die für die Verdunstung dieses Wassers erforderliche Wärme wird aus dem übrigen Wasser entnommen, dies also entsprechend gekühlt.

Über die von der Luft aufnehmbare Wassermenge und einige andere hier interessierende Fragen findet sich Näheres in unserem Buch: „Das Trocknen mit Luft und Dampf“, Julius Springer, Berlin, 4. Auflage 1911, aus dem auch die für das Folgende nötigen Zahlenangaben entnommen sind. Statt der hier folgenden Betrachtung kann auch die dort Seite 47, Tabelle XII, Tafel III beschriebene Methode angewendet werden.

Enthält 1 kg Luft vor der Berührung mit dem Wasser d_a kg Dampf und beim Verlassen des Wassers d_e kg, so hat dieses 1 kg Luft während der Berührung $(d_e - d_a)$ kg Wasserdampf aufgenommen. War die Wassertemperatur im Mittel t_{wm} , so sind dem Wasser zur Verdampfung dieses von 1 kg Luft entführenden Gewichts:

$$C_v = L (d_e - d_a) (640 - t_{wm}) WE \quad . \quad . \quad . \quad (357)$$

entzogen worden.

Das in der Luft bei deren Eintritt in das Wasser enthaltene Dampfgewicht, dessen spez. Wärme $\sigma d = 0,475$ ist, erhöht natürlich seine Temperatur auf die der Luft beim Austritt t_r .

Im ganzen führen also L kg Luft:

$$C_k = C_e + C_v + C_d = L [0,2375 (t_{ie} - t_{ia}) + (d_e - d_a) (640 - t_{wm}) + d_a 0,475 (t_{ie} - t_{ia})] \dots \dots \dots (358)$$

WE aus dem Wasser fort.

Wenn W kg Wasser von der Temperatur t_{wa} auf die Temperatur t_{we} abgekühlt werden sollen, so sind dazu $W (t_{wa} - t_{we})$ WE erforderlich und die Hauptgleichung lautet:

$$C_k = C_s + C_v + C_d = W(t_{wa} - t_{we}) = L [0,2375 (t_{ie} - t_{ia}) + (d_e - d_a) (640 - t_{wm}) + d_a 0,475 (t_{ie} - t_{ia})] \dots \dots \dots (359)$$

Die Temperatur der Außenluft t_{ia} und ihr Feuchtigkeitsgehalt sind sehr schwankend, auch Temperatur und Feuchtigkeit der abgehenden Luft sind veränderlich, ebenso ist die Temperatur des zu kühlenden Wassers in jedem Fall eine andere. Um nun wenigstens zu einem Überblick über die jeweiligen Umstände und Wirkungen in den so ungemein veränderlichen verschiedenen Fällen zu kommen, bietet sich der folgende einfache Weg der Betrachtung dar.

1 kg trockene Luft von der Temperatur t_{ia} hat einen gewissen bestimmten Wärmehalt, der von 0° an gerechnet ausgedrückt werden kann durch:

$$c_i = 1 \cdot 0,2375 \cdot t_{ia}$$

Der in diesem Luftgewicht bei vollkommener Sättigung enthaltene Dampf hat den Wärmehalt:

$$C_d = 1 \cdot d_a \cdot c$$

Der Gesamtwärmehalt von 1 kg Luft mit ihrem Dampf ist also:

$$C_i + C_d = 0,2375 t_{ia} + d_a c \dots \dots \dots (360)$$

Wird dieses Gemisch auf eine andere Temperatur t_{ie} erwärmt und zugleich soviel Wasserdampf hinzugefügt, daß auch bei dieser neuen Temperatur die Luft durch den Dampf d_e gesättigt bleibt, so ist dann der Gesamtwärmehalt:

$$C_i + C_d = 1 \cdot 0,2375 \cdot t_{ie} + 1 \cdot d_e \cdot c \dots \dots \dots (361)$$

Der Unterschied dieser beiden Wärmemengen

$$0,2375 (t_{ie} - t_{ia}) + (d_e - d_a) c$$

stellt dann die Anzahl der Wärmeeinheiten dar, die das erwärmte Luftdampfgemisch durch die Erwärmung und Wasserverdunstung aufgenommen, die es also dem warmen Wasser entzogen hat. Die Dampfgewichte d_a und d_e können dabei sowohl die der Sättigung als auch die jedes geringeren Gehaltes in Hundert bedeuten.

In der Tabelle 105 ist in Spalte 2 der Wärmehalt von 1 kg trockener Luft bei den nebenstehenden Temperaturen von 0° an verzeichnet, wobei für Temperaturen unter 0° ein Minuszeichen angewendet wurde. Natürlich sind aber für die Bestimmung der Wärmegehalts-Zunahme, wenn die eintretende Luft kälter als 0° ist, auch diese mit — bezeichneten Wärmeeinheiten denen über 0° hinzuzufügen. Die folgenden Spalten der Tabelle geben den Wärmehalt des Dampfes, der sich in der Luft befindet, und zwar für die Fälle der ganzen und der 90—20prozentigen Sättigung. Der Wärmehalt des Luftdampfgemisches ist immer die Summe aus dem der Luft und dem des Dampfes.

Das in 1 kg Luft bei den verschiedenen Temperaturen und vollkommener Sättigung enthaltene Dampfgewicht kann der Tabelle I aus dem Buche „Trocknen mit Luft und Dampf“, 4. Auflage, entnommen werden; durch das Diagramm Abb. 57 ist es hier anschaulich gemacht und in den nachfolgenden Zahlen wiederholt.

Temperatur °C	Wassergewicht in 1 kg Luft kg	Temperatur °C	Wassergewicht in 1 kg Luft kg	Temperatur °C	Wassergewicht in 1 kg Luft kg
—20	0,000763	0	0,00387	20	0,0148
—15	0,00115	5	0,00553	25	0,0202
—10	0,00172	10	0,00771	30	0,0275
— 5	0,00254	15	0,01080	35	0,0366

Der ganze Wärmehalt von 1 kg Dampf ist in Tabelle 9, Spalte 9, angegeben, z. B. 1 kg Luft von 20° kann im Höchstfall 0,0148 kg Dampf enthalten. Die Gesamtwärme in 1 kg dieses Dampfes ist $c = 612,6 WE$. Der Dampf in 1 kg Luft enthält daher: $0,0148 \cdot 612,6 = 9,066 WE$; die Luft selbst besitzt $1 \cdot 0,2375 \cdot 20 = 4,750 WE$, Dampf und Luft zusammen also $9,066 + 4,750 = 13,816 WE$.

Das Diagramm 58 ist mit Hilfe der Tabelle 105 gezeichnet, indem den an den Temperaturen errichteten, durch eine Gerade begrenzten Ordinaten des Wärmehalts der Luft der des Dampfes nach oben hinzugefügt wurde. Jede Höhe von der Abszisse (Nulllinie dick ausgezogen) bis zu einer der Kurven bedeutet also immer

Tabelle 105.

Wärmeinhalt (von 0° C an)

in 1 Kilo trockner Luft und in dem mit ihr vermischten Dampf bei den gemeinsamen Temperaturen $-20 \div +40^\circ$ und atmosphärischem Druck.

Temperatur ° C	in 1 kg trockner Luft	Wärmeinhalt (von 1° C an)									
		im Dampf der mit 1 kg Luft vermischt ist, wenn diese									
		ganz	90%	80%	70%	60%	50%	40%	30%	25%	20%
		damit gesättigt ist.									
	WE	WE	WE	WE	WE	WE	WE	WE	WE	WE	WE
-20	4,750	0,457	0,411	0,366	0,330	0,274	0,228	0,183	0,131	0,114	0,092
-15	3,562	0,690	0,621	0,552	0,483	0,414	0,345	0,276	0,207	0,172	0,138
-10	2,375	1,030	0,928	0,826	0,722	0,619	0,516	0,413	0,310	0,258	0,207
-5	1,187	1,524	1,372	1,096	1,067	0,914	0,762	0,610	0,457	0,381	0,305
0	0	2,340	2,106	1,685	1,638	1,404	1,170	0,936	0,702	0,585	0,468
5	1,187	3,360	3,025	2,420	2,358	2,017	1,681	1,345	1,009	0,841	0,673
10	2,375	4,708	4,237	3,766	3,296	2,825	2,354	1,883	1,412	1,127	0,942
15	3,562	6,599	5,840	5,279	4,740	3,960	3,299	2,639	1,980	1,670	1,319
20	4,750	9,066	8,159	7,253	6,346	5,439	4,233	3,626	2,720	2,267	1,813
25	5,937	12,403	11,163	9,922	8,682	7,442	6,201	4,961	3,621	3,101	2,481
30	7,125	16,929	15,236	13,636	11,850	10,157	8,464	6,772	5,079	4,232	3,386
35	8,312	22,582	20,324	18,065	15,807	13,549	11,291	9,033	6,775	5,645	4,517
40	9,500	30,245	27,222	24,196	21,172	18,147	15,122	12,098	9,074	7,561	6,049

Das Volumen des ausgerechneten Luftgewichtes L findet sich mit Hilfe der Tabelle XI¹⁾; sie sei hier für einige Fälle hinzugefügt:

Temperatur ° C	Volumen von 1 Kilo Luft und Dampf in cbm				
	ganz gesättigt	$\frac{3}{4}$ gesättigt	$\frac{1}{2}$ gesättigt	$\frac{1}{4}$ gesättigt	ganz trocken
-20	0,719	0,719	0,719	0,719	0,716
-10	0,746	0,746	0,746	0,745	0,745
0	0,787	0,780	0,760	0,760	0,759
10	0,810	0,808	0,806	0,805	0,802
20	0,850	0,846	0,840	0,838	0,831
30	0,900	0,884	0,877	0,870	0,858
40	0,955	0,935	0,923	0,900	0,886
50	1,040	1,010	0,975	0,943	0,914
60	1,180	1,110	1,050	1,000	0,942
70	1,400	1,270	1,150	1,060	0,970

¹⁾ E. Hausbrand. Das Trocknen mit Luft und Dampf. 4. Auflage.

den ganzen Wärmehalt von 1 kg Luft mit dem in ihr enthaltenen Dampf, mit dem sie 20 bis 100 im Hundert gesättigt ist.

Der mittlere Temperaturunterschied ϑ_m zwischen dem gekühlten Wasser und der von ihm erwärmten Luft kann bestimmt werden vermittelt der Tabelle 1 in der dort gezeigten Weise.

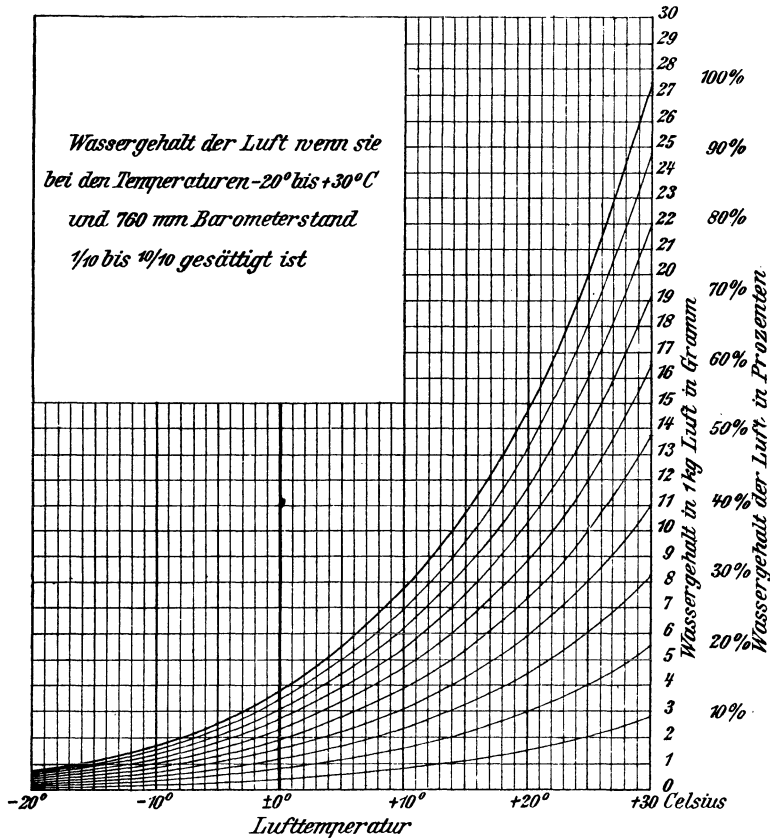


Abb. 57.

Das von der Luft entführte Wassergewicht ergibt sich als der Unterschied zwischen dem von ihr beim Ein- und Austritt besessenen, denn ist z. B. ihre Temperatur beim Eintritt 5°, die Sättigung 75 %, so enthält 1 kg Luft 0,00414 kg Dampf. Verläßt sie das zu kühlende Wasser mit 20° und ist dabei ganz gesättigt, so besitzt sie 0,0148 kg Dampf, sie hat also $0,0148 - 0,00414 = 0,01066$ kg aufgenommen.

Die Luftgeschwindigkeit in der Atmosphäre ist sehr veränderlich und kann bis 40 m betragen, aber auch wenn kein fühlbarer Wind herrscht, strömt sie meistens noch mit 1,5—2 m in der Sekunde. Bei Erörterung von Anlagen, die der sich frei bewegenden Luft ausgesetzt sind, darf man also diese Geschwindigkeit als die

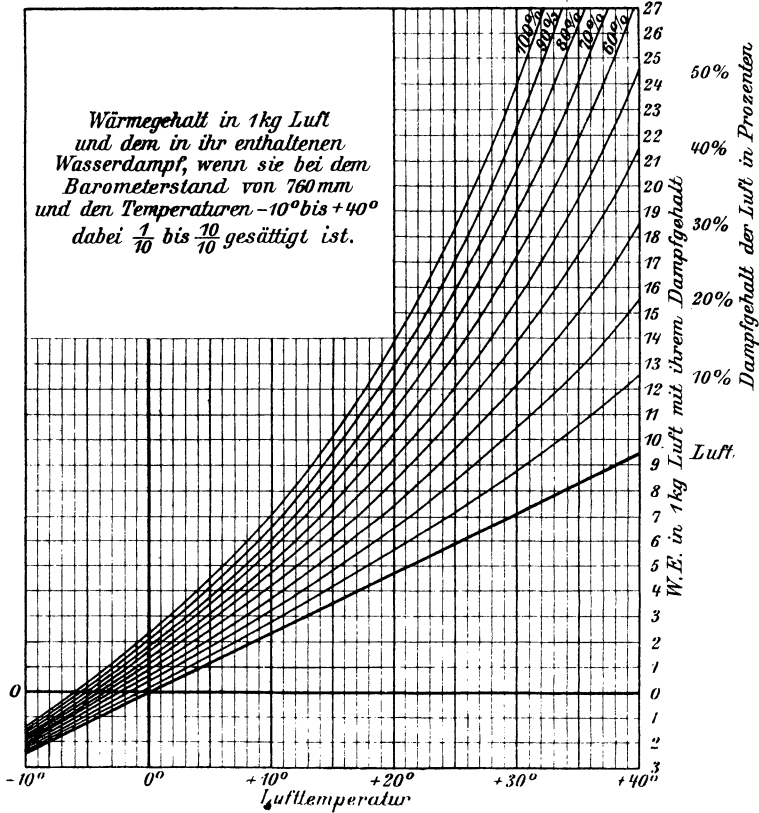


Abb. 58.

untere Grenze ansehen. Windflügel, die die Luft über ruhender Flüssigkeit bewegen, erteilen ihr eine Geschwindigkeit von etwa 2 m. In Kaminkühlern, in denen die Luft durch ihre Erwärmung aufsteigt, ist ihre Bewegung recht abhängig von der Außentemperatur, der herrschenden Windstärke und von den Hindernissen, die ihr innen geboten werden. Ihre Geschwindigkeit schwankt etwa zwischen 0,6 und 2 m. Wird sie künstlich vermittelt Ventilatoren durch den

Kamin getrieben, was allerdings wegen der damit verknüpften Kosten selten geschieht, so durchheilt sie den Kamin oft mit einer Geschwindigkeit von 6 m.

Die der Luft für eine beabsichtigte Kühlwirkung darzubietende Wasseroberfläche rechnerisch zu bestimmen ist mangels der dafür erforderlichen experimentellen Unterlagen nicht zuverlässig zu bewirken, denn sowohl die Kühlung durch Verdunstung als auch die durch Wärmeübertragung an die vorbeistreichende Luft ist von der Größe der Oberfläche abhängig. Aber der geringen Wärmeleitungsfähigkeit des Wassers wegen ist es erforderlich, daß nicht nur seine Oberfläche hinreichend groß, sondern auch daß diese einem schnellen und dauernden Wechsel unterworfen sei, damit auch die inneren Wassermassen an der Wärmeabgabe teilnehmen können. Wird sowohl für schnelle Erneuerung der Wasseroberfläche als auch dafür gesorgt, daß die Luft selbst öfter zu Richtungsänderungen und kleinen Wirbeln gezwungen wird, so kann die Wärmeübergangszahl k für die Erwärmung der Luft allein angenommen werden bei Geschwindigkeiten

$$\begin{array}{cccccccc} v = & 0,5 & 0,8 & 1 & 1,5 & 2 & 4 & 6 \text{ m} \\ k = & 3,5 & 4 & 4,5 & 6,3 & 8 & 13 & 19 \text{ WE/st/qm/}^{\circ}\text{C} \end{array}$$

Ist die Luftmenge für die Aufgabe des verdunsteten Wassers hinreichend groß und ihre Geschwindigkeit ziemlich klein, so daß sie Zeit hat, sich vollkommen zu sättigen, so reicht wohl die für die Lufterwärmung allein berechnete Wasseroberfläche auch für die Verdunstung aus. Soll k die ganze durch Erwärmung und Verdunstung für 1 qm und Stunde an die Luft übertragene Wärme bedeuten, so kann für die Wärmeübergangszahl auch wohl die folgende Formel Verwendung finden:

$$k = 2 + 12 \sqrt{v.}$$

Atmosphärische Luft, die nur zum Teil mit Dampf gesättigt ist, kann das Wasser bis unterhalb ihrer eigenen ursprünglichen Temperatur abkühlen, nämlich bis zu der tieferen Temperatur, bei der die Luft mit ihrem ursprünglichen Wassergehalt gerade gesättigt sein würde. Ist in einem Kamin das Wasser schon durch die ihm entgegenströmende Luft auf deren Temperatur abgekühlt und kommt ihm noch ferner nur zum Teil gesättigte Luft entgegen, so verdunstet doch noch ein kleiner Teil des Wassers, der von der Luft aufgenommen wird, bis sie gesättigt ist, und dann hört die Ver-

dunstung auf. Die zu dieser Verdunstung erforderliche Wärme wird dabei dem Wasser und der Luft entzogen.

Zur Bestimmung der theoretisch erreichbaren niedrigsten Temperatur wird am bequemsten das Diagramm Abb. 57 verwendet.

Z. B.: 1 kg Luft ist bei 26° mit 13 g Wasser nur zu 60% gesättigt. Es findet sich die Temperatur, bei der es mit 13 g ganz gesättigt sein würde, indem die Horizontale 13 nach links verfolgt wird, bis sie die Kurve der vollen Sättigung schneidet, d. i. bei 18°. Mit Luft von 10°, die 90% gesättigt ist, kann das Wasser noch bis auf 8,5° abgekühlt werden.

Beispiel: Ein Kamin soll in 1 Stunde 1000 kg Wasser von 40° auf 15° durch Luft kühlen, die anfangs bei 5° nur $\frac{3}{4}$ gesättigt ist, und mit 20° ganz gesättigt entweichen soll.

Dem Wasser sind $1000(40-15) = 25000$ WE zu entziehen. 1 kg Luft von 20° ganz gesättigt enthält $4,750 + 9,066 = 13,816$ WE. 1 kg Luft von 5° zu $\frac{3}{4}$ gesättigt enthält $1,187 + 2,386 = 3,573$ WE. 1 kg Luft nimmt also auf: $13,816 - 3,573 = 10,243$ WE. Folglich sind für die Wasserkühlung $\frac{25000}{10,243} = 2438$ kg Luft erforderlich. Diese nehmen beim Eintritt den Raum von $2438 \cdot 0,850 = 2072$ cbm ein. Die 2438 kg Luft entnehmen aus dem Wasser $2438(0,0148 - 0,00414) = 26,52$ kg Dampf. Der mittlere Temperaturunterschied ϑ_m folgt nach Tabelle 1 aus:

$$\frac{15-5}{40-20} = \frac{10}{20} = 0,5 \quad \vartheta_m = 0,724 \cdot 20 = 14,48^\circ.$$

Zur Lufterwärmung sind erforderlich $2438(20-5) \cdot 0,2375 = 8685$ WE. Steigt diese mit einer Geschwindigkeit von 1 m empor, so ist $k = 4,5$, folglich muß die Wasseroberfläche O sein:

$$O = \frac{8685}{14,48 \cdot 4,5} = 1,233 \text{ qm.}$$

Wird $k = 2 + 12\sqrt{v}$ für den ganzen Wärmeübergang gewählt, so ergibt sich die Wasseroberfläche für $k = 14$

$$O = \frac{25000}{14,48 \cdot 14} = 123,3 \text{ qm.}$$

In der Tabelle 106 ist zur Entziehung von 1000 WE aus warmem Wasser das erforderliche Luftgewicht und die theoretisch erreichbar niedrigste Wassertemperatur bei verschiedenen Lufttemperaturen und Sättigungsgraden zusammengestellt.

Der aus dem Wasser entwickelte Dampf kann nur durch Diffusion, also nicht plötzlich, sondern im Laufe gewisser Zeit in die Luft eindringen und deshalb ist auch nur dann auf deren Sättigung im Kamin zu rechnen, wenn sie ihn nicht zu schnell durchheilt.

Tabelle 106.

Theoretisch niedrigste erreichbare Wassertemperatur und erforderliches Luftgewicht dazu, um warmem Wasser 1000 WE zu entziehen.

Außen-Luft		Temperatur der abströmenden Luft ° C:												
Temperatur ° C	Sättigung %	Theoretisch niedrigste Wassertemperatur ° C	10°		15°		20°		25°		30°		35°	
			Sättigung der abströmenden Luft in Prozenten:											
			75	100	75	100	75	100	75	100	75	100	75	100
-20	50	?	96,1	86,2	76,9	68,2	62,5	54,6	51,5	43,7	41,2	34,8	33,9	28,2
	75	?	97,1	87,0	77,5	68,6	62,9	54,9	51,3	43,9	41,4	35,2	34,1	28,4
	100	-20	98,3	88,0	78,4	69,2	63,3	55,2	51,6	44,2	41,6	35,3	34,2	28,4
-15	50	-22	109,7	96	85,4	75,0	68,0	58,7	54,7	46,4	43,5	36,7	35,47	29,3
	75	-18,5	112	98,2	86,9	76,0	68,9	59,5	55,3	46,8	43,9	37,0	35,7	29,5
	100	-15	114	100	88,9	76,9	69,6	60,0	55,8	47,0	44,2	37,2	35,9	29,6
-10	50	-18,5	129	112	96,8	83,3	74,4	63,9	59,1	49,6	46,1	38,6	37,3	30,6
	75	-13	133,3	115	99,9	85,0	76,4	—	60,0	50,2	46,9	39	37,6	30,8
	100	-10	138	118,6	101,7	86,9	77,8	66,2	60,9	51,0	47,5	39,4	38,0	31,0
-5	50	-13	158	133	112,2	94,7	84,0	69,9	64,6	53,3	49,6	40,9	39,4	31,7
	75	-8,5	169	140	117,5	98,5	86,3	72,4	66,3	54,2	50,6	41,5	40,0	32,3
	100	-5	180	148	122,7	101,8	89,5	74,3	68,0	55,5	51,5	42,1	40,5	32,9
0	50	-8,5	219	174	139,7	113	98,3	80,0	72,8	58,8	54,2	44,0	42,2	33,8
	75	-3,5	241	187	148	119	102,4	83,3	75,1	60,2	55,5	44,8	43,0	34,3
	100	0	281,5	210	162,8	127	109,1	87,3	78,7	62,5	57,4	46,0	44,2	34,9
5	50	-4	319	237	216	137	115,6	91,9	83,1	65,1	59,0	47,2	45,2	35,7
	75	0,5	459	294	209	155	128,3	98,5	88,0	68,8	62,5	49,2	47,0	36,8
	100	5	740	395	254	178	143,7	107,9	95,6	72,4	65,7	51,2	49,0	38,0
10	50	-0,25	854	423	265	184	147,3	110	97,0	73,5	66,6	51,8	49,4	38,2
	75	6,5	—	3125	386	234	178	126	109	80,5	72,1	55,2	52,5	40
	100	10	—	—	714	325	226	148	125	89,0	79,0	59,0	59,5	42,0
15	50	4,5	—	—	581	294	210,6	142	120,2	86,1	70,0	57,8	54,9	41,4
	75	11	—	—	—	599	331	184	179	101	88,8	64,4	60,6	44,6
	100	15	—	—	—	—	746	274	204	120	104	72,0	67,5	48,3
20	50	9	—	—	—	—	446	219	172,7	110	95,6	67,7	73,0	46,0
	75	16	—	—	—	—	—	432	282	146	121	80,0	74,4	51,5
	100	20	—	—	—	—	—	—	806	221	168,7	97,5	89,8	58,6
25	50	14,5	—	—	—	—	—	—	336	159	130	84,5	77,6	53,1
	75	20	—	—	—	—	—	—	—	304	213,4	111	100	63,2
	100	25	—	—	—	—	—	—	—	—	714	175	150	80,0

$$\text{Durch Verdunstung: } \frac{2,496 \cdot 684\,000}{4,871} = 380\,438 \text{ WE}$$

$$\text{„ Erwärmung: } \frac{2,375 \cdot 684\,000}{4,871} = 293\,562 \text{ WE.}$$

Die berieselte Oberfläche des Apparates war = 322,5 qm

Die unterwärts benetzte Oberfläche geschätzt = 60,0 „

Die Oberfläche der fallenden Tropfen war ca.

$$6 \text{ qm für 1000 Liter, d. h.} = 6 \cdot 22,8 = 136 \text{ „}$$

$$\text{zusammen } O = 518,5 \text{ qm.}$$

Der Temperatur - Unterschied im Mittel war 27°, daher ergibt sich die Übergangszahl:

$$k_t = \frac{C}{O \cdot \vartheta_m} = \frac{293\,562}{518,5 \cdot 27} = 21,1.$$

Das zur Abkühlung erforderliche Luftgewicht ist:

$$L = \frac{293\,562}{2,375} = 123\,600 \text{ kg.}$$

Das Volumen: $V_t = \frac{123\,600}{1,27} \approx 100\,000 \text{ cbm}$, d. h. 28 cbm in 1 Sek.

Wenn die Luft schräg auf den Apparat traf, so war die Geschwindigkeit etwa 1,2 m und das berechnete k_t ist:

$$k_t = 2 + 18 \sqrt{1,2} = 22 \text{ WE.}$$

2. Ein Kaminkühler (Riesel) mit 18 Platten 1500.4800 von zusammen 259 qm Rieselfläche ohne Stufen kühlte stündlich 18500 Liter Wasser von 39° auf 22° durch 44000 cbm Luft, die von einem Ventilator (1100 mm Durchmesser, 300 Touren) mit 12,5° eingeblasen, mit 18,8° oben austrat. Sie war ursprünglich 67% gesättigt.

Dem Wasser sind zu entziehen:

$$C_k = 18500(39 - 22) = 314\,500 \text{ WE.}$$

1 kg Luft von 12,5° enthält ganz gesättigt 0,00926 kg Wasser

1 „ „ „ 12,5° „ 67,5% „ 0,0062042 „ „

1 „ „ „ 18,8° „ ganz „ 0,0140 „ „

1 kg Luft nimmt also durch Verdunstung auf:

$$0,014 - 0,0062042 = 0,0078 \text{ kg Wasser} = 4,68 \text{ WE}$$

1 kg Luft nimmt durch Erwärmung von

$$12,5^\circ \text{ auf } 18,8^\circ \text{ auf: } 63 \cdot 0,2375 = 1,496 \text{ WE}$$

$$\text{zusammen} = 6,176 \text{ WE.}$$

Es wurden demnach von der gesamten Luft aufgenommen:

$$\text{Durch Verdunstung: } \frac{4,68 \cdot 314\,500}{6,176} = 238\,307 \text{ WE}$$

$$\text{„ Erwärmung: } \frac{1,496 \cdot 314\,500}{6,176} = 76\,193 \text{ „}$$

Die Luftgeschwindigkeit war 3,8 m in 1 Sekunde, der Temperatur - Unterschied 14°, folglich die beobachtete Übergangszahl:

$$k_t = \frac{C}{H \cdot \vartheta_m} = \frac{76\,193}{259 \cdot 14} = 22,8.$$

Die berechnete Übergangszahl ist:

$$k_t = 2 + 12 \sqrt{3,8} = 24.$$

3. Ein Kaminkühler mit schmalen Tropfbrettern, 16 m hoch, unten 9,6, oben 3,6 qm, kühlte im Durchschnitt stündlich 9500 bis 10000 Liter Wasser von 34,4° auf 16,1° (Grenzen von 31° bis 40° auf 11° bis 24°) durch Luft, die mit 0,73 m Geschwindigkeit (0,6 bis 1,1) aufstieg und sich dabei von 6,34° auf 16,72° erwärmte (Grenzen von 1° bis 13° auf 11° bis 24°).

4. An einem eisernen Kühlschiff von 10,5 Dr., 210 hoch, mit Windflügeln, beobachtete Schnorrenpfeil (Proskau) 1871 folgendes:

Temperatur der Luft	Wärze vor und nach der Kühlung	WE für 1 St. und 1 qm entzogen
0,4°	60,5° 19°	1475
3,0°	60,5° 17,2°	1000
5,0°	60,5° 17,8°	1100
22,0°	60,5° 20,6°	770

5. In einem trogförmigen, auch oben zum Teil bedeckten Gefäß, das 2600 Liter zu kühlende Maische enthielt, drehten sich auf einer Achse 11 Eisenscheiben von 2300 Dr. 16 mal in 1 Minute. Die aus der Maische ragenden Flächen der Scheiben haben 60 qm, über die ein Exhaustor Luft saugt. Dabei wurden folgende Beobachtungen gemacht:

Temperatur der Luft	Kühlzeit Stunden	Kühlung der Maische von bis	k für 1 qm und 1 Stunde
19,94° C	3,25	61,25°—16,80°	600
24,56°	3,50	57,50°—22,25°	433

Durch Begünstigung der Verdunstung kann Wasser von atmosphärischer Temperatur selbst mit Hilfe warmer aber nicht gesättigter, bewegter Luft stark gekühlt, ja unter günstigen Umständen zum Gefrieren gebracht werden. Dazu gehört, daß die ganze Oberfläche einer begrenzten Wassermasse dem Einfluß der strömenden Luft ausgesetzt ist. Wenn solche Luft über eine im Verhältnis zum eingeschlossenen Wassergewicht große Oberfläche (0 in Quadratmetern) eilt, so gibt sie an die sich allmählich abkühlende Wassermenge W nicht ihre ganze Wärme ab sondern nur soviel davon, als die Oberfläche unter Einwirkung des Temperatur-Unterschieds ϑ und der Übergangszahl k_i in der Zeit z_h (in Stunden) aufzunehmen vermag. Dagegen wandert aus der Wasseroberfläche in die nicht gesättigte Luft für 1 qm und Stunde das Dampfgewicht w , das seine Bildungswärme also zum kleinsten Teile aus der Luft, zum größeren aber aus der dadurch stark abgekühlten Wassermenge W und ihrer Umhüllung U (deren spezifische Wärme σ sei) entnimmt. Ist c die Verdampfungswärme, t_i , t_a , t_e die Temperaturen der Luft und des Wassers am Anfang und am Ende, so ergibt diese Betrachtung die Gleichung:

$$O \left(t_i - \frac{t_a + t_e}{2} \right) z_h \cdot k + (W + U \cdot \sigma) (t_a - t_e) = O \cdot w \cdot c \cdot z_h \quad (362)$$

Wird die Temperatur der Luft t_e und die Anfangstemperatur des Wassers t_a als gleich angenommen, was in den meisten Fällen zutreffen wird, so folgt

$$O \frac{(t_a - t_e)}{2} z_h \cdot k + (W + U\sigma)(t_a - t_e) = O \cdot w \cdot c z_h$$

oder

$$t_a - t_e = \frac{O \cdot w \cdot c \cdot z_h}{W + U\sigma + 0,5 \cdot O \cdot k \cdot z_h} \cdot \cdot \cdot \quad (363)$$

Man erkennt, daß nicht die absoluten Temperaturen sondern die Temperatursenkung t_a , d. h. die Grade Celsius, um die das Wasser und seine Umhüllung gekühlt werden, von Bedeutung ist.

Das aus 1 qm in 1 Stunde aus dem Wasser in die Luft diffundierende Gewicht w hängt ab von der sogenannten Verdampfungs- und Diffusionsgeschwindigkeit zwischen Luft und Dampf, diese von den Temperaturen, Einzeldrücken und gewissen Festwerten, also von vielen Faktoren, die sich bis jetzt wohl noch der genauen Bewertung für praktische Fälle entziehen. Deshalb muß man sich auf empirische Beobachtungen stützen. Und da scheint es, daß 1 qm Wasserfläche in 1 Stunde, in verschiedenen Klimaten, 0,6—0,05 kg Wasser an die Luft abgibt.

Wesentliche Bedingung für den Erfolg ist immer reichliche Menge bewegter, ungesättigter Luft.

Es folgen nun einige Beispiele, die die Umstände anschaulich zu machen, nicht aber in jeder Ziffer absolut zutreffend zu sein beanspruchen.

Beispiel: Es seien poröse, mit Wasser gefüllte Tongefäße (sogenannte Alcarazzas), die ihren Inhalt etwas ausschwitzen lassen, im Wind und Schatten aufgehängt, und für diese Umstände angenommen $k=40 WE$, $\sigma=0,2$, $c=620 WE$. Um wieviel Grad Celsius kühlt sich der 1—8 Liter betragende Inhalt der Gefäße in 1 Stunde ab, wenn die Wasserverdunstung für 1 Stunde und qm 0,6—0,4—0,2—0,1—0,05 kg beträgt?

Gefäßinhalt	$W=1$	2	4	8	kg
Gefäßgewicht	$U=0,8$	1	1,6	2	„
Gefäßoberfläche	$O=0,055$	0,086	0,141	0,22	qm

Ist die Verdunstung für St./qm	so kühlt sich Wasser W und Gefäß U ab um
$w=0,6$ kg Wasser	$t_s=9,03$ 8,2 7,37 6,42° C
= 0,4 „ „	„ = 6,02 5,4 4,91 4,28 „
= 0,2 „ „	„ = 3,01 7,7 2,45 2,14 „
= 0,1 „ „	„ = 1,50 1,4 1,13 1,07 „
= 0,05 „ „	„ = 0,75 0,68 0,61 0,54 „

Ist das Wasser auf 0° abgekühlt, so tritt, da die Gefrierwärme des Wassers = 80 WE beträgt, folgende Beziehung ein :

$$O \cdot z_h \cdot k (t_i - 0) + W \cdot 80 = O \cdot z_h \cdot w \cdot c \quad (364)$$

$$z_h = \frac{W \cdot 80}{O(w \cdot c - k(t_i - 0))} \quad (365)$$

Beispiel: Es sei $W = 1$ kg Wasser, $O = 0,055$ qm, $w = 0,6$, $c = 600$ WE, $k_i = 20$ WE, die Lufttemperatur $t_i = 5^{\circ}$ C, so folgt

$$z_h = \frac{80 \cdot 1}{0,055 (0,6 \cdot 600 - 20 \cdot 5)} = 9,04 \text{ Stunden.}$$

In 9,04 Stunden würde also 1 kg Wasser unter diesen Umständen gefroren sein.

H. Das Kühlen der Luft durch Wasser.

Die atmosphärische Luft enthält stets mehr oder weniger Feuchtigkeit in Form von Dampf. Das Maximum des Dampfgehaltes in 1 cbm Luft ist gleich dem Gewicht von 1 cbm gesättigten Dampfes von der Temperatur der Luft. Wird recht dampfhaltige Luft stark abgekühlt, so gelangt sie meistens in einen Zustand, in dem sie nur ein geringeres Dampfgewicht enthalten kann, und folglich muß der überschüssige Dampf ausgeschieden, d. h. verflüssigt werden¹⁾.

Soll also ein gewisses Luftvolumen in bestimmter Zeit künstlich abgekühlt werden, so muß man ihm so viel Wärme entziehen, als nötig ist:

1. zur Kühlung der trockenen Luft an sich,
2. zur Verflüssigung des Dampfes, der ausgeschieden werden muß.

Bedeutet: L = das abzukühlende Luftgewicht,

σ_i = ihre spezifische Wärme = 0,2375²⁾,

$t_{i\alpha}$ = ihre Temperatur vor der Abkühlung (am Anfang),

t_{ie} = „ „ nach „ „ (am Ende),

d_α = das Dampfgewicht in 1 kg Luft vor der Abkühlung

d_e = „ „ „ „ nach „ „

c = die Gesamtwärme in 1 kg Dampf,

¹⁾ Über den Dampfgehalt der Luft bei verschiedenen Temperaturen siehe E. Hausbrand, „das Trocknen mit Luft und Dampf“, Julius Springer, Berlin, 4. Aufl. 1910.

²⁾ L. Holborn und M. Jacob, Z. d. V. d. I. 1917. S. 146 und Forschungsarbeiten Heft 187 und 188 fanden neuerdings die spezifische Wärme der Luft höher und wachsend mit dem Druck

Druck kg/qcm	1	25	50	100
σ_i	= 0,2415	0,2490	0,2554	0,2690
Druck kg/qcm	150	200	300	
σ	= 0,2821	0,2925	0,3026	

so ist die der Luft zur Abkühlung von t_{ia} auf t_{ie} zu entziehende Wärmemenge:

$$C_k = L(0,2375(t_{ia} - t_{ie}) + (d_a - d_e)(c - t_{ie})).$$

In der atmosphärischen Luft befindet sich selten mehr, als 95 % ihres größtmöglichen Dampfgehaltes, meistens erheblich weniger. Auch wenn man feuchte Luft stark abkühlt, derart, daß sie Wasser ausscheidet, bleibt sie meistens nicht damit gesättigt.

Temperatur, bis a. welche die Luft abgekühlt werden soll	Dampfgewicht d_e in 1 cbm der gekühlten Luft	kg	Ursprüngliche Temperatur der Luft t_{ia}				
			30°	25°	20°	15°	10°
			Gewicht von 1 cbm dieser Luft mit 80% Feuchtigkeit beladen in kg				
			1,1412	1,1630	1,1881	1,2154	1,2408
			Gewicht des Dampfes d_a in 1 cbm dieser Luft in kg				
t_{ie}			0,0244	0,01849	0,01402	0,01041	0,0076
			<i>WE</i> zur Abkühlung von 100 cbm Luft erforderlich: C_k				
25°	0,01849	<i>WE</i> z. Luftkühlung	133	—	—	—	—
		„ „ Dampfkond.	373	—	—	—	—
		zusammen	506	—	—	—	—
20°	0,01402	<i>WE</i> z. Luftkühlung	265	136	—	—	—
		„ „ Dampfkond.	644	275	—	—	—
		zusammen	922	411	—	—	—
15°	0,01041	<i>WE</i> z. Luftkühlung	398	272	145	—	—
		„ „ Dampfkond.	875	505	221	—	—
		zusammen	1273	777	366	—	—
10°	0,0076	<i>WE</i> z. Luftkühlung	530	407	279	143	—
		„ „ Dampfkond.	1060	686	385	177	—
		zusammen	1590	1093	664	320	—
5°	0,00556	<i>WE</i> z. Luftkühlung	663	544	420	286	146
		„ „ Dampfkond.	1198	321	507	308	130
		zusammen	1861	1365	925	594	276

Tabelle 107.

Temperatur-Unterschied ϑ_m , Kühlwasserverbrauch W und erforderliche Oberfläche H_k des schnell bewegten Wassers um stündlich 100 cbm Luft, die mit $v_e = 1$ m Geschwindigkeit strömt von 30° bis 10° auf 25° bis 5° zu kühlen.

Temp. der ge- kühlten Luft t_e	Anfangstemp. d. Kühlwassers t_a	Mittlerer Temp. Unt.: ϑ_m		Anfangs-Temperatur der Luft t_{1a}									
		Kühlwasserverbrauch: W		30°		25°		20°		15°		10°	
		Kühlfläche: H_k		End-Temperatur des Kühlwassers t_e									
		für $v_t = 1$ u. Metallwände		20°	15°	15°	15°	12°	12°	10°	5°		
25°	15°	ϑ_m	7,24	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
		W	101	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
		H_k	3,50	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
10°	10°	ϑ_m	12,3	15	—	—	—	—	—	—	—	—	
		W	51	101	—	—	—	—	—	—	—	—	
		H_k	2,07	1,70	—	—	—	—	—	—	—	—	
20°	15°	ϑ_m	7,24	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
		W	185	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
		H_k	6,35	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
10°	10°	ϑ_m	10	12,3	10	—	—	—	—	—	—	—	
		W	92,5	185	82,2	—	—	—	—	—	—	—	
		H_k	4,61	3,74	2,06	—	—	—	—	—	—	—	
15°	10°	ϑ_m	7,24	8,4	7,24	5	6,4	—	—	—	—	—	
		W	127	255	156	73,2	183	—	—	—	—	—	
		H_k	8,80	7,6	5,40	3,66	2,74	—	—	—	—	—	
10°	5°	ϑ_m	7,24	8,4	7,24	5	6,4	3,9	5	—	—	—	
		W	107	159	109	66,4	95	45	32	—	—	—	
		H_k	11,0	9,5	7,60	6,64	5,18	4,10	3,20	—	—	—	
5°	2°	ϑ_m	8,97	11,3	8,97	6,4	8	5,2	6,4	—	—	—	
		W	89	123	91	51,1	66,4	32	40	—	—	—	
		H_k	8,90	7,1	6,10	5,18	4,15	3,07	2,50	—	—	—	
5°	2°	ϑ_m	5,83	7,5	6,1	3,9	3,3	3	3,9	3,9	—	—	
		W	104	143	105	71,2	92,5	60	75	92	—	—	
		H_k	16,0	12,6	11,2	11,85	14,01	1,00	8,00	3,20	—	—	

Ist die Geschwindigkeit der Luft größer als 1 m in 1 Sekunde

nämlich: | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 m,

so erhält man die zur stündlichen Kühlung von 100 cbm Luft erforderliche, schnell bewegte, direkt berührte Kühlwasser-Oberfläche H_k durch Multiplikation der oben genannten mit: | 1 | 0,73 | 0,60 | 0,53 | 0,48 | 0,44

Wenn die Luft an gekühlter Metallfläche vorbeistreicht, so erhält man deren erforderliche Oberfläche durch Multiplikation der oben genannten Flächen H_k mit: | 1,66 | 1,06 | 1,04 | 0,90 | 0,82 | 0,75

Nehmen wir an, daß die atmosphärische Luft 80 % Wasserdampf enthalte, und ferner, daß ihre Sättigung auch nach Abkühlung um gewisse Grade 80 % betrage, so ergibt die eben genannte Gleichung die zur Abkühlung von 100 cbm Luft nötige Wärmemenge in nachstehender Zusammenstellung (Seite 476)

Die Menge des dazu erforderlichen Kühlwassers W hängt von seiner Anfangs- und Endtemperatur ab (t_a und t_e).

Sie ist:

$$W = \frac{C_k}{t_e - t_a} \dots \dots \dots (366)$$

Die Kühlfläche für die Abkühlung bestimmter Luftmengen ergibt sich aus der bekannten Gleichung:

$$H_k = \frac{C_k}{k_i \cdot \mathcal{F}_m} \dots \dots \dots (367)$$

Die Wärmeübergangszahl k_i darf in dieser Gleichung angenommen werden:

1. Wenn die Kühlfläche aus reinen Metallwänden besteht:

$$k_i = 2 + 10 \sqrt{v_i} \dots \dots \dots (368)^1$$

In Kühlhäusern verliert die niedrig temperierte Luft an die kalten Kühlrohroberflächen in 1 St. und 1 qm 80 bis 100 Kal. ²⁾.

2. Wenn die Kühlfläche aus bewegter, schnell wechselnder Wasseroberfläche, Strahlen, Tropfen, besteht:

$$k_i = 2 + 18 \sqrt{v_i} \dots \dots \dots (369)$$

Der mittlere Temperatur-Unterschied ergibt sich aus den Anfangs- und Endtemperatur-Unterschieden zwischen Luft und Kühlwasser, und muß in bekannter Weise für jeden Fall nach dem in Abschnitt I, Tab. 1 Mitgeteilten bestimmt werden.

XX. Von dem Volumen, das die Luftpumpen aus den Kondensatoren (Verdichtern) absaugen müssen.

A. Allgemeines.

In diesem Abschnitt soll festgestellt werden, welches Volumen von Gas und Dampf die Luftpumpe in jedem Fall aus dem Verdichter abführen muß, woraus sich dann ihre Abmessungen ergeben

¹⁾ Siehe auch Abschnitt VIII. D.

²⁾ Dr. Haus Lorenz. Neuere Kühlmaschinen, 1899,

Die Luft und die unter den hier obwaltenden Umständen nicht verflüssigbaren Gase, die in den Verdichtern geführt werden, stammen:

1. aus der zu verdampfenden Flüssigkeit,
2. aus dem Kühl- oder Einspritzwasser,
3. aus den selten ganz fehlenden Undichtigkeiten der Apparate und Rohre.

Welche Luftmenge jede dieser Luftquellen einzeln in den Verdichter liefert, ist selten im speziellen Fall zu ergründen; man muß sich also auch hier zur Bestimmung der Luftpumpengröße mit einer annähernden Schätzung der aus allen drei Quellen gemeinsam zugeführten, und nachher wieder abzuführenden Luftmenge begnügen. Man pflegt diese ganze Luftmenge in Teilen des Einspritzwassers auszudrücken. Obgleich einige Beziehungen zwischen der Menge des Kühlwassers und derjenigen der abzusaugenden Luft bestehen, so ist doch gewiß die Menge der Luft nicht direkt der Kühlwassermenge proportional. Wenn wir dennoch dem Folgenden, wie es meistens geschieht, eine solche Proportionalität zugrunde legen, so tun wir es weil sich eigentlich nur auf diese Weise eine Basis für diese Betrachtungen finden läßt. Es wird ja unbenommen bleiben, für besondere Umstände die hier genannten Annahmen zu verändern oder zu spezialisieren.

Wenn man an den Reichtum an Kohlensäure (97 % [Volumen] bei 17°), schwefliger Säure (15 000 % bei 14°), Schwefelwasserstoff (326 % bei 14,6°), Ammoniak (73 700 % bei 14,14°) denkt, den kaltes Wasser besitzen kann, so wird man annehmen müssen, daß auch die zur Verflüssigung benutzten Einspritzwasser oft sehr erhebliche Mengen von Gasen enthalten werden.

Dagegen pflegt man nach Bunsen¹⁾ anzuführen, daß die Tagewasser und auch die meisten Brunnen etwa 2,5 Volumen-Prozent atmosphärische Luft enthalten. Aber viele Brunnenwässer besitzen daneben noch andere Gase. Uns sind Brunnen bekannt, deren Wasser bis zu 15 Volumen-Prozent Gase verschiedener Art führen²⁾.

¹⁾ Robert Bunsen, Gasometrische Methoden 1857.

²⁾ Tor Carlson gibt die Löslichkeit des Sauerstoffs in Wasser bei 760 mm nach eigenen und fremden Versuchen an:

° C	%	° C	%	° C	%	° C	%	° C	%
0—	10,26	6—	8,80	11—	7,84	16—	7,07	21—	6,43
1—	9,99	7—	8,59	12—	7,67	17—	6,93	22—	6,32
2—	9,70	8—	8,39	13—	7,51	18—	6,80	23—	6,21
3—	9,48	9—	8,20	14—	7,36	19—	6,67	24—	6,10
4—	9,25	10—	8,02	15—	7,21	20—	6,55	25—	6,00
5—	9,02								

Die Löslichkeit des Stickstoffs ist etwa 2,0225 mal so groß. Zeitschr. für angewandte Chemie 1913, S. 713.

F. J. Weiß¹⁾ nimmt an, daß in den Verdichter mit dem Wassergewicht W nur 0,02 % Vol. Luft und mit dem Dampf D aus Undichtigkeiten der Rohre und Apparate, wenn aus diesen verdampft wird, 8 . D Liter Luft treten, beides mit der Spannung und Temperatur der Atmosphäre, daher die empirische Gleichung

$$L = 0,02 \cdot W + 8 \cdot D \text{ Liter,}$$

die nach unserer Ansicht des in Wirklichkeit meistens größeren Luftgehalts im Wasser wegen oft zu kleine Abmessungen ergibt.

Die zu verdampfenden Flüssigkeiten haben gleichfalls sehr verschiedenen, oft erheblichen Gehalt an Gasen, besonders Ammoniak. Hier mögen auch 2,5 % als Durchschnitt gelten.

Endlich ist die Undichtigkeit der Apparate und Rohre zu berücksichtigen. Die durch mangelhafte Dichtungen, gespaltene Gläser, defekte Metallverbindungen eintretende Luftmenge nehmen wir gleich 10 Volumen-Prozent des verwendeten Kühlwassers an.

So entsteht eine Luftzuführung in den Verdichter von 2,5 + 2,5 + 10 = 15 % Volumen-Prozent des Kühlwassers. Der Sicherheit wegen und um außer der Luft die etwaigen Gase im Kühlwasser zu berücksichtigen, vergrößern wir diese Zahl noch und denken uns, daß in den Verdichter etwa 20 Volumen-Prozent des Kühlwassers an unverflüssigbaren Gasen geführt werden, d. h., daß für 1000 Liter Kühlwasser 200 Liter Luft (und andere Gase) in den Verdichter treten.

Da 1 cbm Luft unter atmosphärischem Druck bei 0° = 1,294 kg und bei 15° = 1,2266 kg wiegt, so wiegen 200 Liter Luft etwa 0,25 kg; deshalb legen wir unserer folgenden Rechnung die Annahme zugrunde, daß für je 1000 Liter Kühlwasser 0,25 kg Luft in den Verdichter gelangen und abgesaugt werden müssen.

Wir kennen aus der Gleichung (283): $W = \frac{D(c-t_e)}{t_e-t_a}$ und aus der Tabelle 73 die in jedem Falle erforderliche Kühlwassermenge und hieraus ist sogleich, auf Grund der oben begründeten, zwar etwas willkürlichen, aber wohl hinreichenden Annahme über den Luftzutritt, das aus dem Verdichter abzusaugende Luftgewicht bekannt.

Nun müssen die sogenannten nassen und trockenen Luftpumpen gesondert betrachtet werden.

¹⁾ F. J. Weiß, Kondensat. II. Aufl.

B. Das aus nassen Einspritzverdichtern abzusaugende Luftvolumen.

Unter einer nassen Luftpumpe versteht man eine solche, die mit der Luft auch das gesamte Wasser aus dem Verdichter in sich aufnimmt und fortschafft.

Die aus dem Verdichter zu entfernende Luft ist allemal mit Dampf gemischt, dessen Temperatur gleich derjenigen der Luft ist. Die gemeinsame Temperatur der Luft und des Dampfes hängt ab von der des Wassers, mit dem sie zuletzt in Berührung waren. Bei nassen Verdichtern bleibt das Luft- und Dampfgemisch mit dem gesamten abzusaugenden warmen Wasser, das entstanden ist aus dem kalten Einspritzwasser und dem niedergeschlagenen Dampf, zusammen und geht mit ihm in die Pumpe, hat also auch nahezu die Temperatur des warmen Wassers; bei dem Gegenstrom-Verdichter war die Luft zuletzt mit dem kalten, eben eintretenden Einspritzwasser in Verbindung und geht also kalt in die Luftpumpe.

Man kann es so einrichten, daß die Luftpumpe aus einem nassen Verdichter das warme Wasser unten und die Luft oben absaugt. Diese ist dann (weil mit dem eben eintretenden Einspritzwasser zuletzt in Berührung) kälter. Die kältere Luft trifft aber in der Pumpe mit dem warmen Wasser zusammen und wird sowohl durch die Berührung mit diesem, da ihr Gewicht gegenüber dem des Wassers sehr gering ist (etwa 0,25 kg auf 1000 kg warmen Wassers), als auch durch die aus dem warmen Wasser steigenden Dämpfe schnell erwärmt, da zu ihrer Erwärmung um 30° nur 2 *WE* erforderlich sind. Der schließliche Zustand zwischen Luft und Dampf ist also auch in diesem Fall dem üblichen, in dem Luft und Wasser zusammen abgesaugt worden, ganz ähnlich, wenn nicht ihm ganz gleich. Der Dampf, mit dem die Luft gemischt ist, hat in nassen Verdichtern stets die Temperatur des Ablaufwassers und folglich die dadurch bedingte Spannung, die um so höher ist, je wärmer das Wasser abfließt. Die Spannung der Luft (auch deren Gewicht in 1 cbm), welche die des Dampfes zur Gesamtspannung ergänzt, ist um so größer, je kälter das Wasser von der Pumpe abgesaugt wird.

Das Volumen der abzusaugenden Luft hängt ab von ihrer Spannung (die also immer nur ein Teil der Gesamtspannung im Verdichter ist) und von ihrer Temperatur und kann bestimmt werden, wie dies im Abschnitt XVII. 9. und in Tabelle 79 geschehen ist.

Es sei:

W = Gewicht des Einspritzwassers,

Hausbrand, Verdampfen. 6. Aufl.

L = Gewicht der Luft in kg darin. Nach unserer Annahme ist

$$L = \frac{W \cdot 0,25}{1000} \text{ kg} \quad (370)$$

V_{in} = das Volumen der Luft in cbm, das aus dem nassen —
 V_u aus dem trocken — V_w aus dem Oberflächen-Verdichter
 abzusaugen ist,

a_i = das Volumen von 1 kg Luft in Litern bez. cbm,

γ_i = das Gewicht von 1 cbm Luft in kg,

p = der Druck der Atmosphäre in kg pro qm = 10 336 kg,

t_e = die Temperatur des Ablaufwassers,

α = die Ausdehnungszahl der Luft = 0,003665,

b = der Druck der Luft im Verdichter in mm Quecksilber-
 säule,

T = die absolute Temperatur, $T = \frac{1}{\alpha} + t_a = 273 + t_a$.

Nach dem Mariotte-Gay-Lussacschen Gesetz ist: $\frac{\alpha_i \cdot p}{T} = R$
 einem Festwert, der für Luft = 29,27 beträgt.

Daher hat 1 kg Luft das Volumen

$$\alpha_i = \frac{273 + t_e}{p} \cdot 29,27 \text{ cbm} \quad (371)$$

und L kg Luft haben das Volumen

$$V_{in} = \frac{L(273 + t_e)}{p} 29,27 \text{ cbm} \quad (372)$$

Für einen Druck, der in mm Quecksilber gemessen den Teil
 $\frac{b}{760}$ der Atmosphäre beträgt, ist das Volumen von L kg Luft:

$$V_{in} = \frac{L \cdot (273 + t_e)}{p} 29,27 \cdot \frac{760}{b} \text{ cbm} \quad . . . (373)$$

oder die Zahlenwerte ausgerechnet:

$$V_{in} = \frac{W \cdot 0,25 (273 + t_e) 29,27 \cdot 760}{1000 \cdot p \cdot b} \text{ cbm} = 5,385 \frac{W(273 + t_e)}{b} \text{ Lit.} (374)$$

Bei jeder Verdampfanlage ist das in den Verdichter geführte
 Dampfgewicht, das gleich ist dem vom Apparat zu verdampfenden
 Wassergewicht, gegeben.

Das Gewicht des Einspritzwassers W folgt hieraus nach Gleichung (283) und Tabelle 73, wenn seine Anfangs- und Endtemperatur t_a und t_e bekannt sind. Beide Temperaturen können unter Umständen gegeben sein, müssen aber unter anderen nach Beurtei-

Tabelle 108.

Kühlwasserbedarf und abzusaugende Luftvolumina in Litern für 100 kg Wasserverdampfung bei Luftleeren von 600 bis 740 mm, Kühlwasser-Anfangs-Temperaturen von $t_a = 5^\circ$ bis 30° und End-Temperaturen von $t_e = 10^\circ$ bis 50° für nasse Einspritz-Verdichter.

Vakuum mm	Absolute Spannung mm	Dampf-		Kühlwasser- W			Luft-		
		Temperatur ° C	Gesamt- Wärme c	Anfangs- Temperatur t_a	End- Temperatur t_e	Gewicht kg	Spannung mm	Gewicht kg	Volumen Liter
600	160	61,5	625	5	10	12300	150,8	3,075	12484
"	"	"	"	"	15	6100	147,3	1,525	6451
"	"	"	"	"	20	4033	142,61	1,008	4496
"	"	"	"	"	25	3000	136,45	0,750	3541
"	"	"	"	"	30	2380	128,45	0,595	3032
"	"	"	"	"	35	1967	118,17	0,492	2775
"	"	"	"	"	40	1671	105,1	0,418	2690*
"	"	"	"	"	45	1450	88,61	0,363	3035
"	"	"	"	"	50	1278	68,02	0,320	3284
"	"	"	"	10	15	12200	147,3	3,050	12902
"	"	"	"	"	20	6050	142,61	1,512	6744
"	"	"	"	"	25	4000	136,45	1,000	4721
"	"	"	"	"	30	2975	128,45	0,744	3789
"	"	"	"	"	35	2360	118,17	0,590	3328
"	"	"	"	"	40	1950	105,1	0,488	3137*
"	"	"	"	"	45	1686	88,61	0,422	3524
"	"	"	"	"	50	1438	68,02	0,360	3696
"	"	"	"	15	20	12100	142,61	3,025	13527
"	"	"	"	"	25	6000	136,45	1,500	7081
"	"	"	"	"	30	3966	128,45	0,992	5051
"	"	"	"	"	35	2950	118,17	0,738	4162
"	"	"	"	"	40	2340	105,1	0,585	3844
"	"	"	"	"	45	1933	88,61	0,483	3743*
"	"	"	"	"	50	1643	68,02	0,411	4952
"	"	"	"	20	25	12000	136,45	3,000	14163
"	"	"	"	"	30	5950	128,45	1,488	7587
"	"	"	"	"	35	3933	118,17	0,983	5543
"	"	"	"	"	40	2925	105,1	0,732	4706
"	"	"	"	"	45	2320	88,61	0,380	4495*
"	"	"	"	"	50	1917	68,02	0,479	4924
"	"	"	"	25	30	11900	128,45	2,975	15155
"	"	"	"	"	35	5900	118,17	1,475	8319
"	"	"	"	"	40	3900	105,1	0,975	6274

Tabelle 108.

Vakuum	Absolute Spannung	Dampf-		Kühlwasser-		W	Luft-		
		Temperatur	Gesamt- Wärme	Anfangs-	End-	Gewicht	Spannung	Gewicht	Volumen
				Temperatur					
mm	mm	° C	c	t _a	t _e	kg	mm	kg	Liter
600	160	61,5	625	25	45	2900	88,61	0,725	6061
"	"	"	"	"	50	2300	68,02	0,575	5911
"	"	"	"	30	35	11800	118,17	2,950	16638
"	"	"	"	"	40	5850	105,1	1,463	9414
"	"	"	"	"	45	3866	88,61	0,967	8080
"	"	"	"	"	50	2875	68,02	0,719	7389*
"	"	"	"	35	40	11700	105,1	2,925	18892
"	"	"	"	"	45	5800	88,61	1,450	12122
620	140	58,5	624	5	10	12280	130,8	3,070	14346
"	"	"	"	"	15	6090	127,3	1,522	7314
"	"	"	"	"	20	4026	122,61	1,006	5191
"	"	"	"	"	25	2995	116,45	0,749	4143
"	"	"	"	"	30	2376	108,45	0,594	3588
"	"	"	"	"	35	1963	98,17	0,491	3331
"	"	"	"	"	40	1669	85,1	0,417	3312*
"	"	"	"	"	45	1448	68,61	0,362	3594
"	"	"	"	"	50	1276	48,02	0,319	4645
"	"	"	"	10	15	12180	127,3	3,045	14634
"	"	"	"	"	20	6040	122,61	1,510	7792
"	"	"	"	"	25	3993	116,45	0,998	5520
"	"	"	"	"	30	2970	108,45	0,743	4485
"	"	"	"	"	35	2356	98,17	0,589	3996
"	"	"	"	"	40	1947	85,1	0,487	3868*
"	"	"	"	"	45	1683	68,61	0,421	4180
"	"	"	"	"	50	1435	48,02	0,359	5227
"	"	"	"	15	20	12080	122,61	3,020	15568
"	"	"	"	"	25	5990	116,45	1,498	8291
"	"	"	"	"	30	3960	108,45	0,990	5980
"	"	"	"	"	35	2945	98,17	0,736	5053
"	"	"	"	"	40	2336	85,1	0,584	4638*
"	"	"	"	"	45	1930	68,61	0,483	4834
"	"	"	"	"	50	1640	48,02	0,410	5970
"	"	"	"	20	25	11980	116,45	2,995	16565
"	"	"	"	"	30	5940	108,45	1,485	8969
"	"	"	"	"	35	3927	98,17	0,982	6662
"	"	"	"	"	40	2920	85,1	0,730	5798*
"	"	"	"	"	45	2316	68,61	0,579	5802
"	"	"	"	"	50	1913	48,02	0,478	6960

Tabelle 108.

Vakuum mm	Absolute Spannung mm	Dampf-		Kühlwasser- W			Luft-		
		Temperatur ° C	Gesamt- Wärme c	An- fangs- Temperatur t_a	End- Temperatur t_e	Gewicht kg	Spannung mm	Gewicht kg	Volumen Liter
620	140	58,5	624	25	30	11880	108,45	2,970	17939
"	"	"	"	"	35	5890	98,17	1,473	9991
"	"	"	"	"	40	3893	85,1	0,973	7727
"	"	"	"	"	45	2895	68,61	0,724	7168*
"	"	"	"	"	50	2296	48,02	0,574	8357
"	"	"	"	30	35	11780	98,17	2,945	19982
"	"	"	"	"	40	5840	85,1	1,460	11595
"	"	"	"	"	45	3860	68,61	0,965	9581*
"	"	"	"	"	50	2870	48,02	0,718	10447
"	"	"	"	35	40	11680	85,1	2,920	23191
"	"	"	"	"	45	5790	68,61	1,448	14377*
640	120	55	623	5	10	12260	110,8	3,062	16908
"	"	"	"	"	15	6080	107,3	1,520	8811
"	"	"	"	"	20	4020	102,61	1,005	6205
"	"	"	"	"	25	2990	96,45	0,748	5014
"	"	"	"	"	30	2372	88,45	0,593	4390
"	"	"	"	"	35	1960	78,17	0,490	4171†
"	"	"	"	"	40	1666	65,1	0,417	4230
"	"	"	"	"	45	1445	48,61	0,361	5103
"	"	"	"	"	50	1273	28,02	0,318	7956
"	"	"	"	10	15	12160	107,3	3,040	17632
"	"	"	"	"	20	6030	102,61	1,508	9310
"	"	"	"	"	25	3991	96,45	0,998	6675
"	"	"	"	"	30	2965	88,45	0,741	5488
"	"	"	"	"	35	2352	78,17	0,588	5005*
"	"	"	"	"	40	1943	65,1	0,486	5061
"	"	"	"	"	45	1680	48,61	0,420	5937
"	"	"	"	"	50	1433	28,02	0,358	8957
"	"	"	"	15	20	12060	102,61	3,015	18618
"	"	"	"	"	25	5980	96,45	1,495	9990
"	"	"	"	"	30	3953	88,45	0,988	7316
"	"	"	"	"	35	2940	78,17	0,735	6262
"	"	"	"	"	40	2332	65,1	0,583	6085*
"	"	"	"	"	45	1927	48,61	0,482	8599
"	"	"	"	"	50	1637	28,02	0,409	10233
"	"	"	"	20	25	11960	96,45	2,990	21979
"	"	"	"	"	30	5930	88,45	1,482	10971
"	"	"	"	"	35	3920	78,17	0,980	7342*

Tabelle 108.

Vakuum	Absolute Spannung	Dampf-		Kühlwasser- W			Luft-		
		Temperatur	Gesamt- Wärme	An- fangs-	End-	Gewicht	Spannung	Gewicht	Volumen
				Temperatur					
mm	mm	° C	e	t_a	t_e	kg	mm	kg	Liter
640	120	55	623	20	40	2915	65,1	0,729	7592
"	"	"	"	"	45	2312	48,61	0,578	8167
"	"	"	"	"	50	1910	28,02	0,478	11959
"	"	"	"	25	30	11860	88,45	2,965	21950
"	"	"	"	"	35	5880	78,17	1,470	12513
"	"	"	"	"	40	3857	65,1	0,972	10122*
"	"	"	"	"	45	2890	48,61	0,723	10213
"	"	"	"	"	50	2292	28,02	0,573	14336
"	"	"	"	30	35	11760	78,17	2,940	25025
"	"	"	"	"	40	5830	65,1	1,458	15184
"	"	"	"	"	45	3854	48,61	0,964	13620*
"	"	"	"	"	50	2865	28,02	0,716	17914
"	"	"	"	35	40	11660	65,1	2,915	30357
"	"	"	"	"	45	5780	48,61	1,445	20427*
660	100	52	622	5	10	12240	90,8	3,060	20869
"	"	"	"	"	15	6070	87,3	1,518	10823
"	"	"	"	"	20	4013	82,61	1,003	7692
"	"	"	"	"	25	2985	76,45	0,746	6284
"	"	"	"	"	30	2368	68,45	0,592	5673
"	"	"	"	"	35	1957	58,17	0,489	5599*
"	"	"	"	"	40	1663	45,1	0,416	6232
"	"	"	"	"	45	1443	28,61	0,361	8718
"	"	"	"	"	50	1271	8,02	0,318	28458
"	"	"	"	10	15	12140	87,3	3,035	21640
"	"	"	"	"	20	6020	82,61	1,505	11543
"	"	"	"	"	25	3980	76,45	0,995	8332
"	"	"	"	"	30	2960	68,45	0,740	7091
"	"	"	"	"	35	2348	58,17	0,587	6721*
"	"	"	"	"	40	1940	45,1	0,485	7265
"	"	"	"	"	45	1677	28,61	0,419	10118
"	"	"	"	"	50	1430	8,02	0,358	31791
"	"	"	"	15	20	12040	82,61	3,010	22966
"	"	"	"	"	25	5970	76,45	1,493	12578
"	"	"	"	"	30	3946	68,45	0,987	9462
"	"	"	"	"	35	2935	58,17	0,734	8403*
"	"	"	"	"	40	2328	45,1	0,582	8718
"	"	"	"	"	45	1923	28,61	0,481	11611
"	"	"	"	"	50	1634	8,02	0,409	36555

Tabelle 108.

Vakuum	Absolute Spannung	Dampf-		Kühlwasser- W			Luft-		
		Temperatur	Gesamt-Wärme	Anfangs-	End-	Gewicht	Spannung	Gewicht	Volumen
				Temperatur					
mm	mm	°C	c	t _c	t _e	kg	mm	kg	Liter
660	100	52	622	20	25	11940	76,45	2,985	25164
"	"	"	"	"	30	5920	68,45	1,480	14181
"	"	"	"	"	35	3913	58,17	0,978	11098
"	"	"	"	"	40	2910	45,1	0,728	11020*
"	"	"	"	"	45	2308	28,61	0,577	13715
"	"	"	"	"	50	1907	8,02	0,477	42687
"	"	"	"	25	30	11840	68,45	2,960	28364
"	"	"	"	"	35	5870	58,17	1,468	16303
"	"	"	"	"	40	3880	45,1	0,970	14331*
"	"	"	"	"	45	2885	28,61	0,721	17219
"	"	"	"	"	50	2288	8,02	0,572	51188
"	"	"	"	30	35	11740	58,17	2,935	33306
"	"	"	"	"	40	5820	45,1	1,455	21796*
"	"	"	"	"	45	3847	28,61	0,962	28232
"	"	"	"	"	50	2860	8,02	0,715	63965
"	"	"	"	35	40	11640	45,1	2,910	43592
"	"	"	"	"	45	5770	28,61	1,443	34836*
680	80	48	621	5	10	12220	70,8	3,073	24759
"	"	"	"	"	15	6060	67,3	1,515	14053
"	"	"	"	"	20	4006	62,61	1,001	10150
"	"	"	"	"	25	2930	56,45	0,745	8508
"	"	"	"	"	30	2364	48,45	0,591	6961*
"	"	"	"	"	35	1953	38,17	0,488	8535
"	"	"	"	"	40	1660	25,1	0,415	11176
"	"	"	"	"	45	1440	8,61	0,360	29635
"	"	"	"	"	50	1269	—	—	—
"	"	"	"	10	15	12120	67,3	3,030	28106
"	"	"	"	"	20	6010	62,61	1,502	15230
"	"	"	"	"	25	3970	56,45	0,993	11334
"	"	"	"	"	30	2955	48,45	0,739	9952*
"	"	"	"	"	35	2344	38,17	0,586	10249
"	"	"	"	"	40	1937	25,1	0,434	13070
"	"	"	"	"	45	1674	8,61	0,419	44492
"	"	"	"	15	20	12020	62,61	3,005	30501
"	"	"	"	"	25	5960	56,45	1,490	17016
"	"	"	"	"	30	3940	48,45	0,985	13337
"	"	"	"	"	35	2930	38,17	0,732	2600*
"	"	"	"	"	40	2324	25,1	0,581	15646

Tabelle 108.

Vakuum mm	Absolute Spannung mm	Dampf-		Kühlwasser-		W Gewicht kg	Luft-		
		Temperatur °C	Gesamt- Wärme c	An-	End-		Spannung mm	Gewicht kg	Volumen Liter
				fangs-	Temperatur				
				t _a	t _e				
680	80	48	621	15	45	1920	8,61	0,480	39513
"	"	"	"	20	25	11920	56,45	2,980	34034
"	"	"	"	"	30	5910	48,45	1,478	19909
"	"	"	"	"	35	3903	38,17	0,976	17070*
"	"	"	"	"	40	2905	25,1	0,726	19602
"	"	"	"	"	45	2304	8,61	0,576	47992
"	"	"	"	25	30	11820	48,45	2,960	39804
"	"	"	"	"	35	5860	38,17	1,465	25623*
"	"	"	"	"	40	3877	25,1	0,969	26102
"	"	"	"	"	45	2880	8,61	0,720	59270
"	"	"	"	30	35	11720	38,17	2,930	51246
"	"	"	"	"	40	5810	25,1	1,453	39116*
"	"	"	"	"	45	3840	8,61	0,996	79027
"	"	"	"	"	35	11620	40	2,905	78234
"	"	"	"	"	45	5760	8,61	1,440	118541
700	60	44	619	5	10	12180	50,8	3,045	36723
"	"	"	"	"	15	6040	47,3	1,510	17818
"	"	"	"	"	20	3993	42,61	0,998	14870
"	"	"	"	"	25	2970	36,45	0,743	13166*
"	"	"	"	"	30	2356	28,45	0,589	13641
"	"	"	"	"	35	1947	18,17	0,487	17946
"	"	"	"	"	40	1654	5,1	0,414	51936
"	"	"	"	10	15	12080	47,3	3,020	37616
"	"	"	"	"	20	5990	42,61	1,498	22320
"	"	"	"	"	25	3960	36,45	0,990	17543
"	"	"	"	"	30	2945	28,45	0,736	17046*
"	"	"	"	"	35	2336	18,17	0,584	21520
"	"	"	"	"	40	1930	5,1	0,483	60520
"	"	"	"	15	20	11980	42,61	2,995	44495
"	"	"	"	"	25	5940	36,45	1,485	26314
"	"	"	"	"	30	3927	28,45	0,982	22743*
"	"	"	"	"	35	2920	18,17	0,730	27500
"	"	"	"	"	40	2316	5,1	0,579	77169
"	"	"	"	20	25	11880	36,45	2,970	52623
"	"	"	"	"	30	5890	28,45	1,473	34115*
"	"	"	"	"	35	3893	18,17	0,976	35965
"	"	"	"	"	40	2895	5,1	0,724	90826
"	"	"	"	25	30	11780	28,45	2,945	68204

Tabelle 108.

Vakuum	Absolute Spannung	Dampf-		Kühlwasser- W			Luft-		
		Temperatur	Gesamt- Wärme	An- fangs-	End-	Gewicht	Spannung	Gewicht	Volumen
				Temperatur					
mm	mm	°C	c	t _a	t _e	kg	mm	kg	Liter
700	60	44	619	25	35	5840	18,17	1,460	53801*
"	"	"	"	"	40	3860	5,1	0,965	121059
"	"	"	"	30	35	11680	18,17	2,920	107602*
"	"	"	"	"	40	5790	5,1	1,448	181640
"	"	"	"	35	40	11580	5,1	2,895	363177
710	50	38	618	5	10	12160	40,8	3,040	45661
"	"	"	"	"	15	6059	37,3	1,508	25259
"	"	"	"	"	20	3986	32,61	0,997	18474
"	"	"	"	"	25	2965	26,45	0,741	18147*
"	"	"	"	"	30	2352	18,45	0,588	20997
"	"	"	"	"	35	1943	8,17	0,486	40780
"	"	"	"	10	15	12060	37,3	3,015	50501
"	"	"	"	"	20	5980	32,61	1,495	27610
"	"	"	"	"	25	3953	26,45	0,988	24460*
"	"	"	"	"	30	2940	18,45	0,735	26247
"	"	"	"	"	35	2332	8,17	0,583	48920
"	"	"	"	15	20	11960	32,61	2,990	58375
"	"	"	"	"	25	5930	26,45	1,483	36322
"	"	"	"	"	30	3920	18,45	0,980	35106*
"	"	"	"	"	35	2915	8,17	0,729	51263
"	"	"	"	20	25	11860	26,45	2,965	73013
"	"	"	"	"	30	5880	18,45	1,470	52494*
"	"	"	"	"	35	3887	8,17	0,972	81544
"	"	"	"	25	30	11760	18,45	2,940	104587*
"	"	"	"	"	35	5830	8,17	1,458	122341
"	"	"	"	30	45	11660	8,17	2,915	244597
720	40	34,5	617	5	10	12140	30,8	3,035	60457
"	"	"	"	"	15	6020	27,3	1,505	34404
"	"	"	"	"	20	3980	22,61	0,995	27108*
"	"	"	"	"	25	2960	16,45	0,740	28986
"	"	"	"	"	30	2348	8,45	0,587	46937
"	"	"	"	10	15	12040	27,3	3,010	68809
"	"	"	"	"	20	5970	22,61	1,493	42312
"	"	"	"	"	25	3946	16,45	0,987	38641*
"	"	"	"	"	30	2935	8,45	0,734	58690
"	"	"	"	15	20	11940	22,61	2,985	84565
"	"	"	"	"	25	5920	16,45	1,480	58134*
"	"	"	"	"	30	3913	8,45	0,978	79472

Tabelle 108.

Vakuum mm	Absolute Spannung mm	Dampf-		Kühlwasser- W			Luft-		
		Temperatur °C	Gesamt- Wärme c	An- fangs-	End-	Gewicht kg	Spannung mm	Gewicht kg	Volumen Liter
				Temperatur					
				t_a	t_e				
720	40	34,5	617	20	25	11840	16,45	2,960	116269
"	"	"	"	"	30	5870	8,45	1,468	117541
"	"	"	"	25	30	11740	8,45	2,935	234682
730	30	29	615	5	10	12110	20,8	3,028	89599
"	"	"	"	"	15	6000	17,3	1,500	54090
"	"	"	"	"	20	3966	12,61	0,991	50174*
"	"	"	"	"	25	2950	6,45	0,738	123277
"	"	"	"	10	15	12000	17,3	3,000	108180
"	"	"	"	"	20	5950	12,61	1,488	75337*
"	"	"	"	"	25	3933	6,45	0,983	100065
"	"	"	"	15	20	11900	12,61	2,975	147709
"	"	"	"	"	25	5900	6,45	1,475	150553
"	"	"	"	20	25	11800	6,45	2,950	300605
740	20	21	613	5	10	12060	10,8	3,015	172126
"	"	"	"	"	15	5980	7,3	1,495	128929*
"	"	"	"	"	20	3950	2,61	0,985	179950
"	"	"	"	10	15	11960	7,3	2,990	257858
"	"	"	"	"	20	5930	2,61	1,483	270858
"	"	"	"	15	20	11860	2,61	2,965	541676

lung des Falles angenommen werden. Aus dem Gewicht des Einspritzwassers folgt nach unserer Annahme das Gewicht der in den Verdichter geführten Luftmenge.

Die zu erstrebende Luftleere, das Vakuum, oder was dasselbe ist, der absolute Druck im Verdichter kann meistens frei gewählt werden. Man wird in den meisten Fällen ein möglichst hohes Vakuum, d. h. einen möglichst geringen Druck zu erreichen suchen, allein es kommt vor, daß ein niedrigeres Vakuum vorgezogen wird, um die Temperatur der behandelten Masse höher zu halten, sei es, weil sie sonst erstarrt, oder dick wird oder dergleichen.

Aus dem bekannten Luftgewicht und dem festgesetzten Vakuum ergibt sich nach Gleichung (308) — Tabelle 79 sogleich das abzusaugende Luftvolumen.

Beispiel. Zur Verflüssigung von 100 kg Dampf steht Wasser von $t_a = 10^\circ$ zur Verfügung, das mit $t_e = 40^\circ$ abfließen soll. Das Vakuum soll 680 mm betragen, d. h. der absolute Druck soll $760 - 680 = 80$ mm sein. Nach Abschnitt XVII Tabelle 73 ist dann die Einspritzwassermenge $W = 1960$ kg, dazu 100 kg Dampf = 2060 kg, die Spannung des Dampfes ist bei $40^\circ = 54,9$ mm und da die Gesamtspannung = 80 mm beträgt, so ist die Spannung der Luft $b = 80 - 54,9 = 25,1$ mm. Hiermit sind alle für die Ausrechnung der Gleichungen nötigen Zahlen gegeben.

$$\text{Das Luftgewicht ist } L = \frac{1960 \cdot 0,25}{1000} = 0,49 \text{ kg}$$

Das Volumen von 1 kg Luft bei 40° und 25,1 mm Spannung ist nach Tabelle 79 $a_t = 27020$ Liter, folglich das Volumen von $L = 0,49$ kg Luft (für 100 kg Dampf):

$$V_{la} = A \cdot a_t = 0,49 \cdot 27020 = 13240 \text{ Liter.}$$

Die nasse Luftpumpe hat also für die Verflüssigung von 100 kg Dampf fortzuschaffen: Wasser = 2060, Luft = 13240, zusammen = 15300 Liter.

In der Tabelle 108 sind die Einspritzwassermengen und die Luftvolumina, die nasse Luftpumpen für 100 kg verflüssigten Dampf abzusaugen haben, angegeben und zwar für Vakuen von 600—740 mm, für Kühlwasser-Anfangs-Temperaturen von $t_a = 5^\circ$ bis 35° und -End-Temperaturen von $t_e = 10^\circ$ bis 50° .

Für den Fall, daß das zu verwendende Einspritzwasser und die zu verdampfende Flüssigkeit mehr oder weniger Luft und Gase enthalten, und daß die Apparate dichter oder weniger dicht sind, als wir angenommen haben, muß man das in dieser Tabelle 108 verzeichnete Luftvolumen den veränderten Umständen proportional vergrößern oder verkleinern. Die Angaben der Tabelle sind für die Praxis bemessen und für die meisten Fälle als reichlich anzusehen. Enthält aber z. B. das zu verwendende Wasser nicht 20%, sondern

15% Gase, so ist das abzusaugende Luftvolumen nur $\frac{15}{20}$ des in der

Tabelle 108 Genannten.

Die Betrachtung der Tabelle 108 lehrt nicht nur die wirklich abzusaugende Wasser- und Luftmenge kennen, sondern sie zeigt auch, daß für jedes bestimmte Vakuum und jede Einspritzwasser-Temperatur eine bestimmte günstigste Ablaufwasser-Temperatur besteht, bei der das abzusaugende Luftvolumen am kleinsten ist. Das ist erklärlich, denn je wärmer das Ablaufwasser fortgeht, um so weniger ist davon erforderlich und um so weniger Luft wird folglich in den Verdichter geführt; aber andererseits ist je wärmer das

Ablaufwasser, desto höher die Dampfspannung über ihm, desto geringer die Luftspannung, desto größer ihr spezifisches Volumen.

Unter der Voraussetzung, daß das abzusaugende Luftgewicht direkt proportional dem zugeführten Einspritzwasser sei, tritt dieser günstigste Zustand (des kleinsten abzusaugenden Luftvolumens), der in der Tabelle 108 durch einen * Stern kenntlich gemacht ist, auch dann bei denselben kenntlich gemachten Ablauf-Temperaturen ein, wenn das Kühlwasser einen anderen Luftgehalt, als wir annehmen, hat. Leider ist aber unsere Annahme der vollkommenen Proportionalität zwischen Wasser und Luft nicht ganz zutreffend.

In Wirklichkeit wird daher der günstigste Zustand oft bei einer anderen Ablauf-Temperatur erfolgen. Man kann vorher nicht angeben, bei welcher, und muß sich damit begnügen, zu wissen, daß es einen günstigsten Zustand gibt, dem man bei Apparaten im Betriebe wohl ausprobieren kann.

Da die nassen Luftpumpen sowohl die Luft als auch das Einspritzwasser abführen müssen, so ist ihre Größe so zu bestimmen, daß zu dem in der Tabelle 108 angegebenen abzusaugenden Luftvolumen V_{in} auch noch das Einspritzwasser W + dem Gewicht des verflüssigten Dampfes addiert wird.

C Das aus trockenen Einspritz-Fallrohr-Kondensatoren (Verdichtern) abzusaugende Luftvolumen.

Eine trockene Luftpumpe ist eine solche, welche die Luft und die nicht verflüssigten Gase aus dem Verdichter absaugt, dagegen nicht das Wasser. Sie nimmt die Luft an der Stelle des Verdichters ab, an der das Kühlwasser eintritt, und daher hat auch die abgesaugte Luft ganz oder fast ganz die Temperatur dieses Einspritzwassers t_a .

Da unserer Annahme zufolge das Gewicht der aus dem Verdichter geführten, also auch von der Luftpumpe abzusaugenden Luft direkt proportional sein soll der Menge des Einspritzwassers, so gilt auch hier die Gleichung (370) für das Luftgewicht:

$$L = \frac{W \cdot 0,25}{1000} \cdot \dots \cdot \dots \cdot \dots \quad (375)$$

Für die Berechnung des Luftvolumens V_u , das die trockene Luftpumpe abzuführen hat, benutzen wir die Gleichung (372), nur mit dem Unterschiede, daß hier als Temperatur der Luft nicht die

des ablaufenden t_e , sondern etwa die des eintretenden Wassers t_a eingesetzt wird.

$$V_u = \frac{W \cdot 0,25(273 + t_a) 29,27 \cdot 760}{1000 \cdot p \cdot b} = 5,385 \frac{W \cdot (273 + t_a)}{b} \text{ Liter (376)}$$

Mit Hilfe dieser Gleichung (376) ist die Tabelle 109 berechnet worden. Auch hier wird, wie bei nassen Verdichtern ein größerer oder geringerer Gehalt des Einspritzwassers an Luft das abzusaugende Luftvolumen vergrößern oder verkleinern.

Die Unterschiede zwischen der nassen und der trockenen Verdichtung (fast ganz zum Vorteil der letzteren) sind besonders folgende:

Da im allgemeinen bei den trockenen (Fallrohr-) Verdichtern die Temperatur des ablaufenden Wassers höher sein kann als bei den nassen, weil es, wie wir wissen, fast die Temperatur des in den Verdichter strömenden Dampfes erreichen kann, so brauchen trockene Verdichter für die gleichen Leistungen viel weniger Wasser als nasse.

Die geringere Wassermenge bringt auch entsprechend weniger Luft in den Raum und da diese Luft hier fast die Temperatur des eintretenden Kühlwassers behält, d. h. also viel kälter ist, als beim nassen Verdichter, so hat das geringere Luftgewicht auch noch ein kleineres spezifisches Volumen. Auch der mit der Luft gemischte Dampf hat niedrigere Temperatur, also geringere Spannung, folglich bleibt von dem Gesamtdruck im Verdichter für die Luft ein größerer Teil übrig. Aus dem trockenen Verdichter ist also fast immer ein kleineres Luftvolumen abzuführen.

Trockene Luftpumpen dürfen schneller laufen als nasse, weil sie kein Wasser zu bewältigen haben, sie werden also auch aus diesem Grunde für dieselbe Verdampfungsleistung immer kleiner sein können als nasse.

Vergleicht man die in den verschiedenen Fällen so sehr verschiedenen Volumina der abzusaugenden Luft, so erlaubt die Tabelle 109 folgende Schlüsse zu ziehen.

1. Noch mit recht warmem Kühlwasser können mit Hilfe der trockenen Verflüssigung ziemlich gute Vakuen erreicht werden. Solche Umstände erfordern nur viel Kühlwasser und große Luftpumpen. Das Kühlwasser ist noch brauchbar, wenn es nur wenige Grade kälter, als die Temperatur der verdampfenden Flüssigkeit ist.

2. Je näher die Temperatur der abgeführten Luft der des eintretenden Kühlwassers und die Temperatur

Tabelle 109.

Kühlwasserverbrauch und abzusaugendes Luftvolumen in Litern für
Kühlwasser-Anfangs-Temperaturen von $t_a = 5^\circ - 50^\circ$,
bei trockenen Einspritz-

Vakuum 600 mm Temperatur 61,5°			Absolute Spannung 160 mm Gesamtwärme $\epsilon = 625 WE$			
Kühlwasser-			Luft-			
Anfangs- Temperatur t_a	End- Temperatur t_e	Gewicht kg	Temperatur t_a	Spannung mm	Gewicht kg	Volum Liter
5	61,5	997	5	153,5	0,25	978
"	"	"	10	150,8	"	1017
"	"	"	15	147,3	"	1055
"	55	1140	5	153,5	0,285	1114
"	"	"	10	150,8	"	1159
"	"	"	15	147,3	"	1205
"	50	1277	5	153,5	0,319	1247
"	"	"	10	150,8	"	1298
"	"	"	15	147,3	"	1346
10	61,5	1094	10	150,8	0,274	1115
"	"	"	15	147,3	"	1156
"	"	"	20	142,6	"	1210
"	55	1266	10	150,8	0,317	1289
"	"	"	15	147,3	"	1388
"	"	"	20	142,6	"	1400
"	50	1437	10	150,8	0,359	1460
"	"	"	15	147,3	"	1515
"	"	"	20	142,6	"	1586
15	61,5	1212	15	147,3	0,303	1279
"	"	"	20	142,6	"	1338
"	"	"	25	136,5	"	1430
"	55	1425	15	147,3	0,356	1502
"	"	"	20	142,6	"	1572
"	"	"	25	136,5	"	1680
"	50	1642	15	147,3	0,41	1732
"	"	"	20	142,6	"	1811
"	"	"	25	136,5	"	1938
20	61,5	1385	20	142,6	0,346	1528
"	"	"	25	136,5	"	1633
"	"	"	30	128,5	"	1776
"	55	1629	20	142,6	0,407	1798
"	"	"	25	136,5	"	1921
"	"	"	30	128,5	"	2088
"	50	1917	20	142,6	0,479	2116
"	"	"	25	136,5	"	2259
"	"	"	30	128,5	"	2449

Tabelle 109

100 Kilo Wasserdampf bei Luftleeren von 600—740 mm.

Kühlwasser-End Temperaturen von $t_e = 10^{\circ}$ — $61,5^{\circ}$

Fallrohr-Kondensatoren. (Verdichtern).

Vakuum 600 mm Temperatur $61,5^{\circ}$			Absolute Spannung 160 mm Gesamtwärme $c = 625 WE$			
Kühlwasser-			Luft-			
Anfangs- Temperatur	End- Temperatur	Gewicht	Temperatur	Spannung	Gewicht	Volum
t_a	t_e	kg	t_{ia}	mm	kg	Liter
25	61,5	1544	25	136,5	0,386	1831
"	"	"	30	128,5	"	1981
"	"	"	35	118,2	"	2173
"	55	1900	25	136,5	0,475	2242
"	"	"	30	128,5	"	2438
"	"	"	35	118,2	"	2674
"	50	2300	25	136,5	0,575	2714
"	"	"	30	128,5	"	2953
"	"	"	35	118,2	"	3237
30	61,5	1772	30	128,5	0,443	2274
"	"	"	35	118,2	"	2494
"	"	"	40	105,1	"	2856
"	55	2280	30	128,5	0,570	2926
"	"	"	35	118,2	"	3209
"	"	"	40	105,1	"	3675
"	50	2875	30	128,5	0,719	3691
"	"	"	35	118,2	"	4048
"	"	"	40	105,1	"	4635
35	61,5	2125	35	118,2	0,531	2992
"	"	"	40	105,1	"	3427
"	"	"	45	88,6	"	4128
"	55	2850	35	118,2	0,712	4011
"	"	"	40	105,1	"	4593
"	"	"	45	88,6	"	5524
"	50	3833	35	118,2	0,958	5394
"	"	"	40	105,1	"	6175
"	"	"	45	88,6	"	7427
40	61,5	2626	40	105,1	0,657	4299
"	"	"	45	88,6	"	5094
"	"	"	50	68	"	6747
"	55	3800	40	105,1	0,950	6124
"	"	"	45	88,6	"	7365
"	"	"	50	68	"	9756
"	50	5750	40	105,1	1,437	9263

Tabelle 109.

Vakuum 600 mm Temperatur 61,5°			Absolute Spannung 160 mm Gesamtwärme $c = 625 WE$			
Kühlwasser-			Luft-			
Anfangs- Temperatur t_a	End- Temperatur t_e	Gewicht kg	Temperatur t_{ia}	Spannung mm	Gewicht kg	Volum Liter
40	50	5750	45	88,6	1,437	11141
"	"	"	50	68	"	14758
45	61,5	3415	45	88,6	0,854	6621
"	"	"	50	68	"	8770
"	"	"	55	42,5	"	14262
"	55	5700	45	88,6	1,425	11047
"	"	"	50	68	"	14634
"	"	"	55	42,5	"	23798
"	50	11500	45	88,6	2,875	22090
"	"	"	50	68	"	29526
"	"	"	55	42,5	"	58013
50	61,5	4895	50	68	1,224	12450
"	"	"	55	42,2	"	20300
"	"	"	60	12	"	73500
"	55	11300	50	68	2,825	29013
Vakuum 620 mm Temperatur 58,5°			Absolute Spannung 140 mm Gesamtwärme $c = 624 WE$			
5	58,5	1057	5	133,5	0,260	1185
"	"	"	10	130,8	"	1215
"	"	"	15	127,3	"	1269
"	50	1276	5	133,5	0,319	1454
"	"	"	10	130,8	"	1489
"	"	"	15	127,3	"	1557
"	45	1447	5	133,5	0,362	1650
"	"	"	10	130,8	"	1692
"	"	"	15	127,3	"	1767
10	58,5	1166	10	130,8	0,291	1342
"	"	"	15	127,3	"	1423
"	"	"	20	122,6	"	1505
"	50	1435	10	130,8	0,359	1678
"	"	"	15	127,3	"	1752
"	"	"	20	122,6	"	1856
"	45	1654	10	130,8	0,414	1935
"	"	"	15	127,3	"	2020
"	"	"	20	122,6	"	2140
15	58,5	1300	15	127,3	0,325	1586
"	"	"	20	122,6	"	1680

Tabelle 109.

Vakuum 620 mm
Temperatur 58,5°

Absolute Spannung 140 mm
Gesamtwärme $c = 624 WE$

Kühlwasser-			Luft-			
Anfangs- Temperatur	End- Temperatur	Gewicht	Temperatur	Spannung	Gewicht	Volum
t_a	t_e	kg	t_{sa}	mm	kg	Liter
15	58,5	1300	25	116,5	0,325	1797
"	50	1640	15	127,3	0,410	2001
"	"	"	20	122,6	"	2120
"	"	"	25	116,5	"	2267
"	45	1930	15	127,3	0,482	2355
"	"	"	20	122,6	"	2495
"	"	"	25	116,5	"	2668
20	58	1516	20	122,6	0,379	1959
"	"	"	25	116,5	"	2094
"	"	"	30	108,5	"	2310
"	50	1913	20	122,6	0,478	2471
"	"	"	25	116,5	"	2708
"	"	"	30	108,5	"	2913
"	45	2315	20	122,6	0,579	2993
"	"	"	25	116,5	"	3202
"	"	"	30	108,5	"	3529
25	58	1715	25	116,5	0,429	2372
"	"	"	30	108,5	"	2615
"	"	"	35	98,2	"	2913
"	50	2296	25	116,5	0,574	3174
"	"	"	30	108,5	"	3498
"	"	"	35	98,2	"	3892
"	45	2895	25	116,5	0,724	4004
"	"	"	30	108,5	"	4413
"	"	"	35	98,2	"	4908
30	58	2021	30	108,5	0,505	3078
"	"	"	35	98,2	"	3424
"	"	"	40	85,1	"	4020
"	50	2870	30	108,5	0,718	4376
"	"	"	35	98,2	"	4868
"	"	"	40	85,1	"	5715
"	45	3860	30	108,5	0,965	5855
"	"	"	35	98,2	"	6543
"	"	"	40	85,1	"	7681
35	58	2304	35	98,2	0,576	3905
"	"	"	40	85,1	"	4585
"	"	"	45	68,6	"	5777
"	50	3827	35	98,2	0,957	6488

Tabelle 109.

Vakuum 620 mm Temperatur 58,5°			Absolute Spannung 140 mm Gesamtwärme $c = 624 WE$			
Kühlwasser-			Luft-			
Anfangs- Temperatur t_a	End- Temperatur t_e	Gewicht kg	Temperatur t_a	Spannung mm	Gewicht kg	Volum Liter
35	50	3227	40	85,1	0,957	7618
"	"	"	45	68,6	"	9599
"	45	5790	35	98,2	1,448	9817
"	"	"	40	85,1	"	11526
"	"	"	45	68,6	"	14523
40	58	3144	40	85,1	0,786	6257
"	"	"	45	68,6	"	7884
"	"	"	50	48	"	11444
"	50	5740	40	85,1	1,435	11022
"	"	"	45	68,6	"	14393
"	"	"	50	48	"	20893
"	45	11580	40	85,1	2,895	23044
"	"	"	45	68,6	"	29037
"	"	"	50	48	"	42151
45	58	4354	45	68,6	1,089	10923
"	"	"	50	48	"	15856
"	"	"	55	22,5	"	34685
"	50	11480	45	68,6	2,870	28786
"	"	"	50	48	"	41787
"	"	"	55	22,5	"	91410
50	58	7075	50	48	1,769	25766

Vakuum 640 mm Temperatur 55°			Absolute Spannung 120 mm Gesamtwärme $c = 623 WE$			
5	55	1136	5	113,5	0,284	1503
"	"	"	10	110,8	"	1568
"	"	"	15	107,3	"	1647
"	50	1251	5	113,5	0,313	1656
"	"	"	10	110,8	"	1728
"	"	"	15	107,3	"	1815
"	45	1445	5	113,5	0,3615	1924
"	"	"	10	110,8	"	1995
"	"	"	15	107,3	"	2096
10	55	1262	10	110,8	0,315	1789
"	"	"	15	107,3	"	1828
"	"	"	20	102,6	"	1943
"	50	1432	10	110,8	0,358	1976
"	"	"	15	107,3	"	2076

Tabelle 109.

Vakuum 640 mm Temperatur 55°			Absolute Spannung 120 mm Gesamtwärme $c = 623 WE$			
Kühlwasser-			Luft-			
Anfangs- Temperatur	End- Temperatur	Gewicht	Temperatur	Spannung	Gewicht	Volum
t_a	t_e	kg	t_a	mm	kg	Liter
10	50	1432	20	102,6	0,358	2209
"	45	1651	10	110,8	0,413	2280
"	"	"	15	107,8	"	2395
"	"	"	20	102,6	"	2548
15	55	1420	15	107,8	0,355	2004
"	"	"	20	102,6	"	2190
"	"	"	25	96,5	"	2382
"	50	1637	15	107,2	0,409	2372
"	"	"	20	102,6	"	2524
"	"	"	25	96,5	"	2732
"	45	1927	15	107,2	0,482	2796
"	"	"	20	102,6	"	2974
"	"	"	25	96,5	"	3218
20	55	1625	20	102,6	0,406	2505
"	"	"	25	96,5	"	2712
"	"	"	30	88,5	"	3089
"	50	1910	20	102,6	0,480	2962
"	"	"	25	96,5	"	3206
"	"	"	30	88,5	"	3593
"	45	2312	20	102,6	0,578	3566
"	"	"	25	96,5	"	3861
"	"	"	30	88,5	"	4326
25	55	1893	25	96,5	0,473	3160
"	"	"	30	88,5	"	3540
"	"	"	35	78,2	"	4026
"	50	2292	25	96,5	0,573	3828
"	"	"	30	88,5	"	4289
"	"	"	35	78,2	"	4877
"	45	2890	25	96,5	0,722	4824
"	"	"	30	88,5	"	5408
"	"	"	35	78,2	"	6150
30	55	2272	30	88,5	0,568	4241
"	"	"	35	78,2	"	4766
"	"	"	40	65,1	"	5927
"	50	2865	30	88,5	0,716	5359
"	"	"	35	78,2	"	6094
"	"	"	40	65,1	"	7471
"	45	3833	30	88,5	0,956	7156

Tabelle 109.

Vakuum 640 mm Temperatur 55°			Absolute Spannung 120 mm Gesamtwärme $c = 623 WE$			
Kühlwasser-			Luft-			
Anfangs- Temperatur t_a	End- Temperatur t_e	Gewicht kg	Temperatur t_a	Spannung mm	Gewicht kg	Volum Liter
30	45	3833	35	78,2	0,956	8137
"	"	"	40	65,1	"	9976
35	55	2840	35	78,2	0,710	6043
"	"	"	40	65,1	"	7409
"	"	"	45	48,6	"	10039
"	50	3820	35	78,2	0,955	8123
"	"	"	40	65,1	"	9965
"	"	"	45	48,6	"	13504
"	45	5780	35	78,2	1,445	12298
"	"	"	40	65,1	"	15079
"	"	"	45	48,6	"	20342
40	55	3787	40	65,1	0,947	9882
"	"	"	45	48,6	"	13391
"	"	"	50	28	"	22018
"	50	5730	40	65,1	1,432	14943
"	"	"	45	48,6	"	20248
"	"	"	50	28	"	33294
"	45	11560	40	65,1	2,89	30157
"	"	"	45	48,6	"	40685
"	"	"	50	28	"	67193
45	55	5680	45	48,6	1,420	20779
"	"	"	50	28	"	35684
"	"	"	55	2,5	"	295360
"	50	11460	45	48,6	2,865	40511
"	"	"	50	28	"	71997
"	"	"	55	2,5	"	595920
50	55	11360	50	28	2,340	71369
Vakuum 660 mm Temperatur 52°			Absolute Spannung 100 mm Gesamtwärme $c = 622 WE$			
5	52	1213	5	93,5	0,303	1947
"	"	"	10	90,8	"	1865
"	"	"	15	87,3	"	2160
"	45	1440	5	93,5	0,360	2313
"	"	"	10	90,8	"	2216
"	"	"	15	87,3	"	2567
"	40	1660	5	93,5	0,415	2666
"	"	"	10	90,8	"	2555

Tabelle 109.

Vakuum 660 mm Temperatur 52°			Absolute Spannung 100 mm Gesamtwärme $c = 622 WE$			
Kühlwasser-			Luft-			
Anfangs- Temperatur	End- Temperatur	Gewicht	Temperatur	Spannung	Gewicht	Volum
t_a	t_e	kg	t_{sa}	mm	kg	Liter
5	40	1666	15	87,3	0,415	2958
10	52	1357	10	90,8	0,339	2087
"	"	"	15	87,3	"	2417
"	"	"	20	82,6	"	2600
"	45	1650	10	90,8	0,412	2639
"	"	"	15	87,3	"	2941
"	"	"	20	82,6	"	3164
"	40	1940	10	90,8	0,485	2986
"	"	"	15	87,3	"	4458
"	"	"	20	82,6	"	3720
15	52	1540	15	87,3	0,385	2745
"	"	"	20	82,6	"	2953
"	"	"	25	76,5	"	3241
"	45	1923	15	87,3	0,481	3429
"	"	"	20	82,6	"	3689
"	"	"	25	76,5	"	4049
"	40	2328	15	87,3	0,582	4149
"	"	"	20	82,6	"	4464
"	"	"	25	76,5	"	4899
20	52	1781	20	82,6	0,445	3413
"	"	"	25	76,5	"	3746
"	"	"	30	68,5	"	4326
"	45	2308	20	82,6	0,577	4426
"	"	"	25	76,5	"	4857
"	"	"	30	68,5	"	5610
"	40	2910	20	82,6	0,782	5584
"	"	"	25	76,5	"	6128
"	"	"	30	68,5	"	7078
25	52	2111	25	76,5	0,528	4445
"	"	"	30	68,5	"	5133
"	"	"	35	58,2	"	6040
"	45	2885	25	76,5	0,721	6069
"	"	"	30	68,5	"	7010
"	"	"	35	58,2	"	8248
"	40	3800	25	76,5	0,950	7997
"	"	"	30	68,5	"	9236
"	"	"	35	58,2	"	10868
30	52	2591	30	68,5	0,648	6300

Tabelle 109.

Vakuum 660 mm Temperatur 52°			Absolute Spannung 100 mm Gesamtwärme $c = 622 WE$			
Kühlwasser-			Luft-			
Anfangs- Temperatur t_a	End- Temperatur t_e	Gewicht kg	Temperatur t_a	Spannung mm	Gewicht kg	Volum Liter
30	52	2591	35	58,2	0,684	7413
"	"	"	40	45,1	"	9662
"	45	3848	30	68,5	0,962	9353
"	"	"	35	58,2	"	11005
"	"	"	40	45,1	"	14478
"	40	5820	30	68,5	1,455	14146
"	"	"	35	58,2	"	16645
"	"	"	40	45,1	"	21898
35	52	3354	35	58,2	0,839	9599
"	"	"	40	45,1	"	12627
"	"	"	45	28,6	"	20268
"	45	5770	35	58,2	1,442	16502
"	"	"	40	45,1	"	21709
"	"	"	45	28,6	"	34946
"	40	11640	35	58,2	2,910	33290
"	"	"	40	45,1	"	43796
"	"	"	45	28,6	"	70297
40	52	4750	40	45,1	1,188	17879
"	"	"	45	28,6	"	28699
"	"	"	50	8	"	106540
"	45	11540	40	45,1	2,885	43419
"	"	"	45	28,6	"	69693
"	"	"	50	8	"	258727
45	52	8143	45	28,6	2,036	49180
"	"	"	50	8	"	182108
50	52	—	—	—	—	—
Vakuum 680 mm Temperatur 48°			Absolute Spannung 80 mm Gesamtmenge $c = 621 WE$			
5	48	1356	5	73,5	0,369	2773
"	"	"	10	70,8	"	2963
"	"	"	15	67,3	"	3145
"	40	1713	5	73,5	0,4295	3512
"	"	"	10	70,8	"	3754
"	"	"	15	67,3	"	3984
"	35	1953	5	73,5	0,488	3992
"	"	"	10	70,8	"	4158
"	"	"	15	67,3	"	4527

Tabelle 109.

Vakuum 680 mm Temperatur 48°			Absolute Spannung 80 mm Gesamtwärme $c = 621 WE$			
Kühlwasser-			Luft-			
Anfangs- Temperatur	End- Temperatur	Gewicht	Temperatur	Spannung	Gewicht	Volum
t_a	t_e	kg	t_a	mm	kg	Liter
10	48	1509	10	70,8	0,377	3295
"	"	"	15	67,3	"	3497
"	"	"	20	62,6	"	3827
"	40	1937	10	70,8	0,484	4230
"	"	"	15	67,3	"	4490
"	"	"	20	62,6	"	4912
"	35	2344	10	70,8	0,586	5122
"	"	"	15	67,3	"	5436
"	"	"	20	62,6	"	5948
15	48	1737	15	67,3	0,434	4026
"	"	"	20	62,6	"	4405
"	"	"	25	56,5	"	4958
"	40	2324	15	67,3	0,581	5389
"	"	"	20	62,6	"	5897
"	"	"	25	56,5	"	6638
"	35	2930	15	67,3	0,732	6790
"	"	"	20	62,6	"	7435
"	"	"	25	56,5	"	8369
20	48	2040	20	62,6	0,510	5177
"	"	"	25	56,5	"	5827
"	"	"	30	48,5	"	7043
"	40	2905	20	62,6	0,726	7369
"	"	"	25	56,5	"	8295
"	"	"	30	48,5	"	10026
"	35	3908	20	62,6	0,977	9917
"	"	"	25	56,5	"	11162
"	"	"	30	48,5	"	13492
25	48	2491	25	56,5	0,623	7118
"	"	"	30	48,5	"	8603
"	"	"	35	38,2	"	10870
"	40	3866	25	56,5	0,967	11047
"	"	"	30	48,5	"	13354
"	"	"	35	38,2	"	16903
"	35	5770	25	56,5	1,442	16475
"	"	"	30	48,5	"	19901
"	"	"	35	38,2	"	25215
30	48	3184	30	48,5	0,796	10993
"	"	"	35	38,2	"	13949

Tabelle 109.

Vakuum 680 mm Temperatur 43°			Absolute Spannung 80 mm Gesamtwärme $c = 621 WE$			
Kühlwasser-			Luft-			
Anfangs- Temperatur t_a	End Temperatur t_e	Gewicht kg	Temperatur t_a	Spannung mm	Gewicht kg	Volum Liter
30	48	3184	40	25,1	0,796	22246
"	40	5810	30	48,1	1,453	20070
"	"	"	35	38,5	"	25483
"	"	"	40	25,1	"	41059
"	35	11720	30	48,5	2,930	40460
"	"	"	35	38,5	"	51196
"	"	"	40	25,1	"	80780
35	48	4408	35	38,2	1,102	19262
"	"	"	40	25,1	"	30332
"	"	"	45	8,6	"	242247
"	40	11620	35	38,2	2,905	50769
"	"	"	40	25,1	"	80090
"	"	"	45	8,6	"	91895
40	48	7043	40	25,1	1,761	48561
"	"	"	45	8,6	"	146850
45	48	19100	45	8,6	4,775	—
Vakuum 700 mm Temperatur 44°			Absolute Spannung 60 mm Gesamtwärme $c = 619 WE$			
5	44	1474	5	53,5	0,369	4149
"	"	"	10	50,8	"	4446
"	"	"	15	47,3	"	4863
"	35	1945	5	53,5	0,486	5465
"	"	"	10	50,8	"	5816
"	"	"	15	47,3	"	6405
"	30	2356	5	53,5	0,589	6623
"	"	"	10	50,8	"	7097
"	"	"	15	47,3	"	7763
10	44	1691	10	50,8	0,425	5121
"	"	"	15	47,3	"	5502
"	"	"	20	42,6	"	6333
"	35	2335	10	50,8	0,584	7037
"	"	"	15	47,3	"	7697
"	"	"	20	42,6	"	8702
"	30	2945	10	50,8	0,736	8369
"	"	"	15	47,3	"	9700
"	"	"	20	42,6	"	10966
15	44	1938	15	47,3	0,496	6537

Tabelle 109.

Vakuum 700 mm Temperatur 44°			Absolute Spannung 60 mm Gesamtwärme $c = 619 WE$			
Kühlwasser-			Luft-			
Anfangs- Temperatur	End- Temperatur	Gewicht	Temperatur	Spannung	Gewicht	Volum
t_a	t_e	kg	t_{ta}	mm	kg	Liter
15	44	1983	20	42,6	0,496	6390
"	"	"	25	36,5	"	8779
"	35	2920	15	47,3	0,730	9621
"	"	"	20	42,6	"	10877
"	"	"	25	36,5	"	12921
"	30	3926	15	47,3	0,981	12936
"	"	"	20	42,6	"	14624
"	"	"	25	36,5	"	17363
20	44	2396	20	42,6	0,599	8925
"	"	"	25	36,5	"	10602
"	"	"	30	28,5	"	14364
"	35	3890	20	42,6	0,972	14483
"	"	"	25	36,5	"	17204
"	"	"	30	28,5	"	23309
"	30	5890	20	42,6	1,472	21933
"	"	"	25	36,5	"	26063
"	"	"	30	28,5	"	35310
25	44	3026	25	36,5	0,757	13399
"	"	"	30	28,5	"	18153
"	"	"	35	18,2	"	27858
"	35	5840	25	36,5	1,460	25842
"	"	"	30	28,5	"	35011
"	"	"	35	18,2	"	53728
"	30	11780	25	36,5	2,945	52126
"	"	"	30	28,5	"	70621
"	"	"	35	18,2	"	108376
30	44	4108	30	28,5	1,027	24627
"	"	"	35	18,2	"	37794
"	"	"	40	5,1	"	143780
"	35	11680	30	28,5	2,920	70022
"	"	"	35	18,2	"	10746
"	"	"	40	5,1	"	408800
35	44	6410	35	18,2	1,603	58990
"	"	"	40	5,1	"	224420
40	44	14425	40	5,1	3,606	504840

Tabelle 109.

Vakuum 710 mm Temperatur 38°			Absolute Spannung 50 mm Gesamtwärme $c = 618 WE$			
Kühlwasser-			Luft-			
Anfangs- Temperatur	End- Temperatur	Gewicht	Temperatur	Spannung	Gewicht	Volum
t_a	t_e	kg	t_{ia}	mm	kg	Liter
5	38	1758	5	43,5	0,440	6090
"	"	"	10	40,8	"	7542
"	"	"	15	37,3	"	7366
"	30	2352	5	43,5	0,588	8138
"	"	"	10	40,8	"	10078
"	"	"	15	37,3	"	9843
"	25	2965	5	43,5	0,741	10255
"	"	"	10	40,8	"	12601
"	"	"	15	37,3	"	12404
10	38	2071	10	40,8	0,518	8878
"	"	"	15	37,3	"	8668
"	"	"	20	32,6	"	10117
"	30	2690	10	40,8	0,672	11527
"	"	"	15	37,3	"	12800
"	"	"	20	32,6	"	13124
"	25	3953	10	40,8	0,988	16934
"	"	"	15	37,3	"	16539
"	"	"	20	32,6	"	19295
15	38	2609	15	37,3	0,652	10914
"	"	"	20	32,6	"	12732
"	"	"	25	26,5	"	15935
"	30	3920	15	37,3	0,980	16405
"	"	"	20	32,6	"	19239
"	"	"	25	26,5	"	23951
"	25	5930	15	37,3	1,482	13849
"	"	"	20	32,6	"	28943
"	"	"	25	26,5	"	36220
20	38	3277	20	32,6	0,819	15995
"	"	"	25	26,5	"	20016
"	"	"	30	18,5	"	30745
"	30	5888	20	32,6	1,470	18709
"	"	"	25	26,5	"	35927
"	"	"	30	18,5	"	55184
"	25	11860	20	32,6	2,970	58004
"	"	"	25	26,5	"	72587
"	"	"	30	18,5	"	111494
25	38	4530	25	26,5	1,132	27678
"	"	"	30	18,5	"	42514

Tabelle 109.

Vakuum 710 mm Temperatur 38°			Absolute Spannung 50 mm Gesamtwärme $c = 618 WE$			
Kühlwasser-			Luft-			
Anfangs- Temperatur t_a	End- Temperatur t_e	Gewicht kg	Temperatur t_{la}	Spannung mm	Gewicht kg	Volum Liter
25	38	4530	35	8,2	1,132	96263
"	30	11760	25	26,5	2,940	71854
"	"	"	30	18,5	"	110368
"	"	"	35	8,2	"	249900
30	38	7250	30	18,5	1,312	68022
"	"	"	35	8,2	"	154700
35	38	19333	35	8,2	4,333	410805
Vakuum 720 mm Temperatur 34,5°			Absolute Spannung 40 mm Gesamtwärme $c = 617 WE$			
5	34,5	1974	5	33,5	0,494	8916
"	"	"	10	30,8	"	9840
"	"	"	15	27,3	"	11288
"	25	2960	5	33,5	0,740	13355
"	"	"	10	30,8	"	14541
"	"	"	15	27,3	"	16909
"	20	3980	5	33,5	0,995	17955
"	"	"	10	30,8	"	19820
"	"	"	15	27,3	"	22736
10	34,5	2377	10	30,8	0,594	11832
"	"	"	15	27,3	"	13573
"	"	"	20	22,6	"	16846
"	25	3948	10	30,8	0,987	19651
"	"	"	15	27,3	"	22633
"	"	"	20	22,6	"	27991
"	20	5970	10	30,8	1,493	29740
"	"	"	15	27,3	"	34121
"	"	"	20	22,6	"	42741
15	34,5	3000	15	27,3	0,750	17138
"	"	"	20	22,6	"	21270
"	"	"	25	16,5	"	29108
"	25	5920	15	27,3	1,480	33318
"	"	"	20	22,6	"	41973
"	"	"	25	16,5	"	57439
"	20	11940	15	27,3	2,985	68207
"	"	"	20	22,6	"	84654
"	"	"	25	16,5	"	115850
20	34,5	3949	20	22,6	0,987	27991

Tabelle 109.

Vakuum 720 mm Temperatur 34,5°			Absolute Spannung 40 mm Gesamtwärme $c = 617 WE$			
Kühlwasser-			Luft-			
Anfangs- Temperatur t_a	End- Temperatur t_e	Gewicht kg	Temperatur t_a	Spannung mm	Gewicht kg	Volum Liter
20	34,5	3949	25	16,5	0,987	38305
"	"	"	30	8,5	"	87676
"	25	11840	20	22,6	2,960	85945
"	"	"	25	16,5	"	114878
"	"	"	30	8,5	"	262936
25	34,5	6131	25	16,5	1,533	59466
"	"	"	30	8,5	"	136176
30	34,5	12947	30	8,5	3,236	287494
Vakuum 730 mm Temperatur 29°			Absolute Spannung 30 mm Gesamtwärme $c = 615 WE$			
5	29	2443	5	23,5	0,611	15782
"	"	"	10	20,8	"	18078
"	"	"	15	17,3	"	21972
"	20	3966	5	23,5	0,991	25697
"	"	"	10	20,8	"	29440
"	"	"	15	17,3	"	35636
"	15	6000	5	23,5	1,500	38740
"	"	"	10	20,8	"	44382
"	"	"	15	17,3	"	53940
10	29	3084	10	20,8	0,771	20612
"	"	"	15	17,3	"	27725
"	"	"	20	12,6	"	39051
"	20	5950	10	20,8	1,488	44027
"	"	"	15	17,3	"	53508
"	"	"	20	12,6	"	75367
"	15	12000	10	20,8	3,000	88764
"	"	"	15	17,3	"	106788
"	"	"	20	12,6	"	151950
15	29	4185	15	17,3	1,046	37494
"	"	"	20	12,6	"	52930
"	"	"	25	6,5	"	101012
"	20	11900	15	17,3	2,975	86981
"	"	"	20	12,6	"	150684
"	"	"	25	6,5	"	287296
20	29	6511	20	12,6	1,628	82458
"	"	"	25	6,5	"	157916
25	29	14650	25	6,5	3,660	353446

Tabelle 109.

Vakuum 740 mm Temperatur 21°			Absolute Spannung 20 mm Gesamtwärme $c = 613 WE$			
Kühlwasser-			Luft-			
Anfangs- Temperatur t_a	End- Temperatur t_e	Gewicht kg	Temperatur t_u	Spannung mm	Gewicht kg	Volum Liter
5	21	3694	5	13,5	0,924	41626
"	"	"	10	10,8	"	52742
"	"	"	15	7,3	"	79679
"	15	5980	5	13,5	1,495	67350
"	"	"	10	10,8	"	85335
"	"	"	15	7,3	"	128718
"	10	12060	5	13,5	3,015	135600
"	"	"	10	10,8	"	171280
"	"	"	15	7,3	"	258699
10	21	5382	10	10,8	1,345	76773
"	"	"	15	7,3	"	115983
"	"	"	20	2,6	"	245718
"	15	11960	10	10,8	2,990	170670
"	"	"	15	7,3	"	257836
"	"	"	20	2,6	"	566243
15	21	9867	15	7,3	1,467	212737
"	"	"	20	2,6	"	450696
20	"	59200	20	2,6	14,800	2703812

des Ablaufwassers der der verdampfenden Flüssigkeit ist, d. h. je vollkommener das Kühlwasser ausgenutzt wird, desto besser ist die Wirkung, und um so kleiner darf die Luftpumpe sein. Wenn bei gegebenen Verhältnissen die Luftpumpe nur knapp groß genug ist, so kann die Wirkung durch reichlichere Wasserzugabe nie verbessert, sondern nur verschlechtert werden.

3. Es ist sehr wichtig, die Luft recht kalt aus dem Verdichter zu entnehmen. Je kälter die Luft, desto besser die Luftleere.

D. Das bei Oberflächen-Kondensation abzusaugende Luftvolumen.

Das Kühlwasser kommt mit dem Innern der Oberflächenkondensatoren, aus dem die Luftpumpe saugt, gar nicht in Berührung, daher

denn die vom Kühlwasser mitgeführte Luft in diesem Fall auch nicht von der Pumpe aufgenommen zu werden braucht. Die Luftpumpen haben vielmehr bei Oberflächen-Kondensatoren nur die aus der zu verdampfenden oder zu destillierenden Flüssigkeit stammende und die durch Undichtheiten des Apparats eingeführte Luft fortzuschaffen. Diese Maschinen können daher für Oberflächen-Kondensatoren kleiner, als für Einspritz-Kondensatoren sein ¹⁾.

Da ein experimenteller Anhalt für die aus diesen beiden Quellen eintretende Luftmenge nicht gegeben ist, so kann man sich nur auf allgemeine Erfahrungen stützen, und diese lehren, daß das bei Oberflächen-Verdichtern zu entfernende Luftvolumen etwa 0,6 des bei Einspritz-Verdichtern fortzuschaffenden ist. Die Temperatur der abzusaugenden Luft ist dabei die des Niederschlags nach seiner Kühlung. Das Kondensat habe die Temperatur t_{we} , die um einige Grade höher als die des eintretenden Kühlwassers ist, so folgt das abzusaugende Luftvolumen für 100 kg des Niederschlags:

$$V_{10} = 0,6 \frac{L(273 + t_{we})29,27.760}{p \cdot b} \dots \dots \dots (377)$$

Man erhält dieses Volumen, wenn man das in der Tabelle 109 für trockene Einspritz-Verdichter ausgerechnete mit 0,6 multipliziert.

Für Oberflächen-Verdichter können sowohl nasse wie trockene Luftpumpen verwendet werden, die ersteren, wenn man mit der Luft auch das Destillat abnehmen will, die letzteren, wenn das Destillat besonders aufzufangen und abgeführt wird.

Die nasse Luftpumpe hat bei Oberflächen-Verdichtern für 100 kg Destillat abzuführen das Volumen:

$$V_{10} = 100 + V_{10} \text{ Liter} \dots \dots \dots (378)$$

Die trockene Luftpumpe hat abzuführen das Volumen:

$$V_u = V_{10} \text{ Liter} \dots \dots \dots (379)$$

Es ist vorgeschlagen worden (Z. d. V. d. I. 1904), aus dem Oberflächen-Verdichtern den Niederschlag durch eine Pumpe, die Luft, nachdem diese durch Gegenstrom oder besondere Anordnung des Niederschlags möglichst gekühlt ist, durch eine zweite Pumpe abzusaugen. Das Gesamt-Hubvolumen dieser beiden Pumpen kann

¹⁾ Prof. R. L. Weighton (Transact. of the Instit. of naval Architects 1906, S. 123) fand nach vielen Versuchen an Schiffskondensatoren, daß bei trockenen Luftpumpen für 1 kg Dampf 43,7 Liter Absaugung genügen (d. h. für 100 kg Dampf-Stunde 73 Liter für Minute), wenn keine Undichtheiten vorkommen. Undichtheiten bedingen mehr. Nach meiner Meinung ist diese Absaugung erheblich zu klein; sie soll zwei- bis dreimal so groß sein.

dabei etwas kleiner sein als das einer einzigen, weil dann die eine Pumpe nur Wasser, das ihr natürlich selbsttätig zufließen muß, die andere kalte Luft von kleinem Volumen fortzuschaffen hat. Ob die größere Verwickelung dieser Einrichtung nicht den Vorteil des kleinen Pumpenvolumens aufhebt, muß fraglich erscheinen.

XXI. Einiges von Luftpumpen und welche Luftverdünnungen mit ihnen zu erreichen ist.

Von den zu Verdampfzwecken verwendeten Luftpumpen unterscheidet man im wesentlichen zwei Arten: A. Klappenluftpumpen, B. Schieberluftpumpen.

A. Die Klappenluftpumpen.

Die Klappenluftpumpen haben Ventile aus Gummi- oder Metallplatten, die ohne Mechanismus durch den Druck der Luft geöffnet und geschlossen werden. Sie werden, wenn mit der Luft zugleich auch warmes (Niederschlags-) Wasser aus dem Verdichter eingesaugt werden muß, nasse Luftpumpen genannt. Da das Wasser in den Pumpen nie eine so große Geschwindigkeit erlangen darf wie etwa die Luft, so müssen diese Pumpen, im Fall sie Wasser saugen sollen, viel größere Klappen haben, als wenn sie nur Luft fördern. Auch ihre Umdrehungszahl darf in diesem Falle nicht zu groß sein, nämlich nur 40–60 Umgänge in einer Minute. Die Umdrehungszahl der nassen Luftpumpen darf auch deshalb nicht zu erheblich sein, weil es darauf ankommt, bei jedem Hube möglichst das ganze, bei dem Hube angesaugte, Luftquantum zu entfernen, was nur geschehen kann, wenn erst die Luft durch das möglichst wenig herumgeschleuderte Wasser und dann dieses selbst herausgedrückt wird. Bilden Luft und Wasser aber eine Mischung, was bei zu lebhafter Bewegung des Wassers in der Pumpe der Fall ist, so treten beide zugleich, aber jedes nur zum Teil, aus der Pumpenklappe und es bleibt viel Luft im Zylinder zurück, die die Leistung des nächsten Pumpenhubes verschlechtert. Die größeren Ventile und Kanäle der nassen Pumpen verursachen, daß diese im allgemeinen größere schädliche Räume haben, als die später zu nennenden Schieberpumpen. Es wird sogleich von dem schädlichen Einfluß die Rede sein, den dies auf ihre Wirkung ausübt.

In den Fällen, in denen die Klappenpumpen als trockene Pumpen arbeiten sollen, d. h. als solche, die nicht zugleich Wasser

mit der Luft fördern, das die schädlichen Räume ausfüllt und so zum großen Teile unschädlich macht, ist es zweckmäßig, bei jedem Hube eine kleine regelbare Menge kalten Wassers oder Glycerins einsaugen und ausstoßen zu lassen, um auf diese Weise die schädlichen Räume füllen und dadurch zu beseitigen. Patent Nr. 24092 von Friedr. Heckmann, Berlin.

Ist das eingesaugte Wasser kalt, und geht die Pumpe nicht zu schnell, so kann man mit nassen Klappenpumpen sehr gute Ergebnisse erzielen und Vakuen von 700—720, ja bis 730 mm im verdampfenden Apparat dauernd erhalten.

Im allgemeinen sind die Klappenpumpen etwas weniger empfindlich und weniger kleinen Unfällen ausgesetzt wie die Schieberpumpen, so daß sie sich für kleinere und mittlere Betriebe vorzüglich eignen, und zwar um so mehr, als sie das Einspritzwasser für den Kondensator (Verdichter), der zweckmäßig dicht an der Pumpe angeordnet wird, selbst aus dem Brunnen saugen können, also keiner besonderen Wasserpumpe bedürfen, die bei trockenen Kondensatoren (Verdichtern) in den weitaus meisten Fällen erforderlich ist. Das selbsttätige Ansaugen des Einspritz-Wassers aus einem tiefer gelegenen Gefäß, Brunnenteich oder Fluß ist immer zulässig, wenn der Wasserspiegel nicht tiefer als 5 m unterhalb der Pumpenmitte sich befindet. Es ist aber zweckmäßig, für den Anfang und für besondere Fälle ein kleines Kaltwasser-Zulaufrohr anzuordnen, das beim Betriebsbeginn für kurze Zeit in Tätigkeit gesetzt werden kann, um die Verflüssigung einzuleiten.

B. Die Schieberluftpumpen.

Bei diesen werden die Luft-Eintritts- und Austritts-Kanäle mechanisch geöffnet.

Diese Pumpen dürfen in der Regel aus dem Verdichter kein Wasser mit der Luft absaugen, daher werden sie auch trockene Pumpen genannt. Ihre schädlichen Räume sind kleiner, ihre Umdrehungszahl kann größer sein (60÷200 in einer Minute), und sie eignen sich vorzüglich für große Leistungen. Sie bedürfen allemal eines Oberflächen- oder eines trockenen, womöglich Gegenstrom-Verdichters und sie verbrauchen beim Betriebe weniger Kraft als die nassen Pumpen. Aber da die trockenen (Fallrohr-) Verdichter wenigstens 10,2 m über dem Wasserablauf liegen müssen, so erfordern sie in fast allen Fällen besondere Wasserpumpen für die Beschaffung des Einspritzwassers.

Um die durch die schädlichen Räume bewirkte Leistungsverminderung der Luftpumpen zu beseitigen, ist vor Jahren von Professor Wellner der Druckausgleich im toten Punkt vorgeschlagen worden, und jetzt werden wohl fast alle Luftpumpen mit Einrichtungen dieser Art versehen.

Wenn der Kolben der Luftpumpe bis nahe an den toten Punkt gekommen ist, so befindet sich in dem kleinen Raum V_s vor dem Kolben Luft von der Pressung der Atmosphäre p und in dem großen Raum hinter dem Kolben ($J + V_s$) befindet sich Luft von sehr viel geringerer Spannung. In diesem Augenblick wird bei geschlossenen Ein- und Austrittskanälen eine Verbindung beider Zylinderseiten hergestellt. Die gepresste Luft verteilt sich in beide Zylinderseiten, dehnt sich aus, und auf beiden Seiten des Kolbens herrscht nun nach geschehenem Druckausgleich der gleiche Druck:

$$p_a = \frac{p \cdot V_s}{J + 2V_s} \dots \dots \dots (380)$$

Sodann wird die Verbindung beider Zylinderseiten geschlossen, der neue Hub beginnt und setzt fast sofort mit der Saugwirkung ein.

Die Einzelheiten der Druckausgleichs-Einrichtung sind bei den einzelnen Pumpenfabriken verschieden und sollen hier nicht weiter erörtert werden.

Die Frage, bis zu welcher Luftverdünnung (bis zu welchem geringsten absoluten Druck p_0) ein Gefäß ausgepumpt werden kann, beantwortet sich durch das folgende:

Wenn ein Gefäß von dem Volumen V_g durch eine doppeltwirkende Pumpe ohne Druckausgleich, deren Zylinderinhalt J ist, ausgepumpt werden soll, so sei das Verhältnis $\frac{J}{V_g} = \beta$, und wenn in dem Gefäß zuerst der Druck $= p$ herrscht, so sei nach n halben Hübten der Druck $= p_n$.

Dieser Druck ist (nach A. v. Ihering, Die Gebläse):

$$p_n = p \left[\frac{1}{b^n} + \frac{\varepsilon \beta}{b - 1} \left(1 - \frac{1}{b^n} \right) \right] \dots \dots \dots (381)$$

worin das Verhältnis des schädlichen Raumes zum Hubvolumen des Kolben $\varepsilon = \frac{V_s}{J}$ und $b = 1 + (1 + \varepsilon) \alpha$ Bequemlichkeitsabkürzungen sind.

Nach unendlich vielen Hübem ist dann der im Gefäß herrschende Druck = p_{∞}

$$p_{\infty} = \frac{p \cdot \varepsilon}{1 + \varepsilon} \dots \dots \dots (382)$$

Wenn die Pumpe mit vollkommenem Druckausgleich versehen ist, so erzeugt sie nach n halben Hübem im Gefäß einen Druck:

$$p_n = p \left\{ \frac{1}{b^n} + \frac{\varepsilon \beta}{b^n} + \frac{\varepsilon \beta}{ac} \left[\frac{\varepsilon \beta}{b-1} \left(1 - \frac{b}{b^n} \right) + \frac{p_n}{p} \left(1 - \frac{b^{(n-1)}}{b^n} \right) \right] \right\} (383)$$

Tabelle 110.

Angabe des geringsten Druckes p_{∞} , der mit Luftpumpen ohne und mit vollkommenem Druckausgleich erreicht werden kann, bei

verschiedenem Verhältnis der schädlichen Räume $\varepsilon = \frac{V_s}{J}$ von 0,01 — 0,20.

Verhältnis des schädlich. Raumes zum Pumpeninhalt $\varepsilon =$	Geringster erreichbarer Druck nach unendlich vielen Hübem bei						Verhältnis $\frac{\varepsilon}{c}$
	Pumpen ohne Druckausgleich			Pumpen mit vollkomm. Druckausgleich			
	kg/qcm	Millimeter Quecks.	als Vakuum gemessen	kg/qcm	Millimeter Quecks.	als Vakuum gemessen	
$\varepsilon =$	p_{∞}	b_0	$760 - b_0 =$	p_{∞}	b_m	$760 - b_m$	
0,01	0,010233	7,52	752,5	0,0001003	0,074	759,9	0,0098
0,02	0,020266	14,91	745,1	0,000388	0,285	759,7	0,0191
0,03	0,030105	22,15	727,9	0,000626	0,620	759,38	0,0280
0,04	0,03975	29,23	730,8	0,00143	1,050	759	0,0360
0,05	0,04904	36,2	723,8	0,00216	1,622	758,38	0,0448
0,06	0,05851	43,2	716,3	0,00309	2,281	757,72	0,0528
0,07	0,06761	49,72	710,3	0,00409	3,013	757	0,0606
0,08	0,07655	56,3	703,7	0,00521	3,834	756,17	0,0681
0,09	0,08534	62,75	697,2	0,00643	4,722	755,28	0,0750
0,10	0,0939	69,0	691	0,00773	5,678	754,43	0,0823
0,11	0,1024	75,3	684,7	0,00912	6,707	753,3	0,0891
0,125	0,1148	84,4	675,6	0,01133	8,33	751,67	0,0987
0,135	0,1229	91,2	668,8	0,01290	9,576	750,42	0,1051
0,150	0,1348	100	660	0,01537	11,4	748,2	0,1140
0,165	0,1464	107,6	652,4	0,01796	13,20	746,8	0,1227
0,175	0,1539	113,2	646,8	0,01985	14,60	745,4	0,1290
0,185	0,1614	118,6	641,4	0,02156	15,84	744,2	1,1336
0,200	0,1723	127	633	0,02435	17,95	742,05	1,1413

worin noch $c = 1 + 2 \varepsilon = \varepsilon_1$ ist und nach unendlich vielen Hübem sehr nahe:

$$p_{\infty} = \frac{p \cdot \varepsilon^2}{(1 + \varepsilon) 1 + 2\varepsilon + \varepsilon_1} = \frac{p \cdot \varepsilon}{(1 + \varepsilon)} \cdot \frac{\varepsilon}{(1 + 2\varepsilon + \varepsilon_1)} \quad (384)$$

Um eine Vorstellung von der Wirkung der schädlichen Räume und vom Druckausgleich zu bilden, ist die Tabelle 110 aufgestellt worden, die (nach Gleichung 384) den nach unendlich vielen Hüben in einem Gefäß mit dem Anfangsdruck p zu erzielenden Enddruck p_{∞} angibt und zwar für Pumpen ohne und mit Druckausgleich. Dabei sind für die schädlichen Räume der Pumpe verschiedene Größen ($\varepsilon = 0,01$ bis $0,20$), und das Verhältnis des Inhalts des Ausgleichkanals zum Hubvolumen des Kolbens

$$\varepsilon_a = \frac{V_a}{J} = 0,015$$

angenommen.

Diese Tabelle 110 läßt erkennen, wie durch den Druckausgleich, selbst wenn er nicht ganz vollkommen zustande kommt, was wohl in der Praxis der Fall sein wird, die nachteiligen Wirkungen der schädlichen Räume im höchsten Maße abgeschwächt werden, und welche Luftverdünnung unter verschiedenen Umständen mit trockenen Luftpumpen theoretisch erreicht werden kann.

XXII. Vom volumetrischen Nutzeffekt der Luftpumpen¹⁾.

A. Luftpumpen ohne Druckausgleich.

Wenn der Kolben an das Ende seines Hubes gelangt ist, so bleibt nach dem Auspuff der geförderten Luftmenge in einem kleinen Teil des Zylinders, d. h. im schädlichen Raum das Volumen V_s mit der Spannung der Atmosphäre p übrig. Sobald nun der Kolben zurückgeht, dehnt sich dieses Luftvolumen V_s aus, und zwar so lange, bis seine Spannung gleich derjenigen ist, die in dem zu entleerenden Gefäß herrscht (p_0). Der Raum, den der Kolben bis dahin durchlaufen hat, sei $= V_x$. (Diese Umstände sind die gleichen sowohl bei solchen Luftpumpen, die in einem Gefäß den sehr geringen Druck p_0 erzeugen oder erhalten sollen und die angesaugte Luft in die Atmosphäre mit dem Druck p befördern, als auch bei solchen Kompressoren, welche die Luft aus der Atmosphäre, in der der Druck p_0 herrscht, nach einem Gefäße drücken sollen, in dem die Spannung p erhalten wird.)

Nach A. v. Ihering, Die Gebläse.

Die Luft wird durch die Zusammendrückung erwärmt; dies findet ebensowohl statt, wenn die Luft von ganz geringem absolutem Druck (oder, wenn man will, von einem teilweisen Vakuum) auf den Druck der Atmosphäre gebracht wird, als auch, wenn Luft von 1 Atmosphäre stärker zusammengepreßt wird.

Die Temperatur der zusammengedrückten Luft sei T , diejenige der bis auf den Druck p_0 ausgedehnten = T_0 , so gilt nach dem Mariotteschen Gesetz:

$$\frac{V_s \cdot p}{T} = \frac{(V_s + V_x)}{T_0} p_0 \quad \dots \quad (385)$$

und hieraus:

$$V_x = \frac{\frac{V_s p}{T} - \frac{V_s p_0}{T_0}}{p_0} T_0 \quad \dots \quad (386)$$

Ist V_e das Volumen, das der Kolben saugend durchläuft, und J sein Gesamthubvolumen, so ist:

$$J - V_x = V_e$$

also: $V_e = J - \frac{\left(\frac{V_s p}{T} - \frac{V_s p_0}{T_0}\right) T_0}{p_0}$ und da $V_s = \varepsilon \cdot J$ ist (387)

$$V_e = J - \frac{\left(\frac{\varepsilon J p}{T} - \frac{\varepsilon J p_0}{T_0}\right) T_0}{p_0} \quad \dots \quad (388)$$

Das Verhältnis des saugenden (also des nützlich arbeitenden) Volumen V_e zu dem ganzen Kolbenvolumen J , d. h. der volumetrische Nutzeffekt χ_{va} ist daher:

$$\chi_{va} = \frac{V_e}{J} = 1 - \frac{\left(\frac{\varepsilon \cdot p}{T} - \frac{\varepsilon \cdot p_0}{T_0}\right) T_0}{p_0} \quad \dots \quad (389)$$

$$\chi_{va} = 1 - \varepsilon \left(\frac{p}{p_0} \frac{T_0}{T} - 1\right) \quad \dots \quad (390)$$

Das ist der volumetrische Nutzeffekt für den Fall, daß die durch die Kompression entstehende Wärme auf keine Weise abgeleitet, also erhalten bleibt. Sie wird die adiabatische Kompression genannt.

Es ist aus dieser Gleichung zu erkennen, daß der volumetrische Nutzeffekt um so größer ist:

1. je kleiner der schädliche Raum ε ist,

2. je kleiner das Verhältnis des Kompressionsdruckes zum Druck der angesaugten Luft ist (d. h. bei Kompressoren je kleiner der zu erzielende Luftdruck, bei Vakuumpumpen je geringer das zu erzeugende Vakuum zu sein braucht),
3. je höher die Temperatur der komprimierten Luft und je geringer die der angesaugten ist (d. h. je größer der Temperatur-Unterschied zwischen angesaugter und zusammenge-drückter Luft ist).

Zur Erzielung eines großen volumetrischen Nutzeffekts ist also die künstliche Kühlung während der Kompression nicht vorteilhaft, aber sie ist es während der Zeit der Ausdehnung.

Man kann die Kühlung durch Mantelkühlung oder durch Einspritzung bewirken; letztere ist die wirkungsvollere, aber sie bedingt einen langsameren Gang der Pumpe und veranlaßt leicht deren Verschmutzung.

Gelänge es, die Kühlung ganz vollkommen zu erreichen, so daß während der ganzen Arbeit die Luft gleichbleibende Temperatur behielte, so würde $T = T_0$ sein und die Nutzeffekt-Gleichung sich schreiben:

$$\chi_{vi} = 1 - \varepsilon \left(\frac{p}{p_0} - 1 \right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (391)$$

Diese Kompression heißt die isothermische.

Gewöhnlich gelingt es nicht, eine so vollständige Kühlung zu bewirken, obgleich man sich um sie bemüht, es tritt vielmehr ein Zustand ein, der ein Mittel bildet zwischen vollkommener und ganz fehlender Kühlung, der dann polytropische Kompression genannt wird. Dieser Nutzeffekt kann ausgedrückt werden durch das Mittel der Ergebnisse der beiden Gleichungen (390) und (391):

$$\chi_{va} = 1 - \varepsilon \left(\frac{p}{p_0} \frac{T_0}{T} - 1 \right) \quad \text{und} \quad \chi_{vi} = 1 - \varepsilon \left(\frac{p}{p_0} - 1 \right) \quad . \quad (392)$$

Nun sind aber im allgemeinen für die Ausrechnung des Nutzeffekts bei adiabatischer Kompression die Temperaturen T und T_0 nicht bekannt; wenn man den Nutzeffekt berechnen will, so muß man suchen, diese Größen durch andere Werte zu ersetzen, die bekannt sind; es bietet sich als Auskunftsmittel das Poissonsche oder sogenannte potenzierte Mariottesche Gesetz, wonach an Stelle der Temperaturen die Spannungen gesetzt werden können; es lautet:

$$\frac{T_0}{T} = \left(\frac{p_0}{p} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{p_0}{p} \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{1}{k}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (393)$$

worin

$$k = \frac{\sigma_i}{\sigma_v} = \frac{0,23751}{0,16847} = 1,41 \quad \dots \quad (394)$$

und

$$\frac{1}{k} = 0,7092 \text{ ist } \dots \quad (395)$$

σ_i ist die spezifische Wärme der Luft bei gleichbleibendem Druck = 0,2375.

σ_v ist die spezifische Wärme der Luft bei gleichbleibendem Volumen = 0,16847.

Werden diese Werte in die Gleichung (391) gesetzt, so erscheint als berechenbare Gleichung des adiabatischen Nutzeffekts:

$$\chi_{va} = 1 - \varepsilon \left[\left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{1}{k}} - 1 \right] = 1 - \varepsilon \left[\left(\frac{p}{p_0} \right)^{0,7092} - 1 \right]. \quad (396)$$

B. Luftpumpen mit Druckausgleich.

Wenn der Kolben an das Ende seines Hubes gekommen ist, so ist vor dem Druckausgleich im schädlichen Raum der Zustand der Luft, wenn angenommen wird, daß der Ausgleichskanal V_a immer mit dem Druckraum in Verbindung steht:

$$\frac{V_s + V_a}{T} p \quad \dots \quad (397)$$

auf der anderen, größeren Seite ist der Zustand:

$$\frac{J + V_s}{T_0} p_0 \quad \dots \quad (398)$$

Nachdem der Druckausgleich stattgefunden hat, ist der Zustand:

$$\frac{(J + 2 V_s + V_a)}{T_a} p_s \quad \dots \quad (399)$$

und da die Zustände vor und nach dem Ausgleich gleich sein müssen:

$$\frac{V_s + V_a}{T} p + \frac{J + V_s}{T_0} p_0 = \frac{(J + 2 V_s + V_a)}{T_a} p_s \quad (400)$$

oder:

$$p_s = \frac{\left(\frac{(V_s + V_a)}{T} p + \frac{(J + V_s)}{T_0} p_0 \right) T_a}{J + 2 V_s + V_a} \quad \dots \quad (401)$$

Nennt man $V_s = \varepsilon J$ und $V_a = \varepsilon_a J$ und hebt J fort, so ist:

$$p_s = \frac{\left(\frac{(\varepsilon + \varepsilon_a)p}{T} + \frac{(1 + \varepsilon)p_0}{T_0}\right) T_a}{1 + 2\varepsilon + \varepsilon_a} \quad \dots \quad (402)$$

oder:

$$\frac{p_s}{p_0} = \frac{\left(\frac{(\varepsilon + \varepsilon_a)p}{T} + \frac{(1 + \varepsilon)p_0}{T_0}\right) T_a}{1 + 2\varepsilon + \varepsilon_a} \quad \dots \quad (403)$$

Bei der isothermischen Kompression, bei der alle Temperaturen gleich bleiben, d. h. $T = T_a = T_0$ ist, wird

$$\frac{p_s}{p_0} = \frac{(\varepsilon + \varepsilon_a) \frac{p}{p_0} + (1 + \varepsilon)}{1 + 2\varepsilon + \varepsilon_a} \quad \dots \quad (404)$$

Bei der Feststellung der Gleichung für die adiabatische Kompression (407) sei die Vernachlässigung gestattet, daß $T_a = T_0$ ist, was nicht zutrifft, aber nur einen unerheblichen Einfluß ausübt, dann wird nach Gleichung 403:

$$\frac{p}{p_0} = \frac{(\varepsilon + \varepsilon_a) \frac{p}{p_0} \frac{T_0}{T} + (1 + \varepsilon)}{1 + 2\varepsilon + \varepsilon_a} \quad \dots \quad (405)$$

oder mit Anwendung des Poissonschen Gesetzes:

$$\frac{p_s}{p_0} = \frac{(\varepsilon + \varepsilon_a) \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{1}{k}} + (1 + \varepsilon)}{1 + 2\varepsilon + \varepsilon_a} \quad \dots \quad (406)$$

Nachdem der Ausgleich stattgefunden hat, wird der Ausgleichkanal auf der Endseite des Kolbens geschlossen, und der Kolben muß zurückgehend den Raum V_x durchlaufen, um den Druck p_a der nach dem Ausgleich stattgefunden, auf den zu erreichenden p_0 zu ermäßigen; dann erst beginnt das Ansaugen; es ist also:

$$\frac{V_s p_s}{T_a} = \frac{V_s + V_x}{T_0} p_0 = \frac{V_s p_0}{T_0} + \frac{V_x p_0}{T_0}$$

$$V_x = \left(\frac{V_s p_s}{T_a} - \frac{V_s p_0}{T_0} \right) \frac{T_0}{p_0}$$

$$V_x = V_s \left(\frac{p_s T_0}{p_0 T_a} - 1 \right)$$

Tabelle 111.

I. Teil.

Isothermische und adiabatische Werte
und volumetrischer Nutzeffekt λ_v der Luftpumpen und Kompressoren
und für isothermische und adiabatische

Schädlicher Raum $\frac{V_s}{J} = e$	isothermisch i adiabatisch a	Isothermische und adiabatische Werte						
		$\frac{p}{p_0} = \frac{\text{Druck der Atmosphären}}{\text{Druck im leergesaugten Gefäße}}$ oder						
		1,1	1,5	2	2,5	3	3,5	4,11
0,01	i	1,001	1,011	1,024	1,036	1,048	1,060	1,075
	a	1,005	1,012	1,019	1,026	1,032	1,038	1,046
0,02	i	1,002	1,016	1,033	1,049	1,060	1,083	1,106
	a	1,000	1,016	1,018	1,025	1,034	1,041	1,052
0,03	i	1,003	1,020	1,042	1,063	1,083	1,105	1,130
	a	0,988	1,000	1,012	1,023	1,035	1,046	1,058
0,04	i	1,004	1,025	1,050	1,075	1,100	1,125	1,165
	a	0,980	0,999	1,009	1,023	1,036	1,048	1,063
0,05	i	1,005	1,029	1,058	1,087	1,116	1,143	1,181
	a	0,972	0,985	1,005	1,020	1,037	1,051	1,068
0,06	i	1,006	1,033	1,066	1,099	1,132	1,165	1,209
	a	0,965	0,985	1,005	1,025	1,038	1,054	1,074
0,07	i	1,007	1,037	1,075	1,111	1,144	1,174	1,237
	a	0,955	0,960	0,999	1,019	1,039	1,065	1,077
0,08	i	1,008	1,045	1,088	1,121	1,160	1,200	1,259
	a	0,950	0,971	0,993	1,017	1,040	1,059	1,085
0,09	i	1,009	1,044	1,091	1,140	1,176	1,230	1,273
	a	0,940	0,963	0,990	1,017	1,040	1,062	1,096
0,10	i	1,010	1,048	1,095	1,155	1,189	1,260	1,337
	a	0,936	0,960	0,975	1,015	1,042	1,065	1,093
0,125	i	1,012	1,053	1,115	1,169	1,230	1,280	1,370
	a	0,920	0,945	0,982	1,015	1,046	1,073	1,103
0,150	i	1,015	1,062	1,126	1,188	1,256	1,313	1,400
	a	0,909	0,942	0,979	1,011	1,046	1,077	1,112
0,175	i	1,017	1,070	1,139	1,200	1,286	1,350	1,433
	a	0,892	0,928	0,970	1,009	1,047	1,080	1,113
0,200	i	1,019	1,079	1,152	1,228	1,300	1,380	1,472
	a	0,879	0,925	0,972	1,007	1,048	1,085	1,125

Tabelle 111.

I. Teil.

von $\frac{p_s}{p_o} = \frac{\text{Druck nach dem Ausgleich}}{\text{Druck im leeren Gefäße}}$
 mit und ohne Druckausgleich für schädliche Räume $s = 0,01$ bis $0,20$
 Kompression. Dabei ist $s_a = 0,015$ angenommen.

von $\frac{p_s}{p_o} = \frac{\text{Druck nach dem Ausgleich}}{\text{Druck im leeren Gefäße}}$

Druck im Druckgefäße = $\frac{p}{p_o} = \frac{p}{p_o}$
 Druck der Atmosphären

4,74	5,38	6,33	7,6	9,5	12,67	19	36	76,0
1,090	1,105	1,128	1,150	1,203	1,280	1,434	1,845	2,84
1,053	1,060	1,069	1,082	1,100	1,125	1,174	1,235	1,48
1,135	1,150	1,182	1,226	1,281	1,395	1,615	2,164	3,50
1,061	1,071	1,084	1,101	1,124	1,161	1,237	1,392	1,68
1,156	1,185	1,222	1,274	1,355	1,487	1,752	2,464	4,14
1,070	1,084	1,095	1,120	1,153	1,195	1,280	1,475	1,86
1,187	1,220	1,267	1,331	1,447	1,585	1,904	2,758	4,78
1,070	1,092	1,112	1,138	1,178	1,219	1,330	1,564	2,03
1,218	1,255	1,310	1,375	1,485	1,675	2,050	3,044	5,40
1,085	1,102	1,117	1,155	1,201	1,260	1,377	1,650	2,20
1,246	1,290	1,351	1,436	1,540	1,770	2,222	3,314	5,95
1,092	1,112	1,138	1,172	1,225	1,280	1,423	1,733	2,36
1,275	1,323	1,390	1,486	1,625	1,859	2,325	3,576	6,55
1,100	1,121	1,155	1,185	1,247	1,322	1,465	1,813	2,51
1,302	1,353	1,430	1,533	1,690	1,950	2,440	3,825	7,06
1,106	1,130	1,163	1,213	1,260	1,384	1,510	1,895	2,66
1,327	1,377	1,470	1,580	1,747	2,025	2,590	4,075	7,55
1,112	1,139	1,174	1,218	1,285	1,375	1,553	1,900	2,82
1,354	1,414	1,504	1,625	1,805	2,137	2,704	4,313	8,10
1,119	1,145	1,185	1,232	1,309	1,395	1,590	2,015	2,95
1,471	1,484	1,590	1,670	1,940	2,300	2,990	4,842	9,33
1,134	1,165	1,212	1,283	1,356	1,466	1,685	2,206	3,28
1,485	1,514	1,668	1,750	2,061	2,464	3,180	5,392	11,17
1,147	1,178	1,227	1,291	1,403	1,529	1,790	2,365	3,58
1,520	1,534	1,741	1,917	2,183	2,660	3,560	5,76	11,80
1,161	1,210	1,251	1,325	1,439	1,575	1,935	2,51	3,87
1,561	1,665	1,810	2,010	2,292	2,775	3,733	6,32	12,55
1,166	1,219	1,275	1,350	1,477	1,625	1,940	2,64	4,14

Tabelle 111.

II. Teil.

Schädlicher Raum	isothermisch <i>i</i>	<i>o</i> = ohne Druckausgleich <i>m</i> = mit „							
		<i>o</i>	<i>m</i>	<i>o</i>	<i>m</i>	<i>o</i>	<i>m</i>	<i>o</i>	<i>m</i>
$\frac{V_s}{J} =$	adiabatisch <i>a</i>	Vakuum mm Quecksilber							
		600	620	640	660	$\frac{p}{p_0} =$ Druck der Atmosphäre Druck im leeren Gefäß			
<i>e</i>	<i>a</i>	4,74	4,74	5,38	5,38	6,33	6,33	7,6	7,6
Volumetrischer Nutzeffekt χ_v der Luftpumpen und									
0,01	<i>i</i>	0,963	0,999	0,956	0,999	0,947	0,999	0,934	0,998
	<i>a</i>	0,980	0,999	0,977	0,999	0,973	0,999	0,968	0,999
0,02	<i>i</i>	0,925	0,998	0,912	0,997	0,893	0,997	0,868	0,996
	<i>a</i>	0,960	0,999	0,954	0,999	0,947	0,999	0,936	0,999
0,03	<i>i</i>	0,888	0,995	0,878	0,994	0,840	0,993	0,802	0,992
	<i>a</i>	0,940	0,998	0,931	0,998	0,920	0,998	0,904	0,997
0,04	<i>i</i>	0,851	0,993	0,825	0,991	0,787	0,990	0,736	0,987
	<i>a</i>	0,920	0,998	0,908	0,997	0,883	0,997	0,872	0,996
0,05	<i>i</i>	0,813	0,990	0,781	0,983	0,734	0,984	0,670	0,987
	<i>a</i>	0,900	0,998	0,885	0,997	0,866	0,996	0,840	0,995
0,06	<i>i</i>	0,776	0,986	0,738	0,983	0,680	0,979	0,604	0,975
	<i>a</i>	0,880	0,997	0,862	0,996	0,839	0,994	0,808	0,992
0,07	<i>i</i>	0,738	0,982	0,694	0,978	0,627	0,973	0,538	0,966
	<i>a</i>	0,860	0,995	0,839	0,993	0,812	0,992	0,776	0,989
0,08	<i>i</i>	0,701	0,976	0,650	0,972	0,574	0,968	0,472	0,958
	<i>a</i>	0,840	0,995	0,816	0,993	0,785	0,992	0,744	0,989
0,09	<i>i</i>	0,664	0,972	0,606	0,967	0,520	0,960	0,406	0,948
	<i>a</i>	0,820	0,994	0,793	0,992	0,760	0,990	0,712	0,987
0,10	<i>i</i>	0,620	0,965	0,562	0,959	0,467	0,950	0,340	0,938
	<i>a</i>	0,800	0,963	0,770	0,990	0,731	0,988	0,680	0,985
0,125	<i>i</i>	0,533	0,941	0,463	0,949	0,334	0,926	0,175	0,916
	<i>a</i>	0,748	0,989	0,715	0,986	0,663	0,983	0,600	0,976
0,150	<i>i</i>	0,439	0,928	0,343	0,923	0,201	0,900	0,010	0,887
	<i>a</i>	0,698	0,985	0,655	0,982	0,600	0,978	0,520	0,971
0,175	<i>i</i>	0,344	0,909	0,234	0,906	0,063	0,871	—	0,840
	<i>a</i>	0,650	0,981	0,600	0,976	0,500	0,971	0,440	0,962
0 200	<i>i</i>	0,252	0,850	0,124	0,824	—	0,780	—	0,872
	<i>a</i>	0,598	0,888	0,540	0,868	0,460	0,838	0,360	0,898

Tabelle 111.

II. Teil.

o		m		o		m		o		m	
Vakuum mm Quecksilber											
680		700		720		740		750			
oder Druck im Druckgefäß											
Druck der Atmosphäre											
9,5		9,5		12,67		12,67		19		19	
36		36		75,0		75,0					
Kompressoren ohne und mit Druckausgleich											
0,915	0,998	0,883	0,997	0,820	0,996	0,650	0,992	0,260	0,982		
0,961	0,999	0,953	0,999	0,930	0,999	0,883	0,998	—	0,997		
0,830	0,994	0,767	0,993	0,640	0,987	0,300	0,977	—	0,950		
0,922	0,999	0,900	0,999	0,860	0,998	0,767	0,995	—	0,991		
0,745	0,989	0,640	0,987	0,460	0,978	—	0,957	—	0,936		
0,882	0,997	0,850	0,996	0,790	0,996	0,650	0,991	—	0,984		
0,660	0,983	0,534	0,970	0,280	0,964	—	0,932	—	0,849		
0,853	0,996	0,800	0,994	0,720	0,993	0,533	0,980	—	0,974		
0,575	0,976	0,417	0,967	0,100	0,953	—	0,890	—	0,780		
0,804	0,993	0,750	0,991	0,650	0,989	0,416	0,979	—	0,963		
0,490	0,968	0,300	0,954	—	0,941	—	0,862	—	0,703		
0,765	0,997	0,700	0,988	0,580	0,985	0,299	0,977	—	0,951		
0,405	0,957	0,183	0,941	—	0,928	—	0,821	—	0,612		
0,725	0,988	0,650	0,985	0,510	0,981	0,182	0,962	—	0,937		
0,310	0,944	0,068	0,924	—	0,917	—	0,776	—	0,516		
0,686	0,986	0,600	0,981	0,440	0,976	0,045	0,955	—	0,923		
0,235	0,934	—	0,909	—	0,859	—	0,784	—	0,411		
0,647	0,983	0,550	0,967	0,370	0,970	—	0,949	—	0,903		
0,150	0,920	—	0,886	—	0,830	—	0,669	—	0,290		
0,607	0,980	0,500	0,970	0,300	0,963	—	0,937	—	0,885		
—	0,883	—	0,838	—	0,750	—	0,520	—	—		
0,509	0,971	0,377	0,968	0,118	0,945	—	0,908	—	0,835		
—	0,841	—	0,771	—	0,673	—	0,338	—	—		
0,410	0,960	0,246	0,948	—	0,925	—	0,876	—	0,780		
—	0,792	—	0,712	—	0,552	—	0,167	—	—		
0,330	0,940	0,130	0,935	—	0,898	—	0,848	—	0,720		
—	0,660	—	0,534	—	0,280	—	—	—	—		
0,214	0,842	—	0,800	—	0,678	—	0,540	—	0,460		

Der isothermisch-volumetrische Nutzeffekt ist, da $T_a = T_0$ wird und $V_s = \varepsilon J$ ist:

$$\chi_{vi} = 1 - \frac{V_x}{J} = 1 - \varepsilon \left(\frac{p_s}{p_0} - 1 \right) \quad \dots \quad (407)$$

oder wenn der Wert von $\frac{p_s}{p_0}$ aus Gleichung 405 eingesetzt wird:

$$\chi_{vi} = 1 - \varepsilon \left[\frac{(\varepsilon + \varepsilon_a) \frac{p}{p_0} + (1 + \varepsilon)}{1 + 2\varepsilon + \varepsilon_a} - 1 \right] \quad \dots \quad (408)$$

der adiabatisch-volumetrische Nutzeffekt ist:

$$\chi_{va} = 1 - \frac{V_x}{J} = 1 - \varepsilon \left(\frac{p_s}{p_0} \frac{T_0}{T_a} - 1 \right) \quad \dots \quad (409)$$

$$= 1 - \varepsilon \left[\left(\frac{p_s}{p_0} \right)^{\frac{1}{k}} - 1 \right] \quad \dots \quad (410)$$

oder, wenn der Wert $\frac{p_s}{p_0}$ aus Gleichung (404) eingesetzt wird:

$$\chi_{va} = 1 - \varepsilon \left[\left(\frac{(\varepsilon + \varepsilon_a) \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{1}{k}} + (1 + \varepsilon)}{1 + 2\varepsilon + \varepsilon_a} \right)^{\frac{1}{k}} - 1 \right] \quad \dots \quad (411)$$

Alle diese Gleichungen sehen unbequemer aus, als sie es sind; In der Tabelle 111 sind sie für viele vorkommenden Fälle ausgerechnet.

Nach den Formeln (404) und (406) werden die Werte von $\frac{p_s}{p_0}$ für alle Entleerungs- und Kompressions-Grade gefunden, so daß die isothermischen und adiabatischen Nutzeffekte leicht mit Hilfe der Gleichungen (408) und (411) bestimmt werden können. Die ausgerechneten Werte dieser Nutzeffekte sind im zweiten Teile der Tabelle 111 notiert, neben denen, die für Pumpen ohne Druckausgleich gelten. Man erkennt, daß der volumetrische Nutzeffekt am größten ist, wenn der Luftpumpe keine Wärme entzogen wird, daß also die Kühlung der Luftpumpen-Zylinder, wenn nur der volumetrische Effekt betrachtet wird, eher schädlich als nützlich wirkt. Aber alle diese Ausrechnungen sind der Wirklichkeit nicht vollkommen entsprechend, denn ob künstliche Kühlung angewendet wird oder nicht, unter allen Umständen findet durch die Metallwände eine gewisse, nicht unerhebliche Abkühlung statt; es entsteht dadurch die sogenannte poly-

tropische Kompression, die dadurch ungefähr berücksihtigt werden kann, daÙ für jeden Fall die Mittelwerte zwischen vollkommen gekühlter und gar nicht gekühlter Luftpumpe gewählt werden. Diese Annahme entspricht den Tatsachen am meisten. Übrigens ist der Unterschied bei den am meisten vorkommenden Fällen nicht sehr groß.

XXIII. Bestimmung des Volumens V_i , das aus einem Gefäß mit dem Luftinhalt (V_g) und der Spannung (p_a) abgesaugt werden muß, um darin die geringere Spannung (p_e) zu erreichen ¹⁾.

Es ist bisweilen die Frage, wie groß eine Luftpumpe sein muß, mit der ein Gefäß von bekanntem Inhalt in bestimmter Zeit mehr oder weniger luftleer gepumpt werden kann, oder die andere Frage, in welcher Zeit mit einer vorhandenen Luftpumpe ein bestimmtes Gefäß luftleer gepumpt werden kann. Diese beiden Fragen finden im nachstehenden ihre Antwort:

Es bedeute:

- V_g = den Luftinhalt des Gefäßes in Litern,
- J = den nützlichen Inhalt der Luftpumpe in Litern,
- p_a = Anfangsspannung im Gefäß in Atm.,
- p_e = Endspannung im Gefäß in Atm.,
- V_i = Volumen in Litern, das abgesaugt werden muß, um die Spannung im Gefäß von p_a auf p_e zu vermindern.

Der Druck im Gefäß sei nach den

$$\begin{array}{cccccc}
 0^{\text{ten}} & 1^{\text{ten}} & 2^{\text{ten}} & 3^{\text{ten}} & n^{\text{ten}} & \text{einfachen Hube} \\
 p_a & p_1 & p_2 & p_3 & p_e & \text{Atm.,}
 \end{array}$$

so ist:

$$p_1(V_g + J) = p_a V_g \text{ also } p_1 = p_a \left(\frac{V_g}{V_g + J} \right) \dots \dots \dots (412)$$

$$p_2(V_g + J) = p_1 V_g \text{ ,, } p_2 = p_1 \left(\frac{V_g}{V_g + J} \right) = p_a \left(\frac{V_g}{V_g + J} \right)^2 \dots (413)$$

$$p_3(V_g + J) = p_2 V_g \text{ ,, } p_3 = p_2 \left(\frac{V_g}{V_g + J} \right) = p_a \left(\frac{V_g}{V_g + J} \right)^3 \dots (414)$$

$$p_e = p_a \left(\frac{V_g}{V_g + J} \right)^n \dots \dots \dots (415)$$

oder

$$\frac{p_e}{p_a} = \left(\frac{V_g}{V_g + J} \right)^n \dots \dots \dots (416)$$

¹⁾ F. J. Weiß, Z. d. V. g. Ing. 1886, S. 646.

oder

$$n = \frac{\ln \frac{p_e}{p_a}}{\ln \frac{V_g}{V_g + J}} \quad \dots \quad (417)$$

Wenn man $\frac{V_g}{V_g + J}$ zu einer binomischen Reihe entwickelt und die höheren Potenzen von $\frac{J}{V_g}$ wegen ihrer Kleinheit vernachlässigt, so ist:

$$\frac{V_g}{V_g + J} = 1 - \frac{J}{V_g} \quad \dots \quad (418)$$

oder

$$\ln \frac{V_g}{V_g + J} \ln = \left(1 - \frac{J}{V_g}\right) \quad \dots \quad (419)$$

Den Wert $\ln \left(1 - \frac{J}{V_g}\right)$ wieder zu einer Reihe entwickelt und die höheren Potenzen vernachlässigt, gibt:

$$\ln \left(1 - \frac{J}{V_g}\right) = -\frac{J}{V_g} \quad \dots \quad (420)$$

dies in die Gleichung (327) gesetzt,

$$n = \frac{\ln \frac{p_e}{p_a}}{-\frac{J}{V_g}} \quad \dots \quad (421)$$

$$nJ = V_g \left(-\ln \frac{p_e}{p_a}\right) \quad \dots \quad (422)$$

Nun aber ist $n \cdot J$ das gesamte Volumen, das aus dem Gefäß zu entleeren ist, d. h. das der Pumpenkolben zu durchlaufen hat, um den Inhalt von dem Druck p_a auf den Druck p_e zu bringen, also:

$$n \cdot J = V_i = V_g \left(-\ln \frac{p_e}{p_a}\right) \quad \dots \quad (423)$$

Da p_e immer kleiner ist als p_a , so wird $\ln \frac{p_e}{p_a}$ stets negativ, folglich ist $-\ln \frac{p_e}{p_a}$ stets positiv.

Ist $p_a = 1$, d. h. herrscht zu Anfang im Gefäß der absolute Druck von 1 Atmosphäre, so ist $\ln p_a = 0$ und der Ausdruck lautet:

$$V_i = V_g (-\ln p_e) \quad \dots \quad (424)$$

ein Ausdruck, der stets positiv ist, da p_e stets kleiner als 1 sein muß.

Tabelle 112.

Angabe des Volumens V_i in Litern, welches in Gefäßen mit dem Luftinhalt $V_g = 500$ bis 4500 Liter abgesaugt werden muß, um die ursprüngliche innere Spannung $p_a = 1$ Atm. abs. (760 mm Quecksilbersäule) auf $0,9$ bis $0,01$ Atm. abs. (76–754,4 Vakuum) zu vermindern.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Der Druck im Gefäß soll vermindert werden vom Atmosphärendruck bis auf p_a d. h. bis auf ein Druck in Atm. p_e auf ein Vak. von mm	Hilfszahl	log p_e	Soll der ursprüngliche Druck von 1 Atm. abs. in einem Gefäß mit dem Luftinhalt V_g auf den geringeren p_e in Atm. abs. gebracht werden, so hat die Pumpe folgende Volumina V_i in Litern abzusaugen:								
			Inhalt des Gefäßes V_g in Litern:								
			500	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500
Abzusaugendes Volumen V_i in Litern											
0,9	76	0,105	53	105	158	210	263	315	368	420	473
0,8	152	0,223	112	233	335	446	558	669	781	892	1004
0,7	228	0,351	176	351	527	702	878	1053	1229	1404	1580
0,6	334	0,511	256	511	767	1022	1288	1535	1789	2044	2310
0,5	380	0,693	347	693	1040	1386	1733	2079	2426	2762	3119
0,4	456	0,916	458	916	1374	1832	2290	2748	3206	3664	4122
0,3	532	1,204	602	1204	1806	2408	3010	3612	4214	4816	5418
0,25	570	1,385	693	1385	2078	2770	3463	4155	4848	5540	6233
0,2	608	1,61	805	1610	2415	3220	4025	4830	5635	6440	7245
0,15	646	1,90	950	1900	2850	3800	4750	5700	6650	7600	8550
0,1	684	2,30	1150	2300	3450	4600	5750	6900	8050	9200	10350
0,09	691,6	2,41	1205	2410	3615	4820	6025	7230	8435	9640	10845
0,08	699,2	2,53	1265	2532	3795	5060	6325	7590	8855	10120	11385
0,07	706,8	2,66	1330	2660	3990	5320	6650	7980	9310	10640	11970
0,06	717,4	2,81	1405	2810	4215	5620	7025	8430	9835	11240	12645
0,05	722	3,00	1500	3000	4500	6000	7500	9000	10500	12000	13500
0,04	729,6	3,22	1610	3220	4830	6440	8050	9660	11270	12880	14490
0,03	737,2	3,51	1755	3510	5265	7020	8775	10530	12285	14040	15795
0,02	751,1	3,91	1955	3910	5865	7820	9775	11730	13685	15640	17595
0,01	753,4	4,61	2305	4610	6915	9220	11525	13830	16135	18440	20745

Nach dieser Formel ist die Tabelle 112 berechnet worden, aus der nun ohne weiteres erkannt werden kann, welches Volumen V_e aus Gefäßen von $V_g = 500$ bis 4500 Liter Inhalt abgesaugt werden muß, um den Inhalt von dem absoluten Druck von 1 Atmosphäre auf die beabsichtigte geringere Spannung p_e zu bringen. Wieviel Pumpenhöhe dazu notwendig sind, ergibt sich aus der Größe der Pumpe. Ist die Zeit gegeben, in der die verlangte Wirkung erzielt

werden soll, so finden sich auch leicht die Abmessungen der Pumpe. Aus der Tabelle ist zugleich zu ersehen, daß es sehr nahe eben so viele Pumpenhübe (oder Zeit) erfordert, den Druck im Gefäß von 1 Atmosphäre auf 0,1 Atmosphäre zu erniedrigen, wie von 0,1 auf 0,01 Atmosphäre.

Wenn die Aufgabe gestellt ist, die Spannung in einem Gefäß von dem Druck p_m , der geringer als 1 Atmosphäre ist, auf den noch geringeren Druck p_e zu bringen, so ist, um das dann abzugsaugende Luftvolumen zu finden, nur das Volumen, das zur Erniedrigung der Spannung von 1 auf p_m abzugsaugen war, von dem abzuziehen, das zur Erniedrigung der Spannung von 1 auf p_e abgesaugt werden muß.

Beispiel. a) Ein Gefäß mit dem Inhalt $V_0 = 2000$ Liter, in dem die Spannung von 1 Atmosphäre absolut $= p_a$ herrscht, soll auf $p_e = 0,2$ Atmosphären geleert werden.

Aus Tabelle 112, Spalte 7, Zeile 9 steht, daß zu diesem Zweck 3220 Liter abgesaugt werden müssen.

Beispiel. b) In einem Gefäß von $V_0 = 2000$ Litern Inhalt, in dem ein Druck von 0,5 Atmosphären herrscht, soll dieser auf 0,2 Atmosphären erniedrigt werden; welches Volumen ist abzugsaugen?

Aus Tabelle 112, Spalte 7, Zeile 9 ist zu ersehen, daß um den Druck im Gefäß von 1 Atmosphäre auf 0,2 Atmosphären zu bringen, 3220 Liter abgesaugt werden müssen, und ferner lehrt Spalte 7 Zeile 5, daß, um den Druck im Gefäß von 1 Atmosphäre auf 0,5 Atmosphären zu erniedrigen 1386 Liter entfernt werden müssen.

Um also den Druck im Gefäß von 0,5 auf 0,2 Atmosphären herabzusetzen, sind $3220 - 1386 = 1834$ Liter aus diesem abpumpen. Hieraus können dann die Abmessungen der Luftpumpe bestimmt werden.

Anhang.

Während dieses Buch gedruckt wird, gibt W. Nusselt¹⁾ eine neue von ihm durch Versuch und Rechnung gefundene Gleichung für den Teil-Wärmeübergang α von der Innenwand eines Rohres an ein Gas oder überhitzten Dampf oder umgekehrt, vom Gas an die Rohrwand, bekannt. Sie lautet:

$$\frac{\alpha_m d}{\lambda_m} = 0,03622 \left(\frac{d}{L} \right)^{0,054} \left(\frac{d \cdot w \cdot \gamma_m \cdot C_{pm}}{\lambda_m} \right)$$

Darin ist: d = Durchmesser des Rohres.
 L = seine Länge,
 λ = Wärmeleitzahl des Gases oder überhitzten Dampfes.
 w = Strömungsgeschwindigkeit.
 γ = Gewicht der Raumeinheit des Gases.
 C_{pm} = die wahre spez. Wärme der Gewichtseinheit des Gases bei gleichbleibendem Druck.

Diese Gleichung gilt nur genau, wenn das Wärmegefälle zwischen Wand und Gas gering ist. Deshalb darf nur in solchen Fällen für die Bestimmung des Raumgewichtes des Gases seiner Wärmeleitung, seiner spezifischen Wärme, die mittlere Temperatur zwischen derjenigen des Rohres und des Gases als maßgebend angenommen werden.

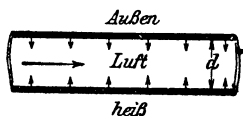


Abb. 59.

Sind die ursprünglichen Temperaturen von Wand und Gas sehr verschieden, dann muß für genaue Rechnung die Wärmeübergangszahl α für solche einzelne Rohrstrecken der ganzen Länge besonders bestimmt werden, bei denen die obengenannte Voraussetzung zu-

¹⁾ Prof. Dr. ing. Wilhelm Nusselt. Der Wärmeübergang im Rohr. Z. d. V. d. I. 1917. S: 685.

trifft. Ein von Nusselt mitgeteiltes Schaubild ermöglicht es, gewisse Fälle der Wärmeübergangszahl α ohne Rechnung aus dieser zu entnehmen. Um einen Vergleich mit aus früheren Formeln gefundenen Werten von α zu ermöglichen, sind vom Verfasser die nachfolgenden aus dem genannten Schaubild abgegriffen. Sie gelten für Luft von atmosphärischer Spannung, Geschwindigkeiten $v = 2, 5, 10, 100$ m, Rohre von 5 m Länge und 10, 50, 100 mm Durchmesser.

Tabelle 113.

Teilwärmübergangszahl α zwischen Luft und innerer Rohrwand.

Luft Temperatur	Wand Temperatur	Innerer Drm. d	Luftgeschwindigkeit v in Meter.			
			2	5	10	100
°C	°C	mm	<i>WE</i>	<i>WE</i>	<i>WE</i>	<i>WE</i>
0	50	10	12,2	24,5	42	260
"	"	50	9,5	19,5	34	205
"	"	100	9	18	32	190
50	0	10	11,5	24	41	250
"	"	50	9,25	18,5	33	200
"	"	100	8,5	16,75	30	185
"	100	10	10,8	22,4	39	230
"	"	50	9,00	17,2	30	185
"	"	100	7,7	16	27,5	170
150	100	10	10	20,5	36,5	212
"	"	50	7,9	16	28	170
"	"	100	7	14,5	25	151
"	200	10	9,3	19,3	32,5	220
"	"	50	7,3	15,75	26,5	160
"	"	100	6,5	13,5	23	140
250	200	10	8,5	18,4	30,7	190,7
"	"	50	7	14,5	25	150,5
"	"	100	6	12,5	22	130,2
"	300	10	8,4	17,5	28,5	185
"	"	50	6,6	13,5	24,5	141
"	"	100	5,8	12	21	125
350	300	10	8,1	16,5	27,5	175
"	"	50	6,2	12,5	22	134
"	"	100	5,5	11,6	19,6	120
"	400	10	7,7	16	27,3	168
"	"	50	6	12,1	21	130
"	"	100	5,4	11,4	19,5	129

Wärmeübergangszahlen.

Beim Verdampfen k_v

Durch direktes Feuer:
 $K = 7000 - 10\,000$ WE Seite 23

Durch Dampf in kupfernen Heizschlangen:
 $k_v = \frac{1900}{\sqrt{d \cdot l}}$ Tab. 15, 16, Seite 83

Durch Dampf in kupfernen Doppelböden:
 $k_v = 1400 - 1800$ Seite 109
 bei mehreren Dampfeingängen $k = 2000 - 2700$
 " " " und Rührwerk:
 $k_v = 2800 - 3500$

Durch heiße Flüssigkeit:
 $k_v = 200 \sqrt{v_f}$ bis $500 \sqrt{v_f}$ Seite 56

Im Vakuum:
 $k_v = 1000$ (im Mittel) Seite 146

In Tongefäßen durch Wasser von 100°C
 $k = 180$ Seite 146
 mit Linsen, mit Trommeln: Seite 146

Beim Erwärmen k_e

Durch direktes Feuer beim Überhitzen von Dampf:
 $k_e = 15 - 20$ Seite 48
 $k = 5 \sqrt{v_d} \sqrt[3]{v}$ Seite 50
 $k_e = 2 + 5 \sqrt{v_d}$ Seite 23

Durch Dampf in kupfernen Röhren:
 $k_e = 750 \sqrt[3]{v_d} \sqrt[3]{0,007 + v_f}$ Seite 373, Tab. 85, Seite 375, 402, 424, 428

Durch Dampf in kupfernen Doppelböden:
 $k_e = 1400 - 1800$ Seite 65 und 109
 Man erwärmt p. 1 qm St. etwa 1000 Liter Wasser von 10 auf 100° .

Durch ruhenden Dampf an bewegtes Wasser:
 $k_e = 750 \sqrt[3]{0,007 + v_f}$ Seite 428. Tab. 99, Seite 429

Durch bewegten Dampf an ruhendes Wasser:
 $k_e = 225 \sqrt{v_d}$ bis $450 \sqrt{v_d}$ Seite 421

Durch heiße Flüssigkeit:
 $k_e = \frac{200}{\frac{1}{1 + 6 \sqrt{v_f}} + \frac{1}{1 + 6 \sqrt{v_s}}}$ Tab. 100, Seite 436, 437

Der Luft durch Dampf:
 $k = 2 + 10 \sqrt[3]{v_s}$ Seite 23, 113
 $k = 3,145 \frac{(\gamma \cdot v_s)^{0,79}}{d^{0,16}}$ Seite 115
 $k = 15,8 (\gamma \cdot v_s)^{0,79}$ Seite 116

Beim Verflüssigen von Dampf k_c

In bewegtem Wasser (Rührwerk — Rieseln):

$$k_c = 750 \sqrt[3]{v_d} \sqrt[3]{0,007 = v_f} \quad \dots \quad \text{Tab. 85, Seite 373, Seite 402}$$

In fast ruhendem Wasser:

$$k_c = 225 \sqrt{v_d} \text{ bis } 450 \sqrt{v_d} \quad \dots \quad \text{Seite 421}$$

Durch Luft:

$$k_c = 2 + 10 \sqrt{v_e} \quad \dots \quad \text{Seite 411}$$

Beim Kühlen k_k

Zweier Flüssigkeiten — Gegenstrom — Kupferne Wand:

$$k_k = \frac{200}{\frac{1}{1 + 6 \sqrt{v_{f_1}}} + \frac{1}{1 + 6 \sqrt{v_{f_2}}}} \quad \dots \quad \text{Tab. 100, Seite 436, 437}$$

Durch Rieselkühler:

$$k_k = 1000 \text{ bei höherer Temperatur} \quad \dots \quad \text{Seite 460}$$

$$k_k = 700 \text{ „ Temperatur unter } 15^\circ \text{ C} \quad \dots \quad \text{Seite 461}$$

Durch Luft an metallener Wand:

$$k_k = 2 + 10 \sqrt{v_i} \quad \dots \quad \text{Seite 23, 411}$$

Durch Luft bei direkter Berührung:

$$k_k + 2 + 18 \sqrt{v_i} \quad \dots \quad \text{Seite 472}$$

Durch Tongefäße (Schlangen-Platten):

$$k_k = 50.$$

Der Luft von heißer Wand:

$$k = \frac{\left(\frac{T_r}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_i}{100}\right)^4}{\frac{1}{S} + \frac{1}{S_k} - \frac{1}{S_s}} + 1,02 \sqrt[4]{\frac{t_r - t_i}{D}} \quad \dots \quad \text{Tab 29, Seite 119}$$

Teil-Wärmeübergangszahlen α .

Von Rohr-Innenwand an durchströmende Luft und umgekehrt

$$\text{(Nusselt)} \quad \alpha = 15,9 \frac{\lambda_{wand}}{d^{0,214}} \left(\frac{v \cdot C_p}{\lambda}\right)^{0,786} \quad \text{Tab. 31, 32, Seite 122}$$

Von Rohr-Innenwand an durchströmenden überhitzten Wasserdampf und umgekehrt

$$\text{(Nusselt)} \quad \alpha = 15,9 \frac{\lambda_{wand}}{d^{0,214}} \left(\frac{v \cdot C_p}{\lambda}\right)^{0,786} \quad \text{Tab. 34, 35, Seite 129}$$

Von Rohr-Innenwand an durchströmende Gas oder überhitzten Wasserdampf oder umgekehrt

$$\frac{\alpha_m d}{\lambda_m} = 0,03622 \left(\frac{d}{l}\right)^{0,054} \left(\frac{d \cdot v \cdot \gamma_m \cdot C_{pm}}{\lambda_m}\right) \quad \dots \quad \text{Tab. 113. Seite 529.}$$

Von überhitztem Wasserdampf an schmiedeiserne Röhre

(Poensgen) $\alpha = 3,29 \frac{p \cdot 0,082 \text{ v}_d \cdot 0,892}{d \cdot 0,164 \cdot 100,0017 \cdot t_w}$. Tab. 36, Seite 132

Von Rohr-Innenwand an durchströmendes Wasser

(Soennecken) $\alpha = 2020 \frac{v \cdot 0,9}{d \cdot 0,1} (1 + 0,014 T_1)$. Tab. 89, Seite 389

Von wagrechter Rohr-Außenwand an ruhende Luft und umgekehrt

(Nusselt) $\alpha = \frac{\lambda_m}{d} \Phi \left(\frac{d^3 \cdot \gamma_m^2 \cdot \vartheta_m}{g \cdot \eta_m^2 \cdot T_m} \right)$. . . Tab. 38, Seite 135

Von wagrechter Rohr-Außenwand an ruhendes Wasser und umgekehrt

(Nusselt) $\alpha = \frac{\lambda_m}{d} \cdot W \left(\frac{d^3 \cdot \rho_m^2 \cdot C_{pm} \cdot g \cdot r_w \cdot \vartheta}{2,04 \cdot \eta_m \cdot \lambda_m} \right)$ Tab. 89, Seite 390

Von einer Kupferplatte an die umgebende Luft

(Hencky) Seite 121

Von einer Kupfertrommel an die umgebende Luft

(Hinlein) Tab. 30, Seite 121

Von gesättigtem ruhendem Dampf an lotrechte kalte Wand

(Nusselt) $\alpha = \frac{4}{3} \sqrt[4]{\frac{\rho \cdot \gamma^2 \cdot \lambda_w}{4 \cdot \eta \cdot h \cdot (t_d - t_w)}}$. Tab. 21, Seite 100

Von Alkohol und Benzoldämpfen

Seite 100

Von gesättigtem ruhendem Dampf an wagrechte kalte Rohrwand

(Nusselt) $\alpha = 0,8024 \cdot \sqrt[4]{\frac{2 \cdot \rho \cdot \gamma^2 \cdot \lambda_w \cdot \lambda^2 \cdot w}{3 \cdot \eta \cdot h \cdot (t_d - t_w)}}$ Tab. 22, Seite 100

Von gesättigtem strömendem Dampf an lotrechte kalte Wand

(Nusselt) $\alpha = \frac{3}{2} \sqrt[3]{\frac{C_s \cdot \rho \cdot \gamma \cdot \gamma_d \cdot \lambda^2 \cdot v_d^2}{12 \cdot \eta \cdot h \cdot (f_d - f_w)}}$

Literatur. Eine bis zum Jahre 1908 reichende Aufzählung von Schriften über Wärmeübergang findet sich bei Professor W. E. Dalby. Heat transmission. The Institution of mechan engineers 1908. S. 922.

Ähnlich bei G. A. Orrok, Transactions of the amerik. Soc. of mech. engineers 1910. S. 1139.

Sachen- und Namensnachweis.

	Seite
Abgas der Verbrennungs-Motoren	31
Abraham, C.	195, 199, 221
Ätherdampf - Gewicht durch Röhre strömend	384
Alkoholdampf dito	100, 272
— Geschwindigkeit in Röhren .	271
— Gewicht durch Röhre strömend	94, 272
Altenkirch, E.	9
Aufenthaltszeit des Nichtverdampfen im Vakuum	225
Austin, L.	69
Automobile	413
Barometer	324
Batelli	63
Bekrüstung	68, 70
Berlowitz, M.	12, 448
Blacher, C.	15
Blasen	149, 259
— Dampfdruck darauf	254
— Springhöhen	245
— Volumvergrößerung	160
Bleiumhüllung	85, 87
Block, B.	251
Brabbée	114
Brandt, J.	21
Brennstoffe	18, 21
Claassen, H.	199, 221
Couche	16, 22
Dalby, W. E.	533
Dampf	Seite
— Ätherdampf-Gewicht durch Röhre strömend	384
— Alkoholdampf, dito	100, 272
— Benzoldampf	100
— Blasen	259
— Druckverlust in Röhren . . .	260
— Druck auf Tropfen	226
— Diagramm der Temperatur	159
— Druckverlust in Röhren . . .	260
— Eigenschaften	60
— Einblasen	31
— Entwicklung in jedem Verdampfkörper	165, 184
— aus der Erde	85
— Geschwindigkeit in Apparaten	251
— Gewicht durch Röhre strömend	268
— — zur Wasserwärmung	420
— — verschiedener Flüssigkeiten	40
— Kessel	17
— mit Luft	59, 63, 395, 400
— Leistung des überhitzten . . .	55
— spezifische Wärme	47
— Temperaturerhöhung durch Druck	200
— Überhitzung	45, 56
— Ventildurchmesser	94
— Volumen des überhitzten . . .	48
— Wärmebedarf z. Überhitzen	46
De Grahl	15
Didion	223

	Seite		Seite
Dittenberger, W.	69	Erwärmung im Rauchkanal	23, 30
Doppelboden z. Erwärmen	65, 110	— des überhitzten Dampfes	128
	424		
— zum Verdampfen	57, 65, 108	Fallada, O.	219
Dosch, A.	52	Fallhöhe der Tropfen	234, 345, 350
Druck auf Tropfen	226	Fallrohr des trockenen Verdichters	327
— Ausgleich bei Luftpumpen	518	Farben bei Bestrahlung	118
— des Dampfes auf Tropfen	226	Feuer, offenes	15
— Erhöhung in untern Schichten	158	Fischer	262
— geringster mit Luftpumpen zu erreichen	513	Flammenlose Verbrennung	23
— Verlust in Rohren bei Alkoholwasser	273	Flüssigkeitsdämpfe	38
— — bei Luft	276	— als Heizmittel	56
— — bei Wasser	284	— Kühlung	435
Dühring, U.	141	— Siedetemperatur im Vakuum	143
		— Wärmeaustausch zwischen zwei	435
Eberle, Ch.	77, 261, 308	Frank, A.	228
Eiffel, G.	228	Fritzsche	279
Eigenschaften der Brennstoffe	19	Fuchs, P.	23
Einblasen von Dampf	31	Garbe, R.	49
Einspritzwasser	323	Gas	20
— seine Erwärmung	335, 358, 419	— Heizung	30
	424, 428	Gefrierpunkt	433
— bei nassen Verdichtern	352	Gegenstrom	11
— bei trockenen Verdichtern	362	Gerlach, Th.	79
Einstrahlung der Sonne	139	Geschwindigkeit des Alkoholdampfes	270
Eis-Erzeugung	454, 473	— des Dampfes	266
— zum Kühlen	433	— der Flüssigkeiten	275
Elektrische Heizung	31	— der Luft in Rohren	270
Englisch und Donkin	385	— der emporgeschleuderten Tropfen	247, 251
Erddampf	85	Gewebe	315
Erdgas	280	Gewicht des Ätherdampfes durch Rohre	384
Erhöhung der Dampf-Temperatur durch Druck	200	— des Alkoholdampfes	273
Erwärmung des Wassers	419	— der Flüssigkeitsdämpfe	38, 275
— durch Abgase	23, 30	— der Luft	278, 384
— bei unmittelbarer Berührung	335	— des Wassers	268
— durch ruhenden Dampf	428	— — Wasserstoffs	282
— durch Dampfschlange	81, 89, 425	Gradierwerke	470
— — Doppelböden	65, 108, 110, 424, 427	Graetz, L.	57
— im Kondensator	343	Gramberg, A.	427
— durch Luft und Dampf	112, 121	Grashof F.	3, 228
— der Flüssigkeiten	419	Grenze der Erwärmung und Abkühlung	96
— — Gas	113		
— Grenze der Erwärmung	96		

	Seite		Seite
Groeber	73	Kondensator-Stufen	353, 356
Gutermuth	262	— Wassererwärmung im	336
Hagemann, G. A.	81	— Wasserfallrohr des	324
Hausbrand, E.	45, 199, 465	— Wasserverteilung im	329
Heckmann, Fr.	199, 258, 512	— Weite der anschließenden Rohre	324, 334, 335
Heilmann, K.	50	Krause, M.	459
Heizfläche der Doppelböden z. Erwärmen	65, 110	Kühlfläche bei Luft-Kühlung	407
— — zum Verdampfen	57, 108	— Oberflächen-Verdichter	377
— für Heizflüssigkeit	56	— bei unterbrochener Kühlung	447, 450
— — Heizrohre	89, 95	— bei ununterbrochener Küh- lung	437
— bei Leuchtgas	30	— bei Gegenstrom (Rohr-Küh- lern)	437
— der Trommeln	112, 120	— der Gradierwerke (Wasser- kühlung)	470
— im Rauchkanal	28	— beim Kühlen der Luft	477
— der Überhitzer	49, 55	— bei Rieselverdichtern	414
— Verhältnis der Verdampfer	219	— bei Rieselkühlern	456
Hencky, K.	121	— bei Wasserkühlung	468
Henning, F.	57	Kühlung durch Eis	433
Herrmann, H.	15	— durch Flüssigkeit	435
Herschenhorn, J.	219	— durch Luft	407, 461
Hinlein, E.	121	— der Luft	475
Hoefler, K.	386	— durch Rieselkühler	456
Holborn, L.	69	— — Verdampfung	434
Howard, O. Z.	393	— des Wassers	461, 470
Iaks, V.	55	— bis zu welchem Grade	96, 471
Ihering, A. v.	515	Kühlwasser	323
Jelinek	84	Leisard, P.	345
Jordan	122	Lillie, M.	224
Josse	120	Linzen	146
Kältemischungen	433, 434	Literaturnachweis	533
Kerr, E. W.	224	Löcher im Verteilungsteller	331
Kessel	16, 17	Logarithmen, natürl.	97
Kesselstein	68, 77	Long, C.	85
Knoblauch, O.	46	Lorenz, H.	276, 447, 478
Köchy, O.	16	Luft im Dampf	59, 63, 395, 400
Kohlensäureddruck auf Tropfen	232	— Druck auf Tropfen	237, 251
Kondensatoren	315	— — der Atmosphäre	324, 325
— Abmessungen der nassen	347	— im Einspritzwasser	479
— — der trockenen	362	— Erwärmung der	112, 121
— — der Oberflächen	376	— Gewicht durch Rohre strö- mend	276
— der Dampfrohre	347	— Kühlung durch Wasser	476
— des Einspritzwassers	323	— spezifische Wärme	475
— Riesel	414		

	Seite		Seite
Luft-Volumen der verdünnten	348	Mittlerer Temperatur - Unter-	
— — bei verschiedenen Tem-		schied bei Wassererwärmung	219
peraturen	410	— im Vierkörper	222
— abzusaugen bei nassen Ver-		— im Stufenverdichter	357
dichtern 252, 478,	481	— bei Verdampfung im Vakuum	141
— — bei trockenen Verdichtern		Mole	38
262, 478, 492	492	Mollier, R.	81, 437
— — bei Oberflächen-Verdich-		Nusselt, W. 59, 71, 73, 78, 81, 98,	
tern	509	100, 122, 135, 529	532.
— Wärmeaufnahme	476	Nutzeffekt der Luftpumpen mit	
— im Wasser	479	Druckausgleich	518
— Pumpen mit Druckausgleich	518	— ohne Druckausgleich	515
— — ohne Druckausgleich	515	Öl-Heizung 69, 70,	401
— geringster Druck damit er-		— Motoren	31
reichbar	513	Oppenheimer, K.	20
— — nasse	511	Orrok, G. A.	387
— — trockene	512	Parr, H.	223
— Nutzeffekt	515	Pasquay	63
Margolis, A.	117	Pécelet, E.	68
Meerwasser-Verdunstung	139	Poensgen, R. 69, 73,	132
Mehrkörper-Verdampfer	146	Pokorny, I.	54
— Gleichungen für die Dampf-		Prache und Bouillon	201
entwicklung	165	Pumpe siehe Luftpumpe.	
— Heizflächen-Verhältnis	219	Ramsay	144
— Trockengehalt der Lösungen		Rauchgas	23
mit Extradampf	209	Rechenberg, C. v.	37
— — ohne Extradampf	201	Regen	345
— Temperaturgefälle 168, 196,	200	Reibung des Wassers	293
— Verdampfungsleistung jedes		— der Sole	294
Körpers 164, 195,	223	Riedler	276
— mit Extradampf	175	Rieselkühler	456
— ohne Extradampf	165	Rieselverdichter	414
— Wärmeverlust	310	Rohre	260
— Zeichnungen	153, 157	— Druckverlust darin	264
Metalle	67, 74	— des Wassers	232
Mittlerer Temperatur - Unter-		— Geschwindigkeit des Dampf-	
schied 216, 411,	419	fes darin	266
— Diagramm dazu	3, 5	— durchströmendes Wasser-	
— bei unterbrochener Flüssig-		dampfsgewicht	268
keitskühlung	448	— — Alkoholdampfsgewicht	272
— bei ununterbrochener Flüssig-		— — Ätherdampfsgewicht	384
keits- und Luftkühlung 444,	477	— — Erdgas	280
— Gleichungen	8	— — Luftgewicht	276
— im Rieselverdichter	414	— — schwere Dämpfe	274
— zum Rieselkühler	458	— — Wasserstoff	282
— bei Luftkühlung	407		
— bei Oberflächen-Verdichtern	370		

	Seite		Seite
Rohre-Verhältnis $\frac{l}{d}$ zum Ver-		ruhendem Dampf an kalte	
dichten	408	Wand	98, 100
— — zum Erwärmen	421	Teilwärmeübergangszahl α von	
— — zum Kühlen	440	überhitztem Dampf an ruh-	
— — zum Verdampfen	404	ende Luft	128, 132, 135
Rotierende Flächen	121, 146	— von ruhendem Dampf	100, 428
Rubner, M.	315	— an ruhende Luft	122, 135
Rührwerke 64, 69, 70, 78, 422, 453		— von strömendem Dampf	103
Rußbedeckung	51	— an strömende Luft	123
Rußner, J.	315	— an ruhendes Wasser	390
		— von Dampfen verschiedener	
Saftdicke im Verdampfer 156, 203		Flüssigkeiten	100
Saillard, E.	54, 55	Temperaturerhöhung des Damp-	
Salz	79, 294	fes durch Druck	200
Schaumscheider	252	— Unterschied siehe mittlerer	
Schlangen-Abmessungen 81, 85, 89,		Temperatur-Unterschied.	
401, 402, 419, 438		Than E. v.	423
— zum Erwärmen	424, 428	Ton-Vakuum	146
— von Ton	85, 89	Trockengehalt des Eingedampfen-	
Schmidt	261	ten	201
Schnabel	23	— im Mehrkörper mit Extra-	
Schüle, W.	228	dampf	202
Schulz, M. R.	25	— ohne Extradampf	203
Schwere Dämpfe	274	— der eingedampften Laugen	214
Ser	81	Trockenschrank	146
Siedepunkterhöhung	79	Trockentrommel	112
Siedetemperatur in unteren		Tropfen	240, 337
Schichten	158	— Druck des Dampfes auf fal-	
— im Vakuum	142	lende	226
Smith, J. A.	395	— Erwärmung	338
Solkonstante	139	— Fallhöhen	241, 350
Soleverdampfung	138	— Fänger	240, 251
Soennecken A.	339	— Oberfläche und Inhalte	337
Springhöhen der Flüssigkeiten		— Regen	335, 336
über Doppelböden	250	— Springhöhen	251
— — aus Heizröhren	245	Überhitzer	48
— — über offenem Feuer 251, 252		Überlauf	331
— der Tropfen	251, 256		
Stanton, T. E.	116	Vakuum	139
Strahlen	337	— Heizfläche und Inhalt	142
Strahlung	117	— Siedetemperatur der Flüssig-	
Stufenverdichter	351, 353, 356	keit darin	142
Sulzen	85, 114	— aus Ton	146
		— Trockenschränke	146
Teiche, künstliche	138	— Wärmeübertragung darin	147
Teilwärmeübergangszahl α von		Ventile für Dampf	95

	Seite		Seite
Verdampfungsleistung der Doppelböden	109	Wärmeübergang von überhitztem Dampf an Wasser	51
— der heissen Flüssigkeit	56	— an überhitzten Dampf 50, 52, 54	122, 123, 132
— der Heizschlangen	81	— von ruhendem Dampf 98, 100	
— der Lokomotiven	16	— von strömendem Dampf	103
— der Mehrkörperapparate 147, 219	223	— von Dampf verschiedener Flüssigkeiten	40, 56, 100
— mit Extradampf	147	— in Doppelböden	65, 110
— ohne Extradampf 174, 180, 177	145	— beim Erwärmen	109
— im Vakuum	145	— verschiedener Farben	118
Verdichter siehe Kondensatoren.		— von offenem Feuer	15
Verdunstung heißer Laugen	138	— zwischen zwei Flüssigkeiten	382, 435
— des Wassers	138, 473	— von Gas an Wasser	22
Verhältnis der Heizflächen	219	— — an Dampf	50
Volumen aufsteigender Blasen 259		— von Heizschlangen 23, 81, 85	
— des gesättigten Dampfes	61	— Hindernisse	51, 63, 76
— des überhitzten Dampfes	48	— beim Kühlen	436, 447
— der verdünnten Luft	348	— Linsen	146
— der warmen Luft	410	— an Luft 112, 114, 117, 122, 135	411
— um ein Luftgefäß leer zu pumpen	525	— von lufthaltigem Dampf 85, 400	
Vorwärmer	26	— im Mehrkörper-Apparat	195
Wamsler F.	117	— von Öl an Eisen	70
Wärmeaufnahme des Eises	433	— im Oberflächen - Verdichter und Kühler 373, 380, 391, 396, 401	
— der Luft	476	— im Rauchkanal	23
— der Wasserkörper	343	— im Rieselverdichter	414
Wärmeleitung	72	— im Rieselkühler	456
— des Dampfes	73, 128	— beim Rührwerk	421, 428
— der Erde	72	— bei Tonflächen	146
— der Luft	73, 123	— bei Trockenapparaten	146
— der Metalle	72	— bei Trockentrommeln 112, 120	
— verschiedener Stoffe	72	— im Überhitzer	48
— des Wassers	336	— im Vakuum	57, 145
Wärmeübergang bei Bleischlangen	75, 85	— beim Verdampfen 81, 89, 108, 145	221
— von Dampf an ruhende Luft		— an Wasser	69
112, 117, 121, 135		— Widerstände	51, 63, 76
— — an bewegte Luft 114, 115, 117, 122, 529		Wärmeverlust	294
— — verdünnte Luft	120	— Berechnung nach einfacher Formel	307
— — an Eisen	71	— — nach E. Réclot	295
— — an siedendes Wasser	86	— der Rohre und Gefäße	304
— — an nichtsiedendes Wasser 81	387, 393	— unbedeckter Teiche	294
— von überhitztem Dampf an Luft	132	— des Vierkörpers	219, 310
		— Verhütung	310

	Seite		Seite
Wasserbedarf der Verdichter . . .	323	Wasser, sein Luftgehalt . . .	479
— der nassen Verdichter . . .	352	Wasser, Verteilung durch Löcher	331
— der trockenen Verdichter . . .	362	— — durch Überlauf . . .	329
— Erwärmung durch Berührung	335	— Schicht an kalter Wand . . .	99
— — durch Dampfeinströmung	31	Wasserstoff	282
— — durch Dampfschlangen . . .	81	Webre, A. L.	224
— — durch Doppelboden	65, 110	Wege schwebender Tropfen . . .	234
— — durch offenes Feuer . . .	15	Weighton, R. L.	394, 510
— — durch ruhenden Dampf	428	Weiß, F. J.	525
— im Rauchkanal	24	Widerstand in Rohrleitungen	260, 294
— im Verdichter	343	Wiebe, H. F.	57
— Fallrohr	327	Windgeschwindigkeit	237
— Gewicht im Gefäß aufsteigend	384	Winkelmann	21
— — durch Rohre fließend . . .	286	Witkowitz	146
— — zu verdampfen um Saft			
einzudicken	217	Zeuner, G.	47, 57
— — zur Kühlung	416, 434, 451	Zimmermann, W.	51
	458, 477	Zuew, M. D.	219
