

Die Kondensation bei Dampfkraftmaschinen

einschließlich Korrosion der Kondensatorrohre
Rückkühlung des Kühlwassers, Entölung
und Abwärmeverwertung

Von

Dr.-Ing. K. Hofer

Oberingenieur und Prokurist des Germanischen Lloyd
Berlin

Mit 443 Abbildungen im Text



Berlin
Verlag von Julius Springer
1925

ISBN-13: 978-3-642-89855-6 e-ISBN-13: 978-3-642-91712-7
DOI: 10.1007/978-3-642-91712-7

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

Copyright 1925 by Julius Springer in Berlin.
Softcover reprint of the hardcover 1st edition 1925

Vorwort.

Das vorliegende Buch verdankt sein Entstehen einer Anregung des Verlages. Diese ist auf die Tatsache zurückzuführen, daß es an einer Veröffentlichung fehlt, in der die zahlreichen Neuerungen, welche auf dem Gebiete der Kondensation für Kraftmaschinen etwa im Laufe der letzten 15 Jahre zu verzeichnen sind, eine zusammenfassende Darstellung gefunden haben. Um dem in dieser Beziehung vorliegenden Bedürfnis möglichst weitgehend gerecht zu werden, haben auch die Verhältnisse im Schiffbau sowie teilweise auch diejenigen im Auslande Berücksichtigung gefunden.

Im Abschnitt über Einspritzkondensation sind Einzelkondensatoren ausführlicher behandelt worden, da die Anwendung der Zentralkondensation in neuerer Zeit etwas in den Hintergrund getreten ist.

Im Abschnitt über Oberflächenkondensation sind die zahlreichen neueren Forschungsarbeiten auf diesem Gebiete, die sich vorzugsweise mit der Frage der Wärmeübertragung befassen, nach Möglichkeit berücksichtigt worden, vor allem die Arbeiten von Nusselt, dann die von Soenneken, Weighton und anderen. Meine auf Veranlassung von Herrn Geheimrat Josse ausgeführten Versuche über den „Temperaturrexponenten“, d. h. über die Abhängigkeit der Wärmeübertragung vom Temperaturunterschied, mußten eine neue, von der bisherigen etwas abweichende Deutung erfahren. Die Begründung hierfür ist in Absatz 48 gegeben. Weitere Versuche können hier unter Umständen zu einer weiteren Klarstellung oder auch Richtigstellung führen.

Den Rohrkorrosionen, die namentlich im Schiffsbetriebe oft sehr zahlreich auftreten, große Kosten und vielfach auch Betriebsstörungen verursachen, ist ihrer Wichtigkeit wegen ein besonderer Abschnitt gewidmet worden. Es ist versucht worden, einen Überblick über die bis heute vorliegenden Anschauungen über die Entstehung der Anfressungen zu geben, sowie über die bisher angewandten Schutzmaßnahmen und den Nutzen, den man von ihnen zu erwarten hat.

Im Abschnitt über Luftpumpen sind die Strahlsauger der verschiedenen Art ihrer jetzigen Bedeutung entsprechend ausführlicher behandelt als Kolbenpumpen. Hinzu kommt, daß Kolbenpumpen bereits des öfteren zusammenhängend gebracht worden sind, während Angaben über Strahlsauger aller Art in der Literatur verstreut sind. Bei der Berechnung der Strahlsauger ist es vermieden worden, umfangreiche theoretische Erörterungen zu bringen, deren Wert etwas zweifelhaft ist, weil man bei Strahlsaugern in besonders hohem Maße auf Erfahrungszahlen angewiesen ist, und die durch Rechnung gefundenen Werte doch meist erst durch Versuche nachgeprüft werden müssen.

Kühlwasser- und Kondensatpumpen sind verhältnismäßig kurz beschrieben, da über sie — namentlich in der Ausführung als Kreiselpumpen — genügend einschlägige Literatur vorhanden ist.

Bei der Besprechung der Rückkühlung haben vor allem die grundlegenden Arbeiten von O. H. Mueller, Geibel und Neumann Berücksichtigung gefunden. Von den folgenden Abschnitten über Abdampfentölung und Abwärmeverwertung ist der zweite heutzutage von besonderer Wichtigkeit.

Bei der Abfassung einiger Abschnitte haben eine Reihe früherer Arbeiten und von mir ausgeführter Versuche als Unterlage gedient. Bei anderen Kapiteln bin ich von den verschiedensten Seiten durch Überlassung von Zeichnungen, Versuchs- und Erfahrungsmaterial in entgegenkommender Weise unterstützt worden. Allen denen, die auf diese Weise zur Bereicherung des Inhaltes beigetragen haben, sei auch an dieser Stelle nochmals bestens gedankt. Besonderer Dank gebührt auch der Verlagsbuchhandlung für die Sorgfalt, die sie der Ausstattung des Buches gewidmet hat, und die Bereitwilligkeit, mit der sie allen meinen Wünschen entgegengekommen ist.

Das Buch ist gedacht als Lehrbuch für Studierende und als Handbuch für alle diejenigen, an welche in der Praxis das Bedürfnis herantritt, sich über irgendwelche die Kondensation betreffende Fragen zu unterrichten. Auf möglichst vollständige Literaturangaben wurde besonderer Wert gelegt, um das eingehendere Studium einzelner Abschnitte zu erleichtern.

Es sei ferner ausdrücklich darauf hingewiesen, daß eine größere Zahl der in dem Buche beschriebenen Konstruktionen und Verfahren durch Patente geschützt ist, es ist aber davon abgesehen worden, dies im einzelnen zu erwähnen.

Ich habe bei der Abfassung des Buches eine, wenn auch knappe, so doch möglichst vollständige und auch die neueste Entwicklung berücksichtigende Behandlung angestrebt. Sollte an der einen oder anderen Stelle noch eine Lücke verblieben sein, so wäre ich dankbar für jeden Hinweis und jede mir gegebene Anregung, ebenso für die Mitteilung von abweichenden Anschauungen. Wenn das Buch zur Vervollkommnung bestehender oder neu zu erbauender Anlagen beitragen sollte, ferner denen, die sich mit der Kondensation zu befassen haben, die ihnen gestellten Aufgaben erleichtert, und bei dieser oder jener Frage zu weiteren Untersuchungen Anlaß geben sollte, so würde sein Zweck erfüllt sein.

Berlin, im Dezember 1924.

Dr.-Ing. K. Hofer.

Inhaltsverzeichnis.

	Seite
I. Wesen und Wirkung der Kondensation. Allgemeines über die Höhe der Luftleere.	
1. Wesen und Zweck der Kondensation	1
2. Einfluß der Luftleere auf den Dampfverbrauch bei Kolbenmaschinen. Versuche	3
3. Einfluß der Luftleere auf den Dampfverbrauch bei Dampfturbinen. Versuche.	9
4. Theoretisch mögliche Luftleere	11
a) Bezogen auf die Kühlwassertemperatur	11
b) Theoretische Luftleere des Kondensators	12
c) Theoretische Luftleere der Luftpumpe	13
d) Theoretische Luftleere einer Oberflächenkondensationsanlage	14
5. Messung der Luftleere	15
6. Messung der Luftmenge	16
a) Künstliche Luftzufuhr	16
b) Messung der Luftmenge im Betriebe	17
7. Betriebskontrolle	20
8. Zustand des Abdampfes der Kraftmaschine	20
II. Allgemeines über die Wahl der Kondensatoren.	
9. Einspritz- und Oberflächenkondensation	22
10. Einzel- und Sammel- (Zentral-) Kondensation	24
III. Einspritzkondensatoren.	
A. Berechnung der Einspritzkondensatoren.	
11. Allgemeines über die Kühlwassermenge	25
12. Gleichstrom-, Gegenstrom- und dazwischenliegende Verfahren	25
13. Luftleere und Luftpumpengröße bei Gleichstrom und Gegenstrom	26
14. Einfluß von Gleichstrom und Gegenstrom auf Kühlwassermenge und Luftpumpengröße bei gleicher Luftleere	29
15. Zusammenfassender Vergleich zwischen Gleichstrom und Gegenstrom	31
16. Bestimmung der günstigsten Kühlwassermenge und Luftpumpengröße bei Gleichstrom	32
17. Gleichstromkondensator mit besonderer Luftkühlung	33
18. Einstellung der Kühlwassermenge bei gegebener Naßluftpumpe	33
19. Größe der Luftmenge	34
20. Zahlenbeispiel	36
B. Ausführung der gewöhnlichen Einspritzkondensatoren.	
21. Allgemeines	37
Ausführungsbeispiele:	
22. Kondensator der Maschinenbau A.-G. Balcke, Bochum	39

	Seite
23. Gleichstrom-Kondensator der Otto Estner Kühlwerksbau G. m. b. H., Dortmund	39
24. Kondensator der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft, Berlin	41
25. Kondensator der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg . .	43
26. Kondensator von Brown, Boveri & Co., Mannheim . . .	44
27. Gegenstromkondensator der Otto Estner Kühlwerksbau G. m. b. H., Dortmund	45
28. Einspritzkondensator von Weiss	45
29. Kondensator der Wheeler Condenser & Engineering Co. .	49
30. Kondensator der Alberger Pump & Condenser Co.	49
31. Einspritzkondensation bei Lokomobilen.	50
C. Kondensatoren für stark wechselnde Dampfmengen.	
32. Allgemeines und Berechnung	51
Ausführungsbeispiele:	
33. Großwasserraumkondensator der Maschinenbau A.-G. Balcke	54
34. Großwasserraumkondensator von Kiesselbach	55
35. Großwasserraumkondensator von Weiss	56
D. Strahlkondensatoren.	
36. Wirkungsweise	56
Ausführungsbeispiele:	
37. Strahlkondensatoren der Gebr. Körting A.-G., Hannover	57
38. Schleuderradkondensator der Maschinenbau A.-G. Balcke	62
39. Rees-Roturbo-Kreiselkondensator	64
E. Abdampfleitungen.	
40. Berechnung und Ausführung	64
IV. Oberflächenkondensatoren.	
A. Berechnung der Oberflächenkondensatoren.	
41. Allgemeines	64
42. Die Wärmeübertragung durch eine Wand hindurch. Beziehung zwischen Wärmeübergangszahl Dampf-Wandung, Wärmeleitfähigkeit des Rohres, Wärmeübergangszahl Wandung-Wasser und Wärmedurchgangszahl Dampf-Wasser	66
Wärmeübertragung durch eine ebene Wand	67
Wärmeübertragung durch ein Rohr	69
43. Angenäherte Berechnung der Kühlfläche ohne Berücksichtigung der Luft	71
44. Wärmeübertragung Kondensat-Kühlwasser	73
1. Gleichstrom	73
2. Gegenstrom	74
45. Berechnung der Wandtemperaturen	76
46. Mittlere Flüssigkeitstemperatur	76
47. Abhängigkeit der Wärmeübertragung von der Rohrlänge	78
48. Abhängigkeit der Wärmeübertragung vom Temperaturunterschied Wandung-Wasser bzw. Dampf-Wasser. Temperatur-exponent	79
49. Wärmeübergang Dampf-Wandung	90
50. Einfluß der Wassergeschwindigkeit auf die Wärmeübertragung	96
51. Wärmeübergang Wandung-Wasser	97
52. Wärmedurchgangsversuche Dampf-Wasser	99
53. Einfluß von Ablagerungen auf die Wärmedurchgangszahl	101
54. Berechnung des Oberflächenkondensators unter Berücksichtigung der in den Kondensator eindringenden Luft .	102
55. Gleichstrom und Gegenstrom	110

	Seite
56. Größe der Luftmenge	111
57. Wärmedurchgangszahl Luft-Wasser	113
58. Erreichbare Luftleere unter verschiedenen Verhältnissen. Einfluß des Luftgewichts und der Kühlwassermenge	114
59. Einfluß der Größe und Art der Luftpumpe bei verschiedenen Luftmengen	121
60. Einfluß der Kühlwassertemperatur bei verschiedenen Luft- mengen	124
61. Einfluß der Kühlfläche bei verschiedenen Luftmengen	125
62. Einfluß der Belastung des Kondensators bei verschiedenen Luft- und Kühlwassermengen	127
63. Einfluß der Belastung der Kühlfläche auf die Wärmedurch- gangszahl. Versuche von Weighton	128
64. Gemeinsame und getrennte Absaugung von Kondensat und Luft	136
 B. Ausführung der Oberflächenkondensatoren.	
65. Allgemeines	138
66. Kondensatormantel	139
67. Rohrplatten	141
68. Kühlwasservorlagen	142
69. Kühlrohre	142
Die Korrosion der Kondensatorrohre	146
Versuche des „Corrosion Committee“	148
Versuche von Lasche	149
Versuche von v. Wurstemberger	150
Maßnahmen zur Verhütung der Korrosionen	151
a) Herstellung der Rohre	151
b) Bau des Kondensators	153
c) Schutzüberzüge	153
d) Zinkschutzplatten.	155
e) Cumberland-Verfahren.	156
f) Behandlung des Kondensators	158
g) Planmäßige Untersuchungen	159
70. Armaturen	159
Ausführungsbeispiele:	
71. Älterer Oberflächenkondensator der Maschinenbau A.-G. Balcke	160
72. Querstrom-Oberflächenkondensator der Maschinenbau A.-G. Balcke	162
73. Oberflächenkondensator der Allgemeinen Elektrizitäts-Ge- sellschaft	164
74. Oberflächenkondensator der Maschinenfabrik Augsburg- Nürnberg	165
75. Oberflächenkondensator der Otto Estner Kühlwerksbau G. m. b. H., Dortmund	165
76. O-V-Kondensator von Brown, Boveri & Co.	166
77. Oberflächenkondensatoren der Contraflo-Condenser and Kinetic Air Pump Co., Ltd., London	168
78. Doppelrohrkondensator von Schaffstaedt	169
79. Schiffsmaschinenkondensator	173
80. Großer Schiffskondensator	174
 C. Reinigung der Oberflächenkondensatoren.	
81. Ursachen für das Verschmutzen der Kondensatoren	177
82. Mechanische Reinigungsmaßnahmen	178
Sonderbauarten von Kondensatoren:	
83. Offener, stehender Kondensator	179
84. Dauerbetriebskondensator von Brown, Boveri & Co.	179

	Seite
85. Oberflächenkondensator mit Spülung Bauart Bogner-Hüls- meyer	180
86. Chemische Reinigungsmaßnahmen	182
D. Verbindung zwischen Maschine und Kondensator.	
87. Abdampfstützen	186
88. Feste Verbindung zwischen Turbine und Kondensator	187
E. 89. Kosten der Oberflächenkondensatoren	190
V. 90. Rieselkondensatoren	190
VI. Luftkondensatoren.	
91. Anwendung und Bauart	193
VII. Naßluftpumpen.	
92. Berechnung der Hauptabmessungen	194
93. Arbeitsbedarf	195
94. Antriebsarten	197
95. Ausbildung der Einzelteile	198
Ausführungsbeispiele:	
96. Stehende einfachwirkende Naßluftpumpe mit zwei und drei Ventilsätzen. Lentzluftpumpe der Maschinenfabrik Augs- burg-Nürnberg	199
97. Stehende Naßluftpumpe mit Saugeschlitzen und Verdränger	202
98. Edwards-Naßluftpumpe	203
99. Schlitzschieber-Naßluftpumpe der Maschinenbau A.-G. Balcke	204
100. Stehende Verbund-Naßluftpumpe von Doerfel	204
101. Liegende Verbund-Naßluftpumpe von Doerfel	206
102. Liegende doppeltwirkende Naßluftpumpe der Maschinenbau A.-G. Balcke	207
VIII. Naßluftpumpen mit getrennter Luftabsaugung.	
103. Naßluftpumpe Bauart Josse	208
104. Dual-Luftpumpe der Atlas-Werke A.-G., Bremen	209
IX. Trockenluftpumpen.	
A. Kolbenpumpen.	
105. Berechnung der Hauptabmessungen	213
a) Einstufige Kolbenluftpumpen ohne Druckausgleich.	
106. Einfluß des schädlichen Raumes auf den Ansaugegrad und den volumetrischen Wirkungsgrad	214
107. Arbeitsbedarf	217
108. Ausführungsbeispiele	220
b) Einstufige Kolbenluftpumpen mit Druckausgleich.	
109. Wirkungsweise	220
110. Ansaugegrad und volumetrischer Wirkungsgrad	221
111. Ausführung des Schiebers	224
112. Arbeitsbedarf	225
113. Ausführungsbeispiele	227
114. Versuche an einer Luftpumpe mit Druckausgleich	230
c) Verbundluftpumpen.	
115. Ausführung der Maschinenbau A.-G., Balcke	232
B. Wasserstrahlluftpumpen.	
116. Berechnung der Wasserstrahlluftpumpen	232
117. Schaltung der Wasserstrahlsauger	234
Reihenschaltung	234
Parallelschaltung	237

	Seite
Ausführungsbeispiele:	
118. Wasserstrahlsauger des Dortmunder Vulkan	238
119. Wasserstrahlsauger von Brown, Boveri & Co.	239
120. Wasserstrahlsauger von Paul H. Müller	240
121. Wasserstrahlluftpumpe der Henry R. Worthington Co.	242
122. Wasserstrahlluftpumpe Bauart Westinghouse-Leblanc	242
123. Wasserstrahlluftpumpe der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft	246
124. Turbinenluftpumpe von C. H. Jaeger & Co.	248
125. Elmo-Luftpumpe der Siemens-Schuckert-Werke Berlin	250
126. Einfluß des Dampfgehaltes der Luft beim Wasserstrahlsauger	252
127. Von der Luftpumpe abgesaugte Dampfmenge. Kondensatverlust	257
C. Dampfstrahlluftpumpen.	
128. Berechnung der Dampfstrahlluftpumpen	258
129. Verwertung des Abdampfes	264
Ausführungsbeispiele von Dampfstrahlsaugern ohne Zwischenkondensator:	
130. Dampfstrahlsauger Bauart Westinghouse-Leblanc	266
131. Dampfstrahlluftpumpen Bauart Hoefer	269
132. Dampfstrahlsauger von Ljungström	276
133. Dampfstrahlsauger von Brown, Boveri & Co.	277
134. Radojet-Dampfstrahlluftpumpe ohne Zwischenkondensator	277
135. Delas-Dampfstrahlluftpumpe ohne Zwischenkondensator	279
Ausführungsbeispiele von Dampfstrahlsaugern mit Zwischenkondensator:	
136. Strahlsauger Bauart Josse-Gensecke	281
137. Strahlsauger der Maschinenbau A.-G. Balcke	281
138. Radojet-Strahlsauger mit Zwischenkondensator	283
139. Delas-Strahlsauger mit Zwischenkondensator	285
140. Zweistufiger Strahlsauger mit Einspritzkondensator	287
D. Hintereinanderschaltung verschiedener Luftpumpen.	
a) Dampfstrahl- und Kolbenluftpumpe.	
141. Vakuumvermehrter von Parsons	287
b) Dampf- und Wasserstrahlluftpumpe.	
142. Dampf-Wasserstrahlluftpumpe von Josse-Gensecke	289
143. Kinetic-Luftpumpe der Contraflo-Condenser and Kinetic Air Pump Co., Ltd., London	289
X. Vergleichende Untersuchungen über den Dampfverbrauch der Trockenluftpumpen (einschl. Naßluftpumpen mit besonderem Luftzylinder).	
144. Allgemeines	290
145. Versuche an einer Verbund-Naßluftpumpe	292
146. Versuche an Wasserstrahlluftpumpen	297
147. Vergleich der Wasserstrahlluftpumpen untereinander	307
148. Versuche an Dampfstrahlluftpumpen	310
149. Vergleich der Dampfstrahlluftpumpen untereinander	312
XI. Wahl der Luftpumpe.	
150. Maßgebende Gesichtspunkte	315
151. Betriebsbedingungen	315
152. Dampfverbrauch	316
a) Naßluftpumpe und Dampfstrahlsauger	
b) Wasser- und Dampfstrahlluftpumpe	317
c) Naßluftpumpe und Wasserstrahlluftpumpe	320
d) Zusammenfassung	322

	Seite
153. Schmierölverbrauch	323
154. Anschaffungskosten	323
155. Betriebssicherheit	323
156. Gewicht und Platzbedarf	328
157. Zusammenfassung	329
 XII. Kondensatförderung.	
158. Allgemeines	330
159. Ausführungsbeispiele von Kondensatkreispumpen	332
160. Dampfverbrauch von Turbokondensatpumpen	334
161. Unmittelbare Kesselspeisung. Selbsttätiges Regelverfahren von Brown, Boveri & Co.	336
162. Kesselspeisung mit Gasschutz der Maschinenbau A.-G. Balcke	340
163. Behandlung und Beschaffenheit des Kondensates	342
 XIII. Kühlwasserförderung.	
164. Barometrisches Abfallrohr	343
165. Kühlwasserkreispumpen. Allgemeines	347
166. Ausführungsbeispiele von Kühlwasserkreispumpen	348
 XIV. Gemeinsamer Antrieb von Pumpen.	
167. Antriebsarten	350
168. Regulierung und Sondereinrichtungen	353
 XV. Rohrleitungen und Absperrorgane.	
169. Rohrleitungen und Absperrorgane bei Luftpumpen	356
170. Rohrleitungen und Absperrorgane bei Kondensatpumpen	356
 XVI. Die Rückkühlung des Kühlwassers.	
171. Rückkühlverfahren	356
172. Wirkungsweise und Berechnung der Kaminkühler	358
a) Grundlagen	358
b) Mögliche Abkühlung	359
c) Kühlgrenze	359
d) Kühlzonenbreite	360
e) Kühlkurven	361
f) Regenhöhe oder -dicke	362
g) Wärmeaustausch im Kühler	362
h) Kühlluftmenge	364
i) Beziehung zwischen Luftmenge und Auftrieb	364
k) Berechnung des Kühlers	366
173. Die Kühlgleichung nach Versuchen	368
174. Ausbildung der Einzelteile	370
Ausführungsbeispiele:	
175. Kühlturm älterer Bauart	371
176. Kühlturm mit geringer Unterteilung des Luftstroms . . .	371
177. Treppenrostkühler	371
178. Kühler der Maschinenbau A.-G. Balcke	373
179. Kühler der Union-Kühlerbau A.-G.	377
180. Kühler der Rheinischen Apparate- und Kühlwerksbau G. m. b. H.	378
181. Kaminkühler der O. Estner Kühlwerksbau G. m. b. H., Dortmund	379
182. Kühlturm aus Eisenbeton von Gebr. Huber, Breslau . . .	381
183. Worthington-Kühler	383

	Seite
XVII. Abdampfentölung.	
184. Allgemeines	385
Ausführungsbeispiele von Abdampfentölern:	
185. Entöler von Bühring & Wagner	386
186. Abdampfentöler der David Grove A.-G.	387
187. Abdampfentöler von Dempewolf & Co., Braunschweig	387
188. Abdampfentöler von H. Reisert	388
189. Prüfung der Abdampfentöler	388
Ausführungsbeispiele von Kondensatreinigern:	
190. Ölrückgewinner von Bühring & Wagner	389
191. Ölabscheidung auf elektrischem Wege	390
XVIII. Abwärmevertretung.	
192. Allgemeines	391
193. Unmittelbare Ausnutzung des warmen Kühlwassers	391
194. Unterdruckverdampfer Bauart Josse-Gensecke	393
195. Unterdruckverdampfer der Maschinenbau A.-G. Balcke	394
196. Unterdruckverdampfer von C. August Schmidt Söhne, Hamburg	398
XIX. Kondensationsanlagen.	
197. Allgemeines	401
198. Kosten der Kondensationsanlagen	404
Ausführungsbeispiele von Kondensationsanlagen:	
199. Einzel-Mischkondensationsanlagen	405
200. Sammel-Mischkondensationsanlagen	407
201. Einzel-Oberflächenkondensationsanlagen	408
202. Sammel-Oberflächenkondensationsanlagen	413
203. Bordanlagen	422
Zahlentafel 47. Trocken gesättigter Wasserdampf von 0 bis 50° C	429
Zahlentafel 48. Trocken gesättigter Wasserdampf von 0,1 bis 20 at abs.	432
Literaturverzeichnis	433
Sachverzeichnis	437

I. Wesen und Wirkung der Kondensation.

Allgemeines über die Höhe der Luftleere.

1. Wesen und Zweck der Kondensation. Wird der Abdampf von Dampfkraftmaschinen nicht in die Atmosphäre geleitet (Auspuffbetrieb), sondern in einem Behälter durch ein Kühlmittel von hinreichend großer Menge und hinreichend niedriger Temperatur verflüssigt, und wird die den Dampf stets begleitende Luft aus diesem Behälter durch eine Luftpumpe abgesaugt, so entsteht in ihm ein Unterdruck gegenüber der Atmosphäre, und die Maschine arbeitet, wie man sagt, mit Kondensation. Der Behälter heißt Kondensator. Als Kühlmittel dient fast stets Wasser, in seltenen Fällen auch Luft.

Da die Kondensation mit erheblichem Nutzen verbunden ist, wird sie fast immer, und zwar bei Kraftmaschinen der verschiedensten Art angewendet: Bei Kolbendampfmaschinen mit ununterbrochenem Betrieb, z. B. zum Antrieb von Dynamomaschinen oder Transmissionen, bei Dampfmaschinen mit unterbrochenem Betrieb, wie Förder- und Walzenzugmaschinen, sowie bei Dampfturbinen. Ausschließlich mit Kondensation werden alle mit Dampf arbeitenden Antriebsmaschinen auf Seeschiffen, seien es Kolbenmaschinen oder Turbinen, betrieben, da hier das aus dem Abdampf sich

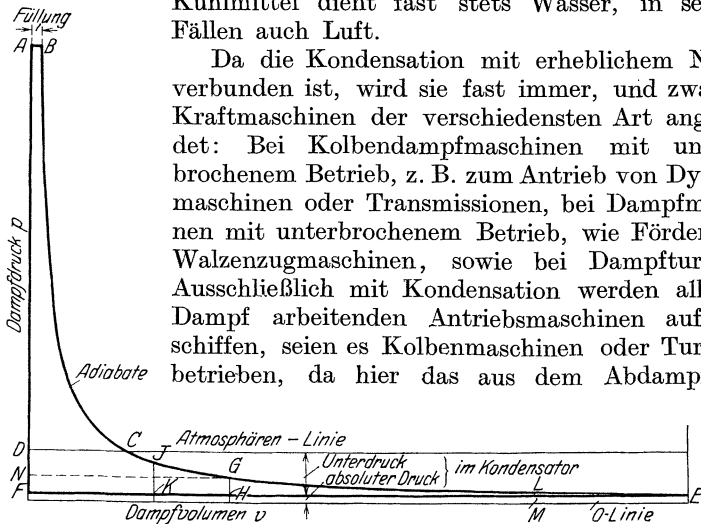


Abb. 1. Druck-Volumen-Diagramm der verlustlosen Dampfmaschine.

bildende Kondensat zur Kesselspeisung wiedergewonnen werden muß.

Der Nutzen der Kondensation ist in der besseren Wärmeausnutzung des Dampfes begründet. Für die Kolbenmaschine folgt dies einmal aus der Vergrößerung des Arbeitsdiagrammes um den unter der atmosphärischen Linie liegenden Teil, s. Abb. 1, die für eine verlustlose Maschine ohne schädlichen Raum gelten soll. Die Dehnungslinie des Dampfes ist hierbei eine Adiabate. Bei Auspuffbetrieb wird die

geleistete indizierte Arbeit durch die Fläche $ABCD$ dargestellt. Bei Kondensation kann die Dampfdehnung bis zum Punkte E weitergetrieben und die der Fläche $CEFD$ entsprechende Arbeit gewonnen werden. Bei gleicher Füllung des Zylinders, dargestellt durch die Strecke AB , also gleichem Gesamtdampfverbrauch wie bei Auspuffbetrieb, ist daher der Dampfverbrauch für die Leistungseinheit bei Kondensation kleiner. Bei der wirklichen Maschine ist allerdings bei

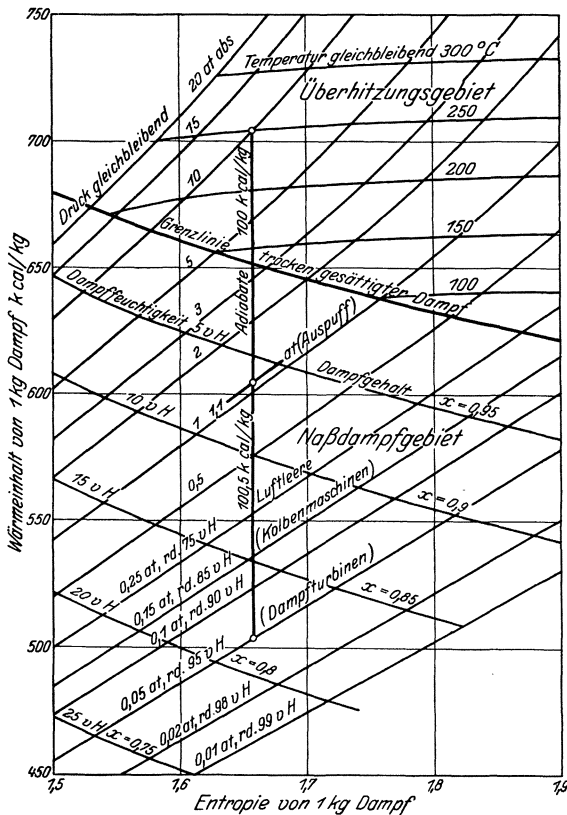


Abb. 2. Wärmeinhalt-Entropie-($i-s$)-Diagramm für Wasserdampf.

gleicher Füllung durch die Steuerung das eingefüllte Dampfgewicht bei Kondensation größer als bei Auspuffbetrieb, weil bei sinkendem Gegendruck das Gefälle zwischen Zudampf- und Abdampf-temperatur wächst, und sich ein größerer Teil des Dampfes beim Einströmen in den Zylinder an den von der vorhergehenden Ausströmungsperiode her kälteren Wandungen niederschlägt und damit für die Arbeitsleistung verlorenght.

Wärmetechnisch folgt der Nutzen der Kondensation daraus, daß die Temperaturen, bei denen Wärme einerseits mit dem Frischdampf zugeführt, andererseits mit dem Abdampf abgeführt wird, weiter auseinanderliegen, und nach den Lehren der Wärme-

mechanik ist der in Arbeit umwandelbare Teil der zugeführten Wärme- menge um so größer, je größer das verfügbare Temperaturgefälle ist. Das Diagramm, Abb. 1, gestattet, den Nutzen der Kondensation nur für einen bestimmten Fall zu erkennen, und dies auch nur nach Ermittlung des Flächeninhalts der Diagramme bei Auspuff bzw. Kondensation. Demgegenüber läßt das auf wärmetechnischer Grundlage beruhende Mollier'sche Wärmeinhalt-Entropie-($i-s$ -) Diagramm (Abb. 2) den Nutzen der Kondensation für alle Fälle in übersichtlicher Weise gleichzeitig erkennen. In diesem Diagramm, mit Bezug auf dessen Entstehung

auf die Lehrbücher der Wärmemechanik (z. B. ¹⁰²⁾¹⁾ verwiesen werden muß, sind als Ordinaten die Wärmehalte von 1 kg Dampf bei den verschiedenen Drucken, Temperaturen und Sättigungsgraden aufgetragen. Die Zustandsänderung in der verlustlosen Maschine (Adiabate) wird durch eine Senkrechte (Entropie = konst.) dargestellt, und man kann daher bei gegebenem Anfangs- und Gegendruck den Unterschied der Wärmehalte des Zu- und Abdampfes oder mit anderen Worten das Wärmegefälle, welches in der verlustlosen Maschine in Arbeit umgesetzt wird, unmittelbar abgreifen. Der Gebrauch des Wärmehalt-Entropie-Diagrammes ist sehr bequem, und es sei daher für die Benutzung besonders empfohlen. Abb. 2 zeigt ebenfalls, daß das von der verlustlosen Maschine ausnutzbare Wärmegefälle mit sinkendem Gegendruck steigt. Beispielsweise sei ein Anfangszustand des Dampfes vor der Kraftmaschine von 10 at abs. bei 250° C angenommen. Bei Auspuff ist der Gegendruck gleich 1,1 at abs. und das theoretische (adiabatische) Wärmegefälle = 100 kcal/kg, bei Kondensation und einem angenommenen Gegendruck von 0,05 at abs. = 200,5 kcal/kg, also rund doppelt so groß. Der Dampfverbrauch der verlustlosen Maschine mit vollständiger Expansion ist bei Auspuff 632,5 (Wärmewert einer PSh) dividiert durch das adiabatische Wärmegefälle = 6,32 kg/PSih, bei Kondensation dagegen nur 632,5 : 200,5 = 3,15 kg/PSih.

Abb. 2 läßt insbesondere erkennen, daß das ausnutzbare Wärmegefälle mit sinkendem Gegendruck verhältnismäßig immer größer wird. Hiernach erscheint es ratsam, im Kondensator möglichst hohe Luftleere anzustreben. In bezug auf die wirkliche Ausnutzung gerade der höchsten Luftleeren verhalten sich nun aber Kolbenmaschine und Turbine grundverschieden.

2. Einfluß der Luftleere auf den Dampfverbrauch bei Kolbenmaschinen.

Versuche. Mit sinkendem Gegendruck nimmt das spezifische Volumen des Dampfes in m³/kg gewaltig zu (vgl. Zahlentafel 47²⁾ und Abb. 1). Die Geschwindigkeit des Dampfes darf einen gewissen Wert nicht überschreiten, und der bei großem Dampfvolmen erforderliche Durchflußquerschnitt läßt sich bei der Kolbenmaschine nur schwer, bei der Dampfturbine dagegen verhältnismäßig leicht verwirklichen. Von dem Diagramm der verlustlosen Maschine (Abb. 1) wird daher bei der Kolbenmaschine etwa die Fläche *GEH* nicht ausgenutzt werden können, während von der Turbine etwa eine der Fläche *GLMH* entsprechende Mehrarbeit geleistet wird. Wollte man bei der Kolbenmaschine die Expansion ebenfalls bis zum Punkte *L* oder annähernd soweit treiben, so würde dies bei der gemäß Abb. 1 angenommenen Luftleere zu so großen Zylinderabmessungen und Reibungsverlusten führen, daß diese den Gewinn an indizierter Arbeit übersteigen. Man findet daher bei Kolbenmaschinen in der Regel eine Luftleere von etwa 85, bei Schiffskolbenmaschinen bis zu 90 vH vom Barometerstand, doch spielen eine große Zahl später zu besprechender Umstände eine große Rolle bei der Höhe der Luftleere. Jedenfalls hüte man sich, die Güte einer

¹⁾ ¹⁰²⁾ = Literaturnachweis Nr. 102.

²⁾ Am Schluß des Buches.

Kondensationsanlage allein nach der Höhe der Luftleere zu beurteilen, denn eine besonders hohe Luftleere kann unter Umständen durch unverhältnismäßig hohen Arbeitsbedarf der Pumpen erkauft sein, und die Anlage kann daher trotz Dampfersparnis bei der Hauptmaschine unwirtschaftlich arbeiten. Bisweilen kommen bei Kolbenmaschinen Luftleeren bis zu 95 vH vor, vereinzelt sogar über 96 vH⁴¹⁾ (S. 991); ob diese hohe Luftleere noch Wert hat, muß dahingestellt bleiben.

Es ist vielfach nicht der absolute Druck im Kondensator, sondern Luftleere in vH vom Barometerstand angegeben, da man in der Praxis gewohnt ist, mit diesen Werten zu rechnen, und sie ein anschaulicheres Bild geben. Der Einwand, daß die Luftleere sich mit wechselndem

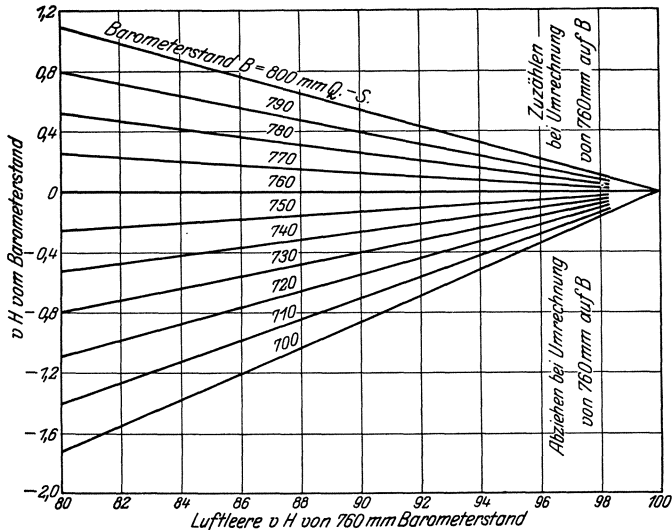


Abb. 3. Umrechnung der Luftleere in vH von 760 mm Q.-S. auf einen anderen Barometerstand.

Barometerstand ändert, während der absolute Druck der gleiche bleibt, ist nicht recht stichhaltig, da sich auch dieser mit dem Barometerstand ändern kann. Für einen anderen Barometerstand findet man die Luftleere leicht durch Umrechnung unter der allerdings nicht immer zutreffenden Voraussetzung gleichbleibenden Druckes. Ist die Luftleere bei 760 mm z. B. 93 vH, so ist der absolute Druck $0,07 \cdot 760 = 53,2 \text{ mm Q.-S.}$ oder $0,07 \cdot 1,033 = 0,0724 \text{ at abs.}$ Sucht man die Luftleere in vH von z. B. 731 mm Barometerstand, so erhält man sie am einfachsten aus $\frac{731 - 53,2}{731} \cdot 100 = 92,7 \text{ vH}$, also nur

wenig verschieden von 93 vH. Ein anschauliches Bild über die Veränderlichkeit der Luftleere in vH mit dem Barometerstand gibt Abb. 3, die zur Umrechnung von 760 mm auf jeden gewünschten Barometerstand von 700—800 mm dienen kann. Man erkennt, daß die Abweichungen bei geringeren Luftleeren naturgemäß größer, dagegen bei

hohen Luftleeren verhältnismäßig klein sind. Bei geringerer Luftleere ist aber wiederum ihr Einfluß weniger groß, so daß die größeren Abweichungen weniger ins Gewicht fallen. Angenähert gestattet Abb. 3 auch die Umrechnung von einem beliebigen Barometerstand auf den Normalwert von 760 mm. Beispielsweise sind 90 vH bei 700 mm etwa 90,8 vH bei 760 mm, da Abb. 3 hierfür umgekehrt für 700 mm $90,8 - 0,8 = 90$ vH liefert. In hochgelegenen Ortschaften, in denen ein noch niedrigerer Barometerstand als 700 mm die Regel ist, muß man die Umrechnung, wie oben angegeben, von Fall zu Fall vor-

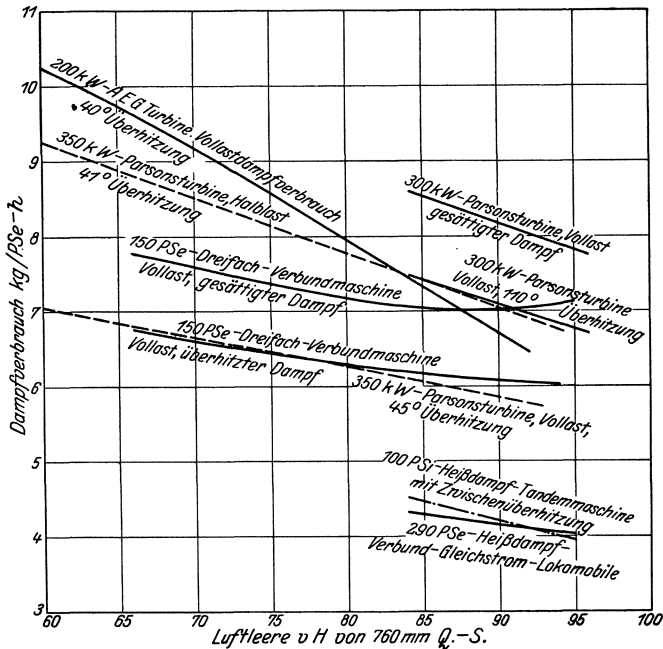


Abb. 4. Einfluß der Luftleere auf den Dampfverbrauch von Dampf-Kolbenmaschinen und -Turbinen nach Versuchen.

nehmen. Wenn nichts anderes gesagt ist, bezieht sich im folgenden Luftleere in vH vom Barometerstand stets auf $B = 760$ mm Q.-S.

Über den Einfluß der Luftleere auf den Dampfverbrauch bei Kolbenmaschinen liegen eine Reihe sorgfältiger Messungen vor (Abb. 4). Die Versuche an der 150-PSe-Dreifach-Verbundmaschine stammen von Josse⁶⁷). Bei gesättigtem Dampf bringt die Steigerung der Luftleere über etwa 87 vH hinaus keinen Nutzen mehr. Wenn nun auch bei den meisten Kolbenmaschinen die Steigerung der Luftleere über etwa 85 vH hinaus zwecklos ist, so darf doch das Ergebnis dieses Versuches nicht ohne weiteres verallgemeinert werden. Die vorliegende Maschine ist für eine Luftleere entworfen, wie sie bei Kolbenmaschinen üblich ist. Wird nun der Gegendruck im Kondensator erheblich ver-

ringert, so wächst damit das Volumen des Dampfes bedeutend, und die auftretenden Dampfgeschwindigkeiten werden so groß, daß sich die im Kondensator herrschende Luftleere nicht bis in den Niederdruckzylinder fortzupflanzen vermag. Vielmehr ist dann der Druckunterschied zwischen Kondensator und Zylinder zur Erzeugung dieser hohen Geschwindigkeit erforderlich. Als ungünstige Momente kommen noch der bei höherer Luftleere größere Verlust durch die Eintrittskondensation des Dampfes im Zylinder sowie größere Undichtigkeitsverluste bei Dampflässigkeit von Kolben und Schiebern hinzu. Wird aber schon beim Entwurf der Maschine darauf Rücksicht genommen, so kann unter Umständen eine höhere Luftleere mit Erfolg angewendet werden. In dieser Beziehung besonders günstig gestellt ist die Gleichstrommaschine, da sich durch die Auspuffschlitze große Querschnitte verwirklichen lassen und bei Anordnung des Kondensators unmittelbar unter der Maschine ein fast vollkommener Druckausgleich zwischen Zylinder und Kondensator ermöglicht wird. Schon wenn die erwähnte 150-PS-Maschine mit überhitztem Dampf betrieben wird, fällt der Dampfverbrauch ständig — wenn auch zuletzt nur noch sehr wenig — bis zur höchsten Luftleere von 94 vH (s. Abb. 4), weil sich bei überhitztem Dampf dem geringeren Dampfverbrauch entsprechende geringere Dampfgeschwindigkeiten ergeben. Lineare Abnahme des Dampfverbrauchs mit der Luftleere zeigen die Versuche von Doerfel-Heilemann an einer 290-PS-Heißdampf-Verbund-Gleichstromlokomobile mit Schlitzauslaß⁴¹⁾ (S. 1045), und in noch höherem Maße diejenigen an einer 100-PS-Heißdampf-Tandemmaschine mit Zwischenüberhitzung von Schmidt⁴¹⁾ (S. 716), bei welcher die Dampfersparnis für je ein 1 vH Luftleere etwa 1,1 vH beträgt. Für die Berechnung der Dampfverbrauchszahlen dieser Maschine ist nach den Angaben von Hartmann ein mechanischer Wirkungsgrad von 0,91 angenommen worden. Bei der Wolfschen Lokomobile findet eine Zwischenüberhitzung des Dampfes durch die Abgase des Kessels statt, bei der Schmidtschen Maschine durch Hochdruckdampf von 60 at. In den Dampfverbrauchszahlen ist der Wärmeverbrauch für die Zwischenüberhitzung nicht enthalten; er beträgt bei der Schmidtschen Maschine rd. 40 kcal für 1 kg verbrauchten Dampf. Bei dieser mußte sich ferner ein stärkerer Einfluß der Luftleere ergeben, weil die Maschine mit dem niedrigen Eintrittsdruck von 8,5–9 at abs. betrieben worden ist, bei dem niedrigerer Gegendruck eine verhältnismäßig größere Ersparnis bringt als bei hohem Zudampfdruck. Auch konnten die höheren Luftleeren deswegen besser ausgenutzt werden, weil die Expansion in der Maschine so weit getrieben wurde, daß die Spannung im Niederdruckzylinder bei rd. 50 vH des Hubes nur noch 0,19–0,28 at abs. je nach der Kondensatorspannung betrug. Daß der Druck am Ende der Expansion von Einfluß auf den Dampfverbrauch ist, hatten wir nach Abb. 1 bereits gesehen. In wie hohem Maße dies der Fall ist, zeigt Abb. 5, in welcher der Dampfverbrauch der verlustlosen Maschine bei einem Zudampfdruck von 12 at abs. und einer Temperatur von 300°C für verschiedene Expansionsenddrucke und verschiedene Kondensatorspannungen aufge-

tragen ist. Auch bei unvollkommener Expansion läßt sich der Dampfverbrauch der verlustlosen Maschine leicht mit Hilfe des *i-s*-Diagrammes bestimmen. Soll z. B. der Dampfverbrauch für einen Expansionsenddruck von 0,5 at abs. berechnet werden, dem in Abb. 1 Punkt *G* entsprechen möge, so ist die Gesamtdiagrammfläche $ABGHF = ABGN + NGHF$. $ABGN$ ist das Diagramm einer verlustlosen Maschine, bei welcher der Dampf vom Anfangszustand — hier gemäß Annahme 12 at abs. und 300°C — bis auf 0,5 at abs. vollkommen expandiert. Das adiabatische Wärmegefälle vom Punkt 12 at, 300°C bis zum Gegenruck 0,5 at beträgt 143 kcal/kg Dampf, und daher ist der Dampfverbrauch der verlustlosen Maschine, wie oben angegeben, $632,5 : 143 = 4,42$ kg/PSih.

1 kg Dampf leistet daher $1 : 4,42 = 0,226$ PSi. Aus dem *i-s*-Diagramm findet man ferner, daß der Dampf bei 0,5 at (Punkt *G*, Abb. 1) einen Dampfgehalt von 0,917 hat. Der trocken gesättigte Dampf von 0,5 at hat ein spezifisches Volumen von $3,303$ m³/kg. Betrachtet man nun das Diagramm $ABGHF$ für eine arbeitende Dampfmenge von 1 kg/h, so nimmt dieser Dampf am Ende der Expansion einen Raum von $0,917 \cdot 3,303 = 3,026$ m³ ein (Strecke *NG*). Beträgt der weitere Druckabfall *GH* beispielsweise $0,5 - 0,15 = 0,35$ at, so folgt die der Fläche $NGHF$ entsprechende Arbeit einfach aus dem Produkt $3,062$ m³ · 3500 kg/m² zu $10\,580$ mkg. Um die Leistung in PS zu bekommen, hat man noch durch $3600 \cdot 75$

zu dividieren und erhält $0,039$ PS. Die Gesamtleistung von 1 kg Dampf ist daher $0,226 + 0,039 = 0,265$ PS und der Dampfverbrauch $1 : 0,265 = 3,78$ kg/PSih. In dieser Weise sind alle Werte in Abb. 5 berechnet worden. Die wirklichen Dampfverbrauchszahlen sind natürlich höher, ihr Verhältnis zueinander ist aber nicht viel anders als bei der verlustlosen Maschine.

Abb. 5 läßt weiter erkennen, daß höhere Luftleere eine um so größere Verringerung des Dampfverbrauchs bringt, je niedriger die Expansionsendspannung ist. Nun ist aber zu beachten, daß es in wirtschaftlicher Beziehung gar nicht auf den Dampfverbrauch, sondern auf den Wärmeverbrauch ankommt. Bezieht man diesen auf eine Speisewasser-

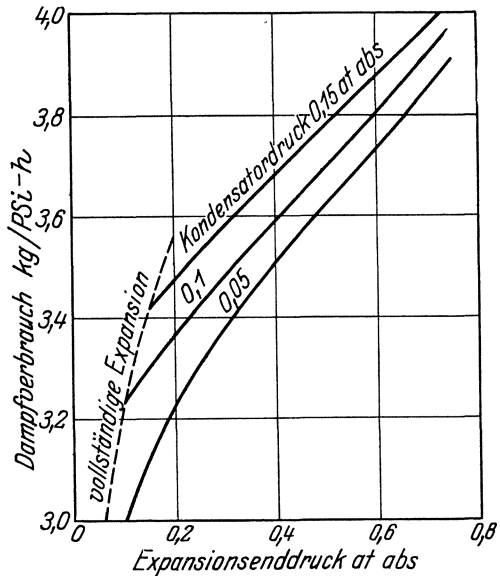


Abb. 5. Dampfverbrauch der verlustlosen Kolbenmaschine bei verschiedenem Expansionsenddruck und verschiedener Luftleere. Zudampfdruck 12 at abs., Zudampf Temperatur 300°C .

temperatur von 0°C , so ist er dem Dampfverbrauch proportional und ergibt sich, wenn man die Dampfverbrauchszahlen mit $728,3\text{ kcal/kg}$, dem Wärmehalt des Frischdampfes bei 12 at und 300°C multipliziert. Wenn aber das Kondensat zur Kesselspeisung wieder verwendet wird, so erhält man nur dann einen richtigen Vergleich, wenn der Wärmeverbrauch aus dem Unterschied: Wärmehalt des Frischdampfes minus Flüssigkeitswärme des Kondensates errechnet wird. Denn je höher die Luftleere, um so kälter ist das sich ergebende Kondensat, und dies bedeutet gegenüber niedrigerer Luftleere einen Wärmeverlust. Im günstigsten Falle läßt sich das Kondensat durch einen im Abdampfstrom der Maschine liegenden Vorwärmer bis auf die dem Kondensator-
druck entsprechende Temperatur erwärmen. Werden die Wärmeverbrauchszahlen auf dieser Grundlage berechnet, so erhält man Abb. 6. Aus ihr ergibt sich, daß eine Steigerung der Luftleere über 90 vH hinaus bei unmittelbarer Kessel-
speisung nur bei sehr niedrigen Expansionsend-
drücken wirtschaftlichen Nutzen bringt. Diese sind aber wieder von großen Zylinderabmessungen und großer Reibungsarbeit begleitet, so daß der Nutzen ebenfalls fraglich, zum mindesten geringer als nach Abb. 6 ist. Bei einem Expansionsenddruck von etwa $0,4\text{ at}$ und darüber hat die Steigerung der Luft-
leere über 90 vH bei Wiedergewinnung des Kondensates überhaupt keinen Zweck, und bei einem Enddruck von $0,7\text{ at}$ und darüber ist sogar eine höhere Luftleere als etwa 85 vH wärmewirtschaftlich wertlos. Demgegenüber kann allerdings aus einer gegebenen Maschine bei höherer Luftleere eine größere Leistung herausgeholt werden. Abb. 6 gilt zwar nur für die verlustlose Maschine, die wirklichen Wärmeverbrauchszahlen werden aber etwa in dem gleichen Verhältnis zueinander stehen.

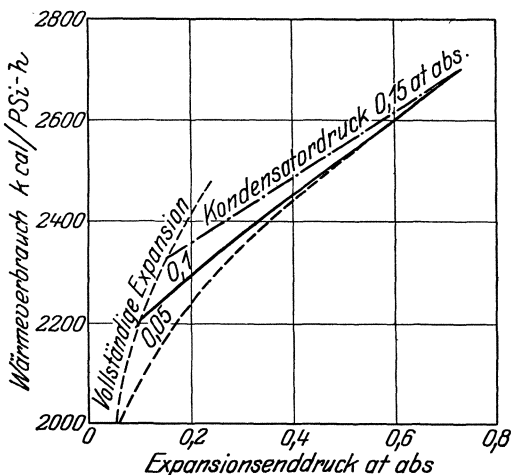


Abb. 6. Wärmeverbrauch der verlustlosen Maschine bezogen auf Kondensattemperatur bei Kondensator-
druck bei verschiedenem Expansionsenddruck und verschiedener Luftleere. Zudampfdruck 12 at abs. , Zudampf-
temperatur 300°C .

leere über 90 vH bei Wiedergewinnung des Kondensates überhaupt keinen Zweck, und bei einem Enddruck von $0,7\text{ at}$ und darüber ist sogar eine höhere Luftleere als etwa 85 vH wärmewirtschaftlich wertlos. Demgegenüber kann allerdings aus einer gegebenen Maschine bei höherer Luftleere eine größere Leistung herausgeholt werden. Abb. 6 gilt zwar nur für die verlustlose Maschine, die wirklichen Wärmeverbrauchszahlen werden aber etwa in dem gleichen Verhältnis zueinander stehen.

Abb. 6 kann noch eine gewisse Verschiebung durch die wirklichen Kondensattemperaturen erfahren, die namentlich bei Gleichstrommischkondensation um so tiefer unter der Sättigungstemperatur entsprechend dem Kondensator-
druck liegen, je größer die Luftmenge und damit der Teildruck der Luft ist [vgl. 12¹⁾]. Bei einem Teildruck der Luft von

¹⁾ Zahlenangaben wie die obige beziehen sich stets auf den betreffenden Absatz des Textes. Ist die Seitenzahl gemeint, so ist dies durch S. . . ausdrücklich angegeben.

50 mm Q.-S. kann z. B. die Kondensattemperatur bis zu 20° C unter der Dampftemperatur liegen, und dies hat sehr großen Einfluß auf den Wärmeverbrauch.

Anders liegt es wieder, wenn Abdampf von Hilfsmaschinen zur Verfügung steht, der, wenn er nicht zur Vorwärmung des Speisewassers herangezogen wird, unbenutzt bleiben würde. Es genügt dann nicht, die Kraftmaschine mit Kondensation zu betrachten, man muß vielmehr ermitteln, unter welchen Verhältnissen die ganze Anlage am wirtschaftlichsten arbeitet.

3. Einfluß der Luftleere auf den Dampfverbrauch bei Dampfturbinen.

Versuche. Im Gegensatz zu Kolbenmaschinen gilt bei Turbinen als Regel, daß die Luftleere so hoch wie möglich sein soll, da die Turbinen fast stets mit vollständiger Expansion arbeiten.

Hierfür ergibt sich gemäß den gestrichelten Kurven in Abb. 5 und 6 die größte Abnahme des Dampf- und Wärmeverbrauchs mit zunehmender Luftleere.

Man findet daher bei Dampfturbinen durchschnittlich Luftleeren von 92 bis 96 vH und kann mit einer Dampfersparnis von 1,5 bis 2 vH für 1 vH Luftleere rechnen. Bei kaltem Kühlwasser kommen sogar — bei wirtschaftlicher Betriebsweise — Luftleeren von über 98 vH nicht selten vor. Dagegen können z. B. bei Torpedobootsturbinen bei sehr großer Leistung wegen unzureichender Querschnitte die gleichen Verhältnisse wie bei Kolbenmaschinen auftreten.

Für die verlustlose Turbine läßt sich der Dampfverbrauch aus dem *i-s*-Diagramm, wie gezeigt, leicht ermitteln. Abb. 7 gibt die Werte bei zunehmender Luftleere für einen Anfangszustand des Dampfes von 12 at abs. und 300° C und gleichzeitig die wirklichen Dampfverbrauchszahlen für die PSeh unter Annahme eines effektiven Gütegrades der Turbine von 0,65, der etwa für Turbinen mittlerer Größe gilt. Da der

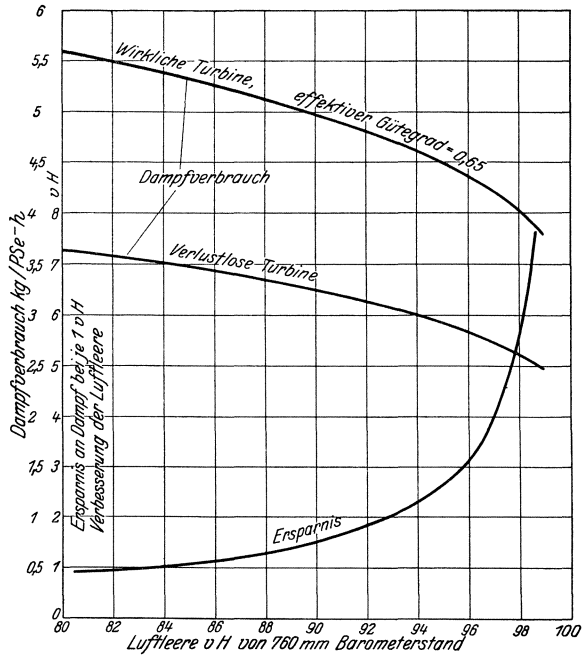


Abb. 7. Theoretische Dampfersparnis durch Steigerung der Luftleere bei Dampfturbinen. Zudampfdruck 12 at abs., Zudampftemperatur 300° C.

Gütegrad sich jedoch mit Leistung, Bauart u. dgl. ändert — auch mit der Luftleere —, so sind die wirklichen Dampfverbrauchszahlen nur angenähert richtig. Ebenso gilt die in Abb. 7 ebenfalls angegebene Dampfersparnis für die vollkommene Turbine genau, in Wirklichkeit nur ungefähr.

Von den zahlreichen Versuchen über den Einfluß der Luftleere auf den Dampfverbrauch bei Dampfturbinen sind in Abb. 4 einige wiedergegeben. Der Verlauf der Kurven weicht aus den angegebenen Gründen von demjenigen in Abb. 7 etwas ab, er bestätigt aber, daß der Dampfverbrauch bei der Turbine viel rascher mit der Luftleere fällt als bei der Kolbenmaschine. Die Kurven für die 300-kW-Parsonsturbine zeigen

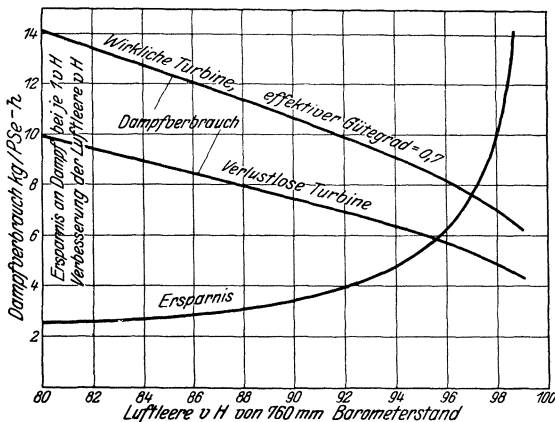


Abb. 8. Theoretische Dampfersparnis durch Steigerung der Luftleere bei Abdampfturbinen. Zudampfdruck 1,2 at abs., spezifischer Dampfgehalt des Zudampfes $x = 0,95$.

viel stärkerer ist als bei Vollast. Dies ist erklärlich, da die vorhandenen Schaufelquerschnitte bei Teillast wegen der geringeren Dampfmenge höhere Luftleeren zulassen, ohne daß die Dampfgeschwindigkeiten unzulässig groß werden. Zu dem gleichen Ergebnis kommt Bibbins, der an einer Parsonsturbine bei Steigerung der Luftleere von 83 auf 93 vH bei Vollast eine Ersparnis von etwa 0,9 vH für je 1 vH Verbesserung der Luftleere, bei Halbblast 1,5 vH Ersparnis gefunden hat. Nach den bekanntgewordenen Versuchen scheinen ferner Aktionsturbinen hohe Luftleere besser auszunutzen als Reaktionsturbinen. Abb. 4 läßt dies ebenfalls erkennen.

Bei Abdampfturbinen ist naturgemäß die Dampfersparnis mit zunehmender Luftleere eine noch weit größere, s. Abb. 8, die bei einem Anfangszustand von 1,2 at abs. und $x = 0,95$ spezifischem Dampfgehalt für die verlustlose Turbine, und für die wirkliche Turbine bei Annahme eines für die Abdampfturbine etwas höheren effektiven Gütegrades von 0,7 verzeichnet ist. Der Vorteil hoher Luftleere springt hier besonders in die Augen.

den Einfluß der Überhitzung nach Versuchen von Gensecke²⁹). Die Versuche an der 200-kW-AEG-Turbine stammen von Riepe-Christlein⁹⁶) und sind wie diejenigen an der vorgenannten Turbine im Maschinenbaulaboratorium der Technischen Hochschule Charlottenburg ausgeführt worden. Die Versuche an der 350-kW-Parsonsturbine zeigen ferner, daß bei Teillast die Abnahme des Dampfverbrauches mit der Luftleere ein

4. Theoretisch mögliche Luftleere. Bei jeder Kondensationsanlage ist es von besonderem Interesse, zu wissen, welche höchste Luftleere unter günstigsten Verhältnissen erreicht werden könnte. Diese Luftleere heißt theoretisch mögliche oder kurz theoretische Luftleere. Man kann nun diese Frage von verschiedenen Gesichtspunkten aus betrachten und erhält auf diese Weise eine Reihe verschiedener Definitionen für die theoretische Luftleere, die nicht miteinander verwechselt werden dürfen. Da die Luftleere im Kondensator wegen der stets in diesen gelangenden Luft von der Luftpumpe aufrechterhalten wird, so gibt es auch mit Bezug auf diese höchsterreichbare Werte der Luftleere.

a) *Theoretische Luftleere, bezogen auf die Kühlwassertemperatur.* Bei unendlich großer Kühlmwassermenge kann im Kondensator im günstigsten Falle ein absoluter Druck erreicht werden, dem nach den Dampftabellen [vgl. Zahlentafel 47¹⁾] eine Sättigungstemperatur gleich der Wassertemperatur zugeordnet ist. Die Beziehung zwischen Wassertemperatur und absolutem Druck im Kondensator ist also durch die Spannungskurve des Wasserdampfes gegeben. In Abb. 9 ist die hieraus berechnete, auf einen Barometerstand von 760 mm

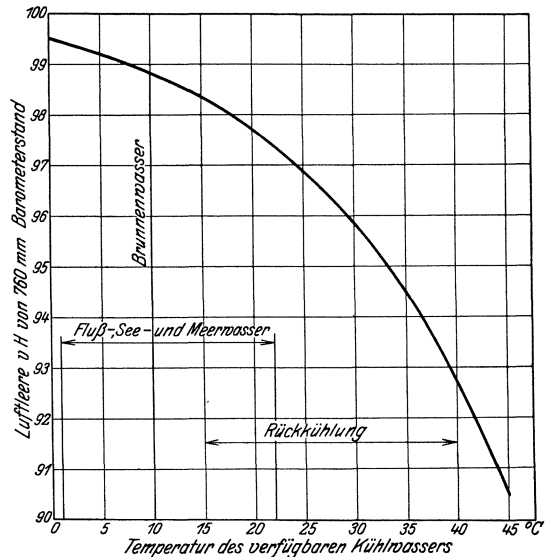


Abb. 9. Einfluß der Kühlwassertemperatur auf die theoretisch mögliche Luftleere.

Q.-S. bezogene theoretische Luftleere dargestellt. Liegt beim Entwurf einer Anlage die Kühlwassertemperatur fest, so gibt Abb. 9 die Luftleeren an, die unter keinen Umständen überschritten werden können.

Flußwasser, See- und Meerwasser hat in unseren Breiten je nach der Jahreszeit eine Temperatur, die etwa zwischen 2 und 22° C schwankt, im Jahresmittel kann man mit etwa 12 bis 15° C rechnen. In den Tropen hat das Meerwasser bis zu 30° C und darüber. Hierauf ist bei Schiffsanlagen gegebenenfalls Rücksicht zu nehmen. Brunnenwasser hat im Sommer und Winter ziemlich unverändert eine Temperatur von etwa 10° C, doch kommt es wegen seiner geringen Menge nur für ganz kleine Anlagen in Frage. Bei Rückkühlung (vgl. Abschnitt XVI) beträgt die Temperatur des gekühlten Wassers in unseren Breiten je nach der Jahreszeit, der Güte des Kühlwerkes und seiner Belastung etwa 20 bis 35° C. Sie kann an heißen Sommertagen bei

¹⁾ Am Schluß des Buches.

starker Belastung des Kühlers bis auf 40° steigen und umgekehrt bei Frost und geringer Belastung bis auf 15° und darunter sinken. Von guten Kühlwerken kann im Jahresmittel eine Temperatur des gekühlten Wassers von etwa 26 bis 27°C erreicht werden.

b) *Theoretische Luftleere des Kondensators.* Hat die Kühlwassermenge einen bestimmten endlichen Wert, so erwärmt sich das Wasser um einen Betrag, der von dem Verhältnis der Wassermenge zur Dampfmenge abhängt. In diesem Falle ist die theoretische Luftleere auf die Kühlwasseraustrittstemperatur zu beziehen, da — bei Ober-

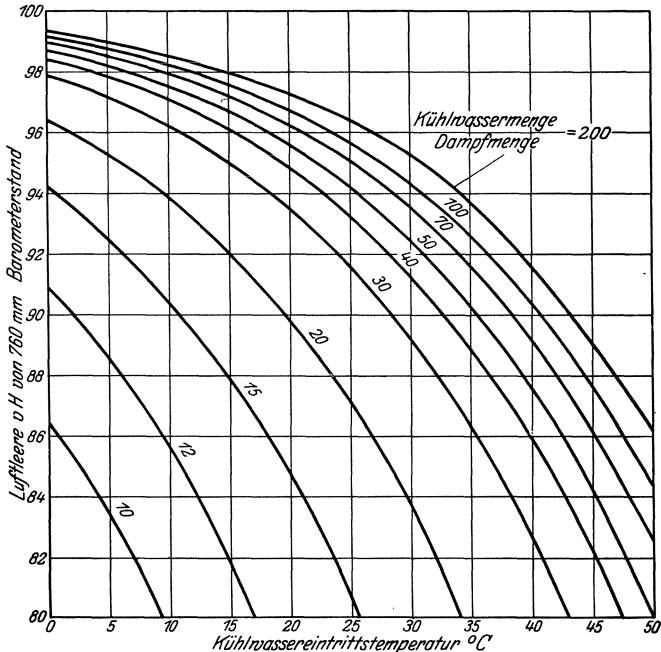


Abb. 10. Theoretisch mögliche Luftleere bei verschiedenen Kühlwassertemperaturen und verschiedenem Verhältnis Kühlwassermenge : Dampfmenge. Wärmeinhalt des Abdampfes $i_2 = 575$ kcal/kg.

flächenkondensation — bei idealem Kondensator oder bei unendlich großer Kühlfläche die Dampftemperatur bei Abwesenheit von Luft mit der Wasseraustrittstemperatur übereinstimmen würde. Abb. 10 stellt die erreichbaren Luftleeren in vH von 760 mm bei verschiedenem Kühlwasserverhältnis $\left(\frac{Q}{D}\right)$ dar. Hierbei ist mit einem Wärmeinhalt des Abdampfes von 575 kcal/kg gerechnet. Hiernach läßt sich bereits ungefähr beurteilen, von wann ab die weitere Steigerung der Wassermenge keinen Zweck hat, weil der Arbeitsbedarf zur Wasserförderung den Nutzen durch die höhere Luftleere aufwiegt oder übersteigt. Man kommt mit um so geringerer Wassermenge aus, je niedriger seine

Zuflußtemperatur ist. Bei genauerer Beurteilung sind noch der Einfluß der Luftmenge und -förderung (vgl. Abb. 90) sowie die Förderhöhe des Kühlwassers zu berücksichtigen. Fließt an Bord von Schiffen das Kühlwasser unter dem Wasserspiegel wieder aus, so daß überhaupt keine statische Förderhöhe, sondern nur Reibungsverluste zu überwinden sind, so kann man mit der spezifischen Kühlwassermenge am höchsten gehen, und umgekehrt liegt bei Rückkühlung des Wassers, bei der die Pumpe das Wasser auf das Kühlwerk drücken muß, die wirtschaftliche Grenze für das Kühlwasserverhältnis — gleiche Kühlwassereintrittstemperatur vorausgesetzt — nicht unwesentlich niedriger. Genauen Aufschluß kann nur von Fall zu Fall eine Durchrechnung für einige benachbarte Werte liefern. Es sei bemerkt, daß vom Gesamtarbeitsbedarf der Kondensation in der Regel der größte Anteil auf die Kühlwasserpumpe entfällt, danach kommt die Luftpumpe, und am kleinsten ist der Arbeitsbedarf der Kondensatpumpe. Bei Rückkühlung erfordert die Kühlwasserpumpe etwa doppelt soviel Arbeit wie die Luftpumpe, bei Frischwasserbetrieb nur wenig mehr.

Abb. 10 gilt auch für Einspritzkondensatoren, nur mit dem Unterschiede, daß, wie wir sehen werden, bei diesen die aus Abb. 10 folgenden Luftleeren tatsächlich annähernd erreicht werden können.

c) *Theoretische Luftleere der Luftpumpe.* Die höchste Luftleere, die von einer Luftpumpe theoretisch erreicht werden kann, ist je nach ihrer Bauart und den Bedingungen, unter denen sie arbeitet, ganz verschieden. Wird eine Kolbenluftpumpe, die nur zur Luftförderung dient (trockene Kolbenpumpe), für sich untersucht, so ist die Höhe der erreichbaren Luftleere unbegrenzt. Eine vollkommene Luftpumpe wird also bei Luftmenge 0 den absoluten Druck 0 erzielen. Arbeitet sie mit Wassereinspritzung, so ist dies nicht mehr möglich. Die theoretische Luftleere entspricht dann der Temperatur des Einspritzwassers. Wird die abzusaugende Luft vor dem Eintritt in die Luftpumpe durch einen Wasserregen hindurchgeleitet, so daß sie sich mit Wasserdampf sättigt und die Temperatur des Wassers annimmt, so ist die theoretische Luftleere auf diese Wassertemperatur zu beziehen. Hierbei ist eine Schwierigkeit zu berücksichtigen. Das Wasser fließt dem Behälter, in dem die Luft mit dem Wasser in Berührung gebracht wird, mit einer gewissen Temperatur zu, und diese werde gemessen. In dem Behälter findet durch die Saugwirkung der Pumpe und die Sättigung der Luft mit Wasserdampf eine gewisse Temperaturerniedrigung statt dadurch, daß dem Wasser die Verdampfungswärme entzogen wird. Die abgesaugte Luft wird daher nicht die vor dem Behälter gemessene, sondern eine etwas niedrigere Temperatur annehmen. Die richtige Wassertemperatur im Behälter selbst zuverlässig zu messen ist meist schwierig. Man umgeht diese Schwierigkeit, wenn man die Temperatur der gesättigten Luft mißt, die der richtigen Wassertemperatur gleich sein muß. In dem vorbezeichneten Falle ist daher die höchst erreichbare Luftleere durch die Temperatur des abgesaugten Dampf-Luftgemisches gegeben. Wird diese also beispielsweise zu 23°C festgestellt, so ist kein niedrigerer absoluter

Druck als 21,1 mm Q.-S. oder bei z. B. 754 mm Barometerstand keine höhere Luftleere als 97,3 vH möglich.

Bei Kolbenaßluftpumpen, die für sich untersucht werden, bleibt die Luft in stetiger Berührung mit dem warmen Wasser, welches das Kondensat bei Oberflächenkondensation bzw. das Warmwasser bei Mischkondensation ersetzt, und es muß daher die theoretisch mögliche Luftleere auf die Warmwassertemperatur bezogen werden.

Bei Wasserstrahlluftpumpen können verschiedene Fälle eintreten. Haben sie bei der Erprobung trockene Luft abzusaugen, so ist die theoretische Luftleere durch die Temperatur des Schleuderwassers gegeben. Zu ihrer Bestimmung kann Abb. 9 benutzt werden. Eine höhere Luftleere ist nicht möglich, da bei geringster Unterschreitung des der Wassertemperatur entsprechenden absoluten Druckes so viel Wasser verdampft, daß der Druck der gleiche bleibt. Wird eine solche Pumpe dagegen in derselben Weise untersucht, wie dies bei der trockenen Kolbenpumpe beschrieben wurde, so daß sie mit Wasserdampf gesättigte Luft ansaugt, so kommt es darauf an, welche der beiden Temperaturen die höhere ist, die Schleuderwassertemperatur (unter Berücksichtigung der Erwärmung durch die Kondensation des abgesaugten Dampfes) oder die Lufttemperatur. Der absolute Druck, welcher der jeweils höheren Temperatur entspricht, kann auf keine Weise unterschritten werden. Meist werden Wasserstrahlluftpumpen bei Absaugung trockener Luft untersucht, so daß dann nur die Schleuderwassertemperatur berücksichtigt zu werden braucht.

Bei Dampfstrahlluftpumpen liegen die Verhältnisse ebenso wie bei trockenen Kolbenpumpen. Bei Förderung trockener Luft ist die erreichbare Luftleere nicht wie bei Wasserstrahlpumpen durch die Schleuderwassertemperatur begrenzt, sondern kann bei einer vollkommenen Pumpe beliebig hoch getrieben werden. Tatsächlich sind bei Dampfstrahlluftsaugern vielfach Luftleeren zwischen 99 und 100 vH vom Barometerstand erzielt worden. Wird mit Wasserdampf gesättigte Luft abgesaugt, so ist die theoretische Luftleere wieder auf die Warmwasser- oder besser auf die Lufttemperatur zu beziehen.

d) *Theoretische Luftleere einer Oberflächenkondensationsanlage.* Bei einer vollständigen in Betrieb befindlichen Anlage ist man zunächst geneigt, die höchsterreichbare Luftleere auf die Kondensattemperatur zu beziehen. Dies ist jedoch nicht immer richtig, wie die folgende Überlegung zeigt. Das Kühlwasser verläßt den Kondensator mit einer bestimmten Temperatur, die von seiner Menge, seiner Eintrittstemperatur, der Dampfmenge und der Wärmeentziehung für 1 kg Dampf abhängt. Die Dampftemperatur muß nun ihrerseits über der Kühlwassertemperatur liegen, und zwar hängt dieser Temperaturunterschied von der mittleren Wärmedurchgangszahl Dampf-Wasser und der Größe der Kühlfläche ab. Ist die Luftmenge gleich Null, so ist die Durchgangszahl am höchsten, und die Dampftemperatur nimmt den für die sonstigen gerade vorliegenden Verhältnisse niedrigstmöglichen Wert an. Strömt dagegen Luft ein, so wird ein Teil der Kühlfläche zur Abkühlung der Luft bei sehr schlechtem Wärmedurch-

gang verbraucht (vgl. 57), die mittlere Wärmedurchgangszahl sinkt daher, und die Dampftemperatur sowie der absolute Druck im Kondensator steigen. Ist daher die Kondensattemperatur niedriger als die Dampftemperatur, welche sich unter gleichen Verhältnissen bei Luftmenge 0 einstellen würde, so darf die theoretische Luftleere nicht auf die Kondensattemperatur, sondern sie muß auf diese Dampftemperatur bezogen werden, da eine höhere Luftleere, als dieser entspricht, von der Luftpumpe nicht erzeugt werden kann. (Von der Möglichkeit, daß die Luftpumpe einen erheblichen Teil der Gesamtdampfmenge ansaugt und verdichtet, soll hier abgesehen werden, da sie vollkommen unwirtschaftlich ist.) Ist dagegen die Kondensattemperatur höher als die oben angegebene Dampftemperatur, so ist die theoretische Luftleere auf die Kondensattemperatur zu beziehen. Die Bestimmung der Dampftemperatur, die sich bei Luftmenge 0 ergeben würde, ist schwierig, wenn nicht unmöglich. Bei einer Gesamtanlage kann man mit Sicherheit nur dann sagen, daß die theoretische Luftleere nicht auf die Kondensattemperatur bezogen werden darf, wenn diese niedriger oder gleich der Kühlwasseraustrittstemperatur ist, da die Dampftemperatur in jedem Falle höher als jene sein muß. Dieser Fall liegt nun häufig, wenn nicht meist vor, und es ist dann wegen der erwähnten Schwierigkeit überhaupt nicht möglich, eine einwandfreie theoretische Luftleere anzugeben. Will man einen Vergleich mit anderen Anlagen haben, so bleibt nichts anderes übrig, als doch die Kondensattemperatur als Grundlage zu wählen.

Die Betrachtungen über die theoretische Luftleere des Kondensators, der Luftpumpen sowie über diejenige der ganzen Kondensationsanlage gehören eigentlich in die Abschnitte über Kondensatoren bzw. Luftpumpen. Wenn sie trotzdem an dieser Stelle gebracht worden sind und im Zusammenhang damit eine Reihe von Begriffen, die in den späteren Abschnitten erläutert werden, so ist es geschehen, um den Unterschied zwischen den verschiedenen Arten der theoretischen Luftleere klarer vor Augen zu führen und nachdrücklich darauf hinzuweisen, daß „theoretische Luftleere“ kein feststehender Begriff ist, sondern daß man in jedem Falle genau angeben muß, welche gemeint ist.

5. Messung der Luftleere. Da die tatsächliche Höhe der Luftleere oft eine wichtige Rolle spielt, sei hier das Wesentlichste über ihre Messung gesagt. Meist wird sie mit Hilfe eines Federvakuummeters bestimmt, das für Betriebszwecke genügt. Für genauere Angaben muß dieses geeicht sein. Bisweilen findet man Vakuummeter, die in vH Luftleere eingeteilt sind. Dies ist ein Unding, da das Instrument dann nur bei einem Barometerstand (meist 760 mm) richtig anzeigt, bei allen anderen aber falsch. Die Ablesung muß dann nach Abb. 3 berichtigt werden. Vakuummeter sollten daher stets in at oder mm Q.-S. Unterdruck eingeteilt sein. Hierbei ist zu beachten, daß der Druck der Atmosphäre meist nicht gleich 1 at, sondern größer ist. Neben dem Unterdruck muß stets auch der Barometerstand, am besten mit einem Quecksilberbarometer, gemessen werden (Abb. 11).

Für genauere Messungen wird die Luftleere ebenfalls durch die Höhe einer Quecksilbersäule bestimmt. Statt dessen kann man auch gemäß Abb. 11 den absoluten Druck mit einer Quecksilbersäule messen, deren geschlossener Schenkel luftleer gemacht worden ist (verkürztes Barometer). Bei dieser Art der Messung ist aber große Vorsicht am Platze, da Spuren von Luft oder Wasser, die in den geschlossenen Schenkel gelangen, den absoluten Druck geringer erscheinen lassen, als er in Wirklichkeit ist, und zwar ist der Fehler verhältnismäßig um so größer, je niedriger der absolute Druck ist. Bei allen Messungen mit der Quecksilbersäule muß man ferner auf seine Temperatur und auf etwaige Verunreinigungen achten, die beide sein spezifisches Gewicht und damit den der Höhe der Säule entsprechenden Druck beeinflussen.

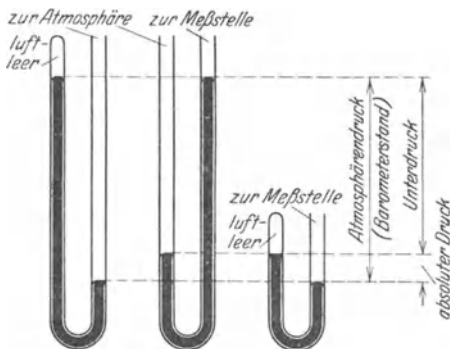


Abb. 11. Messung der Luftleere und des absoluten Druckes durch Quecksilbersäulen.

Näheres s. ³²⁾. Es kommt ferner leicht vor, daß sich auf der mit dem Kondensator verbundenen Seite Wasser ansammelt. Die Höhe dieser Wassersäule muß für sich gemessen, in mm Q.-S. umgerechnet und zur Höhe der Quecksilbersäule selbst zugezählt werden. Auch in bezug auf die Messung der Dampfmenge, der Kühlwassermenge, der Temperaturen usw. muß auf Sonderwerke ³²⁾ verwiesen werden.

6. Messung der Luftmenge. a) *Künstliche Luftzufuhr.* Diese kommt vor allem bei der Untersuchung von Luftpumpen für sich in Frage. Die Luft strömt dann durch Düsen aus der Atmosphäre in den Saugraum oder in die Saugleitung ein. Der kleinste Durchmesser der Düsen ist durch einen kegeligen Meßdorn oder besser durch ein Meßmikroskop zu bestimmen. Solange das Druckverhältnis das kritische überschreitet, was fast immer der Fall ist, ergibt sich nach den Lehren der Thermodynamik (s. z. B. ¹⁰²⁾ das Luftgewicht aus

$$G_l = 1,486 \varphi \delta^2 \frac{B}{\sqrt{T_R}}. \quad (1)$$

Hierin ist

δ der kleinste Durchmesser der Luftdüse in cm,

B der Atmosphärendruck in mm Q.-S. und

T_R die Raumtemperatur in °C abs.

Die Größe des Beiwertes φ hängt davon ab, ob es sich um eine gut abgerundete Düse oder um eine scharfkantige Öffnung, oft Blende, auch Mündung genannt, handelt. Die Anwendung von Düsen, für die φ gleich 0,96 bis 0,98 gesetzt werden kann, ist vorzuziehen, da bei Blenden die Größe der Ausflußzahl von verschiedenen Umständen ab-

hängt (s.³²), § 59 bis 63). φ ist bei der Blende wegen der Strahlkontraktion stets kleiner als bei der Düse. Diese soll gut abgerundet sein, wie z. B. Abb. 12 und 13 zeigen. Soll bei einer Luftpumpe auf dem Versuchsstand die Luftleere bei verschiedenen Luftmengen bestimmt werden, wobei also Düsen von verschiedenem Durchmesser zu benutzen sind, so ist es für den schnellen Fortgang der Versuche wesentlich, daß die Düsen leicht ausgewechselt werden können. Aus diesem Grunde empfiehlt es sich, die Düsen auf der Rückseite mit ebenen Flächen zu versehen, die auf eine entsprechende Fläche am Flansch aufzuschaben sind (s. Abb. 12). Am Flansch werden ferner zwei Stifte unter 90° angebracht, damit die Düsen stets in die richtige Stellung kommen. Sobald die Pumpe Luftleere erzeugt, wird die Düse durch den äußeren Luftdruck fest mit der geschabten Fläche aufgepreßt. Wird diese Fläche zuvor noch mit etwas Öl bestrichen, so wird vollkommene Dichtigkeit erreicht.

Durch die Feuchtigkeit der Atmosphäre wird das durch die Düse strömende Luftgewicht herabgesetzt. Statt B muß daher in Gl. (1) streng genommen der Teildruck der Luft eingesetzt werden, der sich nach dem Daltonschen Gesetz aus B durch Abziehen des Dunstdruckes ergibt:

$$p_l = B - p_d.$$

p_d ist mit dem Psychrometer oder dem Hygrometer zu messen. Nimmt man $B = 760$ mm, $T_R = 288^\circ$ abs., $\delta = 5$ mm, $\varphi = 0,97$ und einen Dampfdruck $p_d = 9$ mm an, der sich bei einer relativen Feuchtigkeit von rd. 70 vH ergibt, so erhält man $G_l = 16,41$ kg/h, während man ohne Berücksichtigung der Feuchtigkeit 16,61 kg/h erhalten hätte. Der Unterschied ist gleich 1,2 vH, also so gering, daß er im allgemeinen vernachlässigt und Gl. (1) benutzt werden kann.

Nach Versuchen von Jacob⁶²) ist eine genaue Messung der Luftmenge auch dadurch möglich, daß man die Luft durch ein Rohr von bekanntem Durchmesser und bekannter Länge leitet, und den Spannungsabfall in diesem Rohrstück mißt. Die Berechnung der Luftmenge aus den gemessenen Werten ist weit umständlicher als nach Gl. (1). Damit die Messung einwandfrei wird, ist vor der Meßstrecke eine Beruhigungsstrecke erforderlich, deren Länge etwa gleich dem 50fachen Durchmesser sein muß. Ob sich dieses Meßverfahren auch bei den bei Luftpumpen in Frage kommenden niedrigen Drucken eignet, müßte erst noch erprobt werden. Die Messung durch Düsen wird auf alle Fälle erheblich bequemer sein und fast stets genügend genaue Werte liefern.

b) *Messung der Luftmenge im Betriebe.* In vielen Fällen ist diese Messung mit Hilfe der Luftpumpe möglich. Wird z. B. die Luft

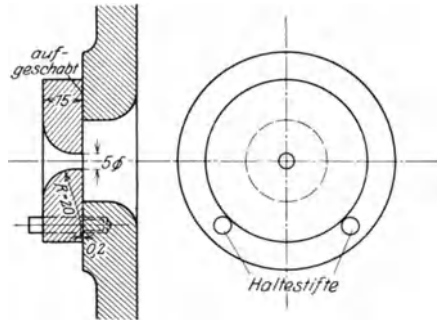


Abb. 12 und 13. Luftmeßdüse.

getrennt vom Kondensat von einer Kolbenpumpe abgesaugt, deren Hubvolumen, minutliche Umlaufzahl und volumetrischer Wirkungsgrad bekannt sind, so erhält man das geförderte Luftgewicht, wenn gleichzeitig absoluter Druck und Temperatur der Luft unmittelbar vor der Pumpe gemessen werden. Es seien z. B. bei einem Hubvolumen von $0,2 \text{ m}^3$ bei einer Umdrehung folgende Werte gemessen worden:

Drehzahl	30 Uml./min
Druck vor der Luftpumpe	0,12 at abs. und
Temperatur der angesaugten Luft .	24° C .

Der volumetrische Wirkungsgrad sei 0,3. Der Temperatur 24° C entspricht ein Dampfdruck von 0,0304 at, der Luftdruck ist somit 0,0896 at und die Luftmenge bei diesem Druck folgt zu $0,2 \cdot 30 \cdot 60 \cdot 0,3 = 108 \text{ m}^3/\text{h}$. Das Luftgewicht ist daher nach der Zustandsgleichung (Abs. 13) mit der

$$\text{Gaskonstanten von } 29,27 \text{ f\u00fcr Luft } G_t = \frac{896 [\text{kg}/\text{m}^2] \cdot 108}{29,27 \cdot 297 [^\circ \text{ abs.}]} = 11,13 \text{ kg/h.}$$

Hierbei ist freilich der volumetrische Wirkungsgrad eine Gr\u00f6\u00dfe, die schwer genau zu ermitteln ist, so da\u00df der Bestimmung der Luftmenge nach diesem Verfahren nur geringe Genauigkeit zuzusprechen ist.

Bei Wasserstrahlluftpumpen kann die eben erl\u00e4uterte Rechnungsmethode nicht angewendet werden. Bei diesen nimmt n\u00e4mlich das abgesaugte Volumen mit der Temperatur des Luft-Dampfgemisches zu, da durch das Wasser um so mehr Dampf niedergeschlagen wird, je h\u00f6her die Temperatur des Dampfes ist. Die Messung der Luftmenge im Betriebe ist daher nur m\u00f6glich, wenn bei der betreffenden Luftpumpe auf dem Pr\u00fcfstande untersucht worden ist, welche Luftleeren bei verschiedenen Luftmengen und -temperaturen erreicht werden, wobei die Luft stets wie beim Kondensator vollkommen mit Wasserdampf ges\u00e4ttigt sein mu\u00df. Aus der sich ergebenden Kurvenschar kann man umgekehrt im Betriebe das Luftgewicht bestimmen, wenn Luftleere und Lufttemperatur gemessen werden. Dies gilt aber nur f\u00fcr ein und dieselbe Schleuderwassertemperatur, da die dampfniedererschlagende Wirkung der Wasserstrahlpumpe von der H\u00f6he dieser Temperatur abh\u00e4ngt. Liegen daher nur Messungen bei einer Wassertemperatur vor, so wird die Genauigkeit der Luftmengenmessung beeintr\u00e4chtigt, wenn die Temperatur des Schleuderwassers im Betriebe von dem Pr\u00fcfstandswert abweicht. Auch durch andere Einfl\u00fcsse kann das Ergebnis der Messung gef\u00e4lscht werden, so namentlich durch \u00c4nderungen an Schaufeln, D\u00fcsen oder Diffusoren der Luftpumpen. Solche \u00c4nderungen k\u00f6nnen entweder dadurch bewirkt werden, da\u00df Teile der Pumpe einstellbar eingerichtet sind, wie z. B. bei der Luftpumpe von Jaeger, Abb. 248. Sie k\u00f6nnen aber auch dadurch zustande kommen, da\u00df Teile der Pumpe an Stellen hoher Wassergeschwindigkeit angefressen werden. Hierdurch kann die Leistungsf\u00e4higkeit der Wasserstrahlpumpe unter Umst\u00e4nden nicht unbetr\u00e4chtlich herabgesetzt werden, so da\u00df die auf dem Pr\u00fcfstand aufgenommenen Schaulinien keine G\u00fcltigkeit mehr haben.

Eine stets genaue Messung der Luftmenge im Betriebe ist bei Verwendung einer Dampfstrahlluftpumpe möglich. Ist bei ihr auf dem Prüfstand, wie für die Wasserstrahlluftpumpe angegeben wurde, bei einem bestimmten Zudampfdruck eine Kurvenschar gewonnen worden, s. Abb. 269, 279 und 288, so braucht man nur im Betriebe bei gleichem Dampfdruck Luftleere und Lufttemperatur zu messen, um die geförderte Luftmenge zu erhalten (vgl. S. 255). Weicht der Dampfdruck von dem Prüfstandswert etwas ab, so hat dies nur sehr geringen Einfluß. Eine Veränderlichkeit im Laufe der Betriebszeit ist nicht zu befürchten, da Anfressungen oder andere Umstände, welche die Leistungsfähigkeit des Strahlsaugers beeinflussen, kaum eintreten können. Die Dampfstrahlluftpumpe ermöglicht daher eine leichte und sichere Kontrolle über die Größe der Luftmenge.

Eine andere Möglichkeit, die Luftmenge zu bestimmen, besteht darin, daß man die von der Pumpe geförderte Luft ähnlich, wie unter a) angegeben, durch eine Düse oder Blende mißt. Da es sich hierbei aber nur um kleine künstlich hergestellte Druckunterschiede handelt, so wird das Ergebnis unsicher.

Genauere Werte erhält man, wenn man die geförderte Luft durch eine Gasuhr leitet und auf diese Weise ihr Volumen mißt. Dieses Verfahren läßt sich jedoch nur bei kleinen

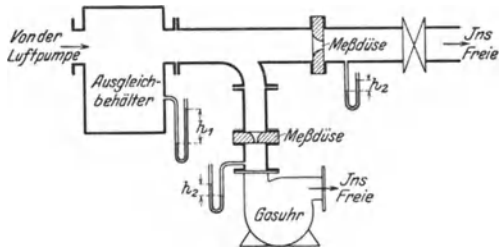


Abb. 14. Versuchsanordnung zur Messung großer von einer Luftpumpe geförderter Luftmengen mit einer kleinen Gasuhr. Schematisch.

Anlagen anwenden, da sonst die Gasuhr zu groß wird. Einen Ausweg bietet folgendes Verfahren. Man läßt die von der Pumpe geförderte Luft durch eine Anzahl Düsen strömen und mißt die aus einer Düse tretende Luftmenge durch eine Gasuhr. Der Durchmesser dieser einen Düse ist so auszuwählen, daß die Uhr eine brauchbare Größe erhält. Die gesamte von der Pumpe geförderte Luftmenge verhält sich dann zu der gemessenen Luftmenge wie der Querschnitt aller Düsen zum Querschnitt der einen Düse, an welche die Uhr angeschlossen ist. Es ist allerdings dafür zu sorgen, daß der Druckabfall in den Düsen bei allen Düsen gleich groß ausfällt. Da die Luftpumpe einen Widerstand von einigen mm W.-S. hat, so darf die Luft aus den übrigen Düsen nicht unmittelbar ins Freie strömen, sondern es ist ein kurzes Rohrstück mit einem Drosselschieber anzuschließen, der so einzustellen ist, daß er denselben Widerstand wie die Gasuhr hervorruft. Ein Schema der Versuchsanordnung für beispielsweise zwei Düsen, eine große und eine kleine, zeigt Abb. 14. Der Druck h_1 darf gegenüber h_2 nicht zu klein sein, weil sonst nicht ganz richtige Einstellung des Schiebers zu große Fehler ergibt. Der Ausgleichbehälter ist namentlich bei den stoßweise arbeitenden Kolbenluftpumpen erforderlich. Dieses Meßverfahren ist verhältnismäßig

bequem und dürfte genauere Werte liefern als mit Hilfe der Kolben- oder Wasserstrahlluftpumpe. Es hat ferner den Vorzug, daß es durch entsprechende Unterteilung der Düsen auch bei den größten Anlagen anwendbar ist. Es empfiehlt sich daher, Messungen nach diesem Verfahren vorzunehmen, um genauere Unterlagen über die tatsächlich im Betriebe auftretenden Luftmengen zu erhalten.

Bei dieser Gelegenheit sei darauf hingewiesen, daß eine Gewährleistung der Luftleere ohne Angabe der zu fördernden Luftmenge keinen rechten Sinn hat. Denn von ihrer Größe hängt die erreichbare Luftleere ebenso ab wie von Kühlwassermenge und -temperatur und von anderen Umständen. Ist über die Größe der Luftmenge nichts ausgemacht worden, so kann es vorkommen, daß die Garantie, die von der Lieferfirma der Kondensationsanlage abgegeben worden ist, nicht erreicht wird, weil die Luftmenge wesentlich größer als von ihr angenommen ist, ein Umstand, für den die Kondensationsfirma nicht oder nur teilweise verantwortlich zu machen ist. Umgekehrt wird häufig die Garantie erheblich überschritten, was dann Anlaß gibt, die Kondensationsanlage als besonders gut hinzustellen. Teilweise mit Unrecht, denn der Erfolg ist unter Umständen nur darauf zurückzuführen, daß die wirkliche Luftmenge hinter der geschätzten zurückbleibt, und zwar um so mehr, je besser die erreichte Luftleere gegenüber der gewährleisteten ist. Geringe Luftmengen sind allerdings nur möglich, wenn Kondensator, Luftpumpe und Luftleitungen gut luftdicht ausgeführt sind, und insofern ist eine hohe erreichte Luftleere auch als ein Erfolg der Kondensationsanlage zu buchen. Mit Unrecht wird auch vielfach ein geringer Unterschied zwischen der Dampf- und der Kühlwasseraustrittstemperatur als besonders günstig bezeichnet. Diese Zahl allein beweist gar nichts.

Etwas anderes ist es, wenn die gesamte Kraftanlage von einer Firma geliefert wird. Dann muß diese durch Konstruktion und Bauausführung dafür sorgen, daß die Undichtigkeiten nicht größer als von ihr angenommen werden, damit die von ihr garantierte Luftleere innegehalten werden kann. Diese Sorgfalt muß sich nicht allein auf Turbine, Kondensator usw., sondern auch auf Warmwasserbehälter und Kesselspiepumpen erstrecken.

7. Betriebskontrolle. Um sich über die Wirtschaftlichkeit der Kondensationsanlage jederzeit Rechenschaft ablegen zu können, empfiehlt es sich, die maßgebenden Größen, wie Arbeitsbedarf der Pumpen, Kühlwassermenge und -temperaturen, Luftleere, Dampftemperatur, Kondensattemperatur, Kondensatmenge usw., fortlaufend zu messen. Wenn es möglich ist, Luftleere, Wassermengen und Temperaturen durch selbsttätige, registrierende Instrumente aufzuzeichnen, so ist dies natürlich noch wertvoller. Es läßt sich dann leicht beurteilen, ob und in welcher Weise gespart werden kann.

8. Zustand des Abdampfes der Kraftmaschine. Beim Entwurf einer Kondensationsanlage muß der Wärmeinhalt des Abdampfes der Kraftmaschine beim Eintritt in den Kondensator bekannt sein. Dieser Wärmeinhalt ergibt sich aus dem Anfangszustand des Frischdampfes

vor der Maschine, der Wärmeausnutzung in der Maschine und den Wärmeverlusten zwischen Maschine und Kondensator. Diese Verluste können bei Einzelkondensation vernachlässigt werden. Auch bei längeren Abdampfleitungen kann ihre Bestimmung unterbleiben, da diese umständlich ist und das Ergebnis nur unwesentlich beeinflusst. Außerdem können Änderungen des Dampfzustandes vor der Maschine oder der Dampfmenge die Betriebsbedingungen viel stärker verändern als die Wärmeverluste in der Abdampfleitung.

Der Anfangszustand des Frischdampfes vor der Maschine und damit sein Wärmeinhalt i_1 ist als gegeben zu betrachten. Die Wärmeausnutzung folgt aus dem Verhältnis des Dampfverbrauchs der verlustlosen Maschine D_{th} zum wirklichen Dampfverbrauch D_1 in kg/PS_h. Die Bestimmung von D_{th} ist in 1 gezeigt worden. Zur Ermittlung des spezifischen Dampfverbrauchs D_1 von Dampfturbinen bei gegebenem Anfangszustand des Dampfes, gegebener Luftleere und gegebener Normalleistung hat Forner ein sehr bequemes zeichnerisches Verfahren entwickelt²⁶⁾. Ist das aus dem i - s -Diagramm abgegriffene Wärmegefälle der verlustlosen Maschine = λ_{th} , so ist das wirklich ausgenutzte Wärmegefälle $\lambda_{eff} = \lambda_{th} \frac{D_{th}}{D_1}$ kcal/kg und der Wärmeinhalt des Abdampfes

$$i_2 = i_1 - \lambda_{eff} \text{ kcal/kg.} \quad (2)$$

Zieht man außerdem im i - s -Diagramm im Abstand von λ_{eff} — senkrecht nach unten gemessen — vom Punkt, der dem Zustand des Frischdampfes entspricht, eine Wagerechte bis zum Schnittpunkt mit der Linie des Kondensatordrucks, so ergibt dieser Punkt auch den Feuchtigkeitsgehalt des Abdampfes. Auf ähnliche Weise kann auch der Zustand des Abdampfes der Kolbenmaschine bestimmt werden.

In der Benutzung noch einfacher als das i - s -Diagramm und für viele Zwecke genau genug ist das Dampf-Nomogramm von D. H. Thomson¹¹²⁾. Bei diesem sind sämtliche Zustandsgrößen des Wasserdampfes auf nebeneinanderliegenden Maßstäben aufgetragen. Zusammengehörige Eigenschaften von Dampf von beliebiger Beschaffenheit liegen stets auf einer Geraden, der „Zustandsgeraden“. Die Maßstäbe des Thomsonschen Nomogramms sind von Jacob auf deutsche technische Maße umgerechnet und neu verzeichnet worden⁵⁹⁾. In entsprechender Weise wie das i - s -Diagramm dient das Nomogramm zur Bestimmung der Wärmeinhalte des Frischdampfes und des Abdampfes, des Wärmegefälles der verlustlosen Maschine usw.

Bisweilen ist man auf Schätzung des Abdampfzustandes angewiesen. Für Überslagsrechnungen kann man mit einem Wärmeinhalt des Abdampfes von 575 kcal/kg rechnen. Dieser Wert entspricht mittleren Verhältnissen und ist auch in diesem Buche benutzt worden, wenn eine genauere Bestimmung nicht möglich war. Der Feuchtigkeitsgehalt des Abdampfes kann zu etwa 10 vH — bei Sattdampfmaschinen mehr, bei Heißdampfmaschinen weniger — angenommen werden.

II. Allgemeines über die Wahl der Kondensation.

9. Einspritz- und Oberflächenkondensation. Man unterscheidet zwischen Einspritz- oder Mischkondensatoren und Oberflächenkondensatoren, je nachdem der Abdampf mit dem Kühlwasser unmittelbar in Berührung gebracht wird oder nicht, und es seien zunächst einige Bemerkungen über die Gesichtspunkte gemacht, die für die Wahl der einen oder der anderen Bauart sprechen.

Zunächst ist die größere Einfachheit der Einspritzkondensation hervorzuheben. Diese ist auch dann vorhanden, wenn sie mit barometrischem Abfallrohr (vgl. 164), also mit verhältnismäßig langen Rohrleitungen ausgeführt wird. Der Mischkondensator ist nicht nur baulich einfacher, sondern auch im Betriebe, da die beim Oberflächenkondensator von Zeit zu Zeit erforderliche Reinigung der Kühlrohre fortfällt. Ebenso entfallen die Störungen, die bei diesem infolge von Durchfressungen der Rohre auftreten können.

Bei großen aber stoßweise auftretenden Abdampfmengen läßt sich mit Mischkondensatoren bei geeigneter Bauart (32) wegen ihres größeren Wasserinhaltes eine gleichmäßigere Luftleere erzielen. Walzenzug- und Fördermaschinen werden daher mit Einspritzkondensation ausgerüstet, wenn nicht der Abdampf in Abdampfspeicher und anschließend in Abdampfturbinen geleitet wird.

Ferner sind die Anschaffungskosten des Mischkondensators in der Regel erheblich niedriger. Eine Mischkondensationsanlage kostet etwa halb so viel wie eine Oberflächenkondensation gleicher Leistung. Dies ist auf die hohen Kosten der Kupferbronze- oder Messingrohre, auf die weit höheren Bearbeitungskosten beim Oberflächenkondensator und anderes zurückzuführen. Einspritzkondensatoren werden daher überall dort angewendet, wo es auf Einfachheit und Billigkeit ankommt, und wo geeignetes Kesselspeisewasser in ausreichender Menge vorhanden ist. Ist dies nicht der Fall, so bestehen verschiedene Möglichkeiten. Entweder kann man Mischkondensation wählen und das ganze Speisewasser durch Reinigung z. B. nach dem Kalk-Soda- oder dem Permutitverfahren (vgl. ⁹⁹) oder durch Destillieren in Verdampfern (192) erzeugen, oder Oberflächenkondensation anwenden und nur das infolge von unvermeidlichen Verlusten erforderliche Zusatzspeisewasser in Höhe von etwa 5 vH der Gesamtmenge auf die angegebene Art und Weise herstellen. Beim Vergleich ist zu beachten, daß Reinigung oder Destillation des Speisewassers nicht unerhebliche Anlage- und meist auch Betriebskosten verursacht. Die Herstellung des ganzen Speisewassers in Verdampfern erfordert einen viel zu hohen Wärmeverbrauch und kommt aus diesem Grunde nicht in Frage. Bei Verwendung von gereinigtem Rohwasser zur Kesselspeisung können am Kessel leichter Störungen auftreten als bei Speisung von ölfreiem Kondensat und Destillat, und es kann häufigere Reinigung des Kessels erforderlich werden, was mit Rücksicht auf Kosten und Betriebssicherheit ebenfalls zu beachten ist. Auch treten bei Salzüberschuß im Kessel an den

mit Dampf in Berührung kommenden Teilen namentlich an Stellen, wo der Dampf starke Richtungsänderungen erfährt wie an Ventilen oder Turbinenschaufeln, Salzablagerungen auf, die zu Betriebsstörungen führen können.

Bei Dampfturbinen, Abdampfturbinen unter Umständen ausgenommen, ist daher Oberflächenkondensation unbedingt vorzuziehen, wenn kein geeignetes Kesselspeisewasser vorhanden ist, und wird auch fast ausschließlich angewendet. Man kann dann das warme, ölfreie Kondensat unmittelbar wieder in die Kessel speisen und geht den unerwünschten Begleiterscheinungen der Wasserreinigung möglichst aus dem Wege, und zwar vollkommen, wenn das Zusatzwasser in einem Verdampfer erzeugt wird. Dies ist daher — auch vom wärmewirtschaftlichen Standpunkt aus — besonders zu empfehlen. Allerdings darf die Ölfreiheit des Kondensates nicht durch die Schmierung der Kondensatpumpe in Frage gestellt werden (vgl. 184). Bisweilen wird als Reserve für Oberflächenkondensation auch Einspritzkondensation vorgesehen.

Bei Kolbenmaschinen kann es trotz Anwendung von Abdampfentölern und Speisewasserreinigern fraglich sein, ob der Ölgehalt des Kondensates wirklich auf den für den Kesselbetrieb erforderlichen Betrag herabgesetzt wird. Ist dies nicht der Fall, so kann sich im Laufe der Zeit an den inneren Kesselwandungen eine Ölschicht festsetzen, die den Wärmedurchgang stark beeinträchtigt und eine ausreichende Kühlung des Kesselmaterials durch das Wasser verhindert. Unzulässige Erwärmung ungünstig gelegener Kesselteile, z. B. der oberen Seite von Flammrohren, Formänderungen durch den Dampfdruck und schwere Betriebsstörungen können die Folge sein. Bei Kolbenmaschinen wird daher Einspritzkondensation bevorzugt.

Bei Seeschiffen ist man dagegen auch bei Kolbenmaschinen zur Anwendung von Oberflächenkondensation gezwungen, da man bei diesen auf die Verwendung des Kondensates zur Kesselspeisung angewiesen ist.

Von den verschiedenen Arten der Kondensation oder der Pumpen werden auch in den einzelnen Ländern oder Gegenden trotz gleicher maßgebender Verhältnisse hier die eine, dort die andere bevorzugt. Z. B. wird in England und in Amerika auch bei Dampfturbinen Einspritzkondensation viel häufiger angewendet als in Deutschland.

In bezug auf die erreichbare Luftleere sind beide Kondensatorarten praktisch gleichwertig. Bei der gleichen Kühlwassermenge ist die Mischkondensation insofern günstiger gestellt, als sich bei ihr das Wasser nahezu bis auf die Dampftemperatur erwärmen kann, während bei der Wärmeübertragung durch Flächen hindurch stets ein Temperaturgefälle bleibt. Andererseits wird durch das Einspritzwasser dem Kondensator eine erheblich größere Luftmenge zugeführt, so daß zur Erreichung gleicher Luftleere wie beim Oberflächenkondensator die Luftpumpe bzw. die Naßluftpumpe größer bemessen werden muß.

Gemeinsame oder getrennte Absaugung von Kondensat und Luft können bei Oberflächen- und Mischkondensation in gleicher Weise angewendet werden, nur ist, wie später gezeigt wird, bei gemeinsamer

Absaugung beim Mischkondensator nur Gleichstromverfahren möglich, das schlechtere Luftleere mit sich bringt. Dies gleicht den Vorteil der besseren Kühlwasserausnutzung beim Mischkondensator wieder aus.

Der Arbeitsbedarf der Pumpen ist bei Einspritzkondensation meist größer, besonders dann, wenn beim Zufluß des Wassers in den Kondensator das Druckgefälle zwischen Atmosphäre und Kondensator nicht ausgenutzt werden kann, sondern durch Drosselung vernichtet werden muß. Die Kühlwassermenge kann zwar beim Einspritzkondensator etwas geringer sein, muß aber vom niedrigen Druck des Kondensators auf Atmosphärendruck gefördert werden, was — angenommen beim barometrischen Abfallrohr — eine entsprechende Mehrarbeit erfordert. Der Arbeitsbedarf der Luftpumpe ist bei Mischkondensation in jedem Falle wegen der im Einspritzwasser gelösten Luft um einen entsprechenden Betrag größer als beim Oberflächenkondensator.

10. Einzel- und Sammel-(Zentral-)Kondensation. Je nachdem, ob jede Kraftmaschine mit einer eigenen Kondensationsanlage ausgerüstet oder der Abdampf mehrerer Maschinen in einen gemeinsamen Kondensator geschickt wird, hat man es mit Einzel- oder Sammelkondensation zu tun, und zwar kommen beide Arten sowohl bei Einspritz- als auch bei Oberflächenkondensation vor, Sammelkondensation bei ersterer jedoch häufiger. Diese hat den Vorzug größerer Einfachheit und Übersichtlichkeit, da statt der vielen einzelnen Pumpen nur je eine vorhanden ist. Auch ist der Arbeitsbedarf der einen Kühlwasserpumpe z. B. geringer, als es bei der Summe der einzelnen Pumpen der Fall wäre, da bei der großen Pumpe sämtliche Verluste verhältnismäßig kleiner sind. Dafür hat Sammelkondensation den Nachteil, daß sie längere Abdampfleitungen erfordert und keine Möglichkeit bietet, die Kondensation den verschiedenen Bedürfnissen der einzelnen Kraftmaschinen anzupassen. Z. B. wäre es unzweckmäßig, eine für hohe Luftleere gebaute Turbine und eine gewöhnliche Kolbenmaschine an eine gemeinsame Sammelkondensation anzuschließen. Entweder die Luftleere paßt für die Kolbenmaschine, und dann arbeitet die Turbine unwirtschaftlich, oder man wählt hohe Luftleere, und dann erfordern die Pumpen für den Anteil der Kolbenmaschine unverhältnismäßig hohen Arbeitsbedarf. Ein weiterer Nachteil der Sammelkondensation ist der, daß bei den längeren Abdampfleitungen größere Luftmengen in den Kondensator gelangen, die zu ihrer Förderung einen größeren Arbeitsbedarf verursachen. Je länger die Abdampfleitung, um so größer ist die Zahl der Verbindungsstellen, an denen Undichtigkeiten auftreten können. Auch die großen Abdampfleitungen mit ihren Absperrorganen sind an sich unerwünscht. Die gegen die Sammelkondensation sprechenden Gründe fallen viel schwerer ins Gewicht als die zu ihren Gunsten angegebenen, so daß in weitaus der Mehrzahl aller Fälle Einzelkondensation angewendet wird. Sammelkondensation findet sich hauptsächlich bei Walzenzugmaschinen, Fördermaschinen u. dgl., d. h. in Hütten- und Stahlwerken sowie auf Kohlenzechen, seltener bei Kraftmaschinen für elektrische Zentralen.

III. Einspritzkondensatoren.

A. Berechnung der Einspritzkondensatoren.

11. Allgemeines über die Kühlwassermenge. Das Einspritzwasser erwärmt sich beim Niederschlagen des Dampfes von der Eintrittstemperatur t_e auf die Austrittstemperatur t_a , und diese Temperatur nimmt auch das mit dem Kühlwasser sich mischende Kondensat an. Hat die niederzuschlagende Dampfmenge von D kg/h einen Wärmeinhalt i_2 kcal/kg, so ist die stündlich abzuführende Wärmemenge, da die spezifische Wärme des Wassers praktisch gleich 1 ist und die Flüssigkeitswärme des Kondensates daher durch t_a ausgedrückt wird:

$$W = D (i_2 - t_a).$$

Die vom Dampf abgegebene Wärmemenge muß gleich der vom Kühlwasser aufgenommenen sein, wenn man von Wärmeverlusten absieht. Ist daher Q die Einspritzwassermenge in kg/h, so ist auch

$$W = Q (t_a - t_e)$$

und daher

$$Q (t_a - t_e) = D (i_2 - t_a),$$

sowie die spezifische Kühlwassermenge oder das Kühlwasserverhältnis

$$\left. \begin{aligned} \frac{Q}{D} = n = \frac{i_2 - t_a}{t_a - t_e} \text{ kg} \\ \text{Wasser für 1 kg Dampf.} \end{aligned} \right\} (3)$$

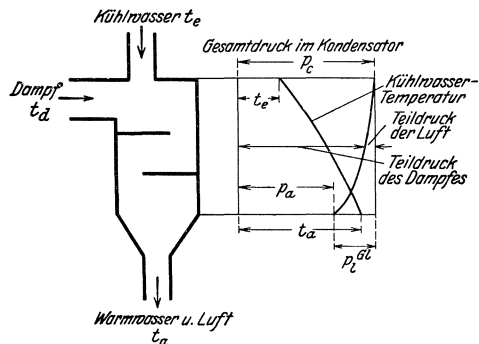


Abb. 15. Schema des Druck- und Temperaturverlaufs bei einem Gleichstrom-Einspritzkondensator.

Mit Hilfe von Gl. (3) kann bei jeder in Betrieb befindlichen Anlage durch Messung von t_e und t_a sowie Schätzung von i_2 das Kühlwasserverhältnis ohne Messung der Kühlwasser- und der Dampfmenge bestimmt werden. Aus Gl. (3) folgt auch

$$t_a = \frac{i_2 + n t_e}{n + 1} \tag{3a}$$

zur Ermittlung von t_a bei gegebenem t_e und i_2 und angenommenem n beim Entwurf.

12. Gleichstrom, Gegenstrom und dazwischenliegende Verfahren. Es sind nun verschiedene Betriebsweisen möglich. Beim Gleichstromverfahren (Abb. 15) treten Dampf und Kühlwasser an der gleichen Stelle, z. B. oben, ein und bewegen sich in gleicher Richtung. Wärnwasser, Kondensat und Luft werden gemeinsam von einer Naßluftpumpe abgesaugt. Beim Gegenstromverfahren (Abb. 16) strömen

Dampf und Wasser in entgegengesetzter Richtung. Unten wird nur das Warmwasser und das Kondensat abgezogen, während die Luft auf der Kühlwassereintrittsseite abgesaugt wird. Gleichstrom und Gegenstrom stellen Grenzfälle dar. Außer ihnen sind dazwischen-

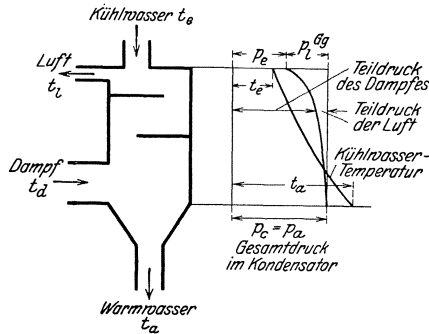


Abb. 16. Schema des Druck- und Temperaturverlaufs bei einem Gegenstrom-Einspritzkondensator.

mit Gegenstrom oder nach einem dazwischenliegenden Verfahren arbeitet. Dieser grundsätzliche Unterschied rührt von dem Vorhandensein der Luft her. Wäre sie nicht da, so würde bei jeder Betriebsweise die gleiche Luftleere entstehen, und zwar würde der absolute Druck im Kondensator bei hinreichend feiner Verteilung des Kühlwassers der nach den Dampftabellen zur Temperatur t_a gehörige Druck sein. Die gemäß Gl. (3a) bestimmte Abb. 10 gibt daher ein Bild darüber, welche

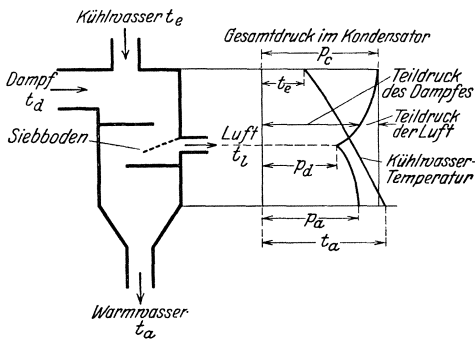


Abb. 17. Schema des Druck- und Temperaturverlaufs bei einem Einspritzkondensator nach einem zwischen Gleich- und Gegenstrom liegenden Verfahren.

die Luft aus dem Kondensator abgesaugt wird, $p_l \text{ kg/cm}^2 = P_l \text{ kg/m}^2$ der Teildruck der Luft vor der Luftpumpe und $R_l = 29,27$ die Gaskonstante für Luft, so gilt die Zustandsgleichung

$$P_l V_l = G_l R_l T_l. \tag{4}$$

liegende Verfahren möglich, die sich mehr dem Gleichstrom oder dem Gegenstrom nähern können. Für ein derartiges Verfahren sind beispielsweise die Druck- und Temperaturverhältnisse schematisch in Abb. 17 angegeben. Näheres hierüber s. 13.

13. Luftleere und Luftpumpengröße bei Gleich- und Gegenstrom. Gl. (3) gilt für jede Betriebsart, jedoch ist die erreichbare Luftleere bei gleichen Werten von n , i_2 , t_e und t_a verschieden, je nachdem, ob der Kondensator mit Gleichstrom,

Luftleeren bei verschiedenen Werten von n und t_e für ein mittleres i_2 von 575 kcal/kg bei Nichtvorhandensein von Luft erreicht werden können, und gibt einen Anhalt darüber, welche Kühlwassermenge für die beabsichtigte Luftleere etwa zu wählen ist.

In Wirklichkeit ist stets Luft zu fördern, und es sei das stündlich in den Kondensator eindringende Luftgewicht $G_l \text{ kg/h}$. Ist ferner $t_l \text{ } ^\circ\text{C} = T_l \text{ } ^\circ$ abs die

Temperatur, mit welcher

Hieraus folgt

$$P_l = \frac{G_l R_l T_l}{V_l}. \quad (4a)$$

Der Gesamtdruck im Kondensator ist daher nach dem Daltonschen Gesetz allgemein

$$P_c = P_a + P_l \text{ kg/m}^2, \quad (5)$$

wenn P_a der Teildruck des Dampfes an der Stelle ist, an welcher die Luft abgesaugt wird.

Bei Gleichstrom muß nun die Luft die Temperatur $t_l = t_a$ des abfließenden Wassers annehmen, und es wird daher mit $T_a = 273 + t_a$)

$$P_l^{Gl} = \frac{G_l R_l T_a}{V_l} \quad (4b)$$

und der absolute Druck im Kondensator bei Gleichstrom

$$P_c^{Gl} = P_a + P_l^{Gl} = P_a + \frac{G_l R_l T_a}{V_l} \text{ kg/m}^2, \quad (5a)$$

wenn P_a den der Temperatur t_a entsprechenden Dampfdruck bedeutet. Soll der zur Temperatur t_a gehörige niedrigstmögliche Kondensator-
druck $P_c^{Gl} = P_a$ erreicht werden, so braucht zwar V_l , d. h. das Förder-
volumen der Luftpumpe nicht unendlich groß gemacht zu werden, es
müßte aber von der Luftpumpe die gesamte Dampfmenge beim Druck P_a
abgesaugt werden, was natürlich widersinnig wäre. In Wirklichkeit
bleibt man daher von dieser höchsten Luftleere je nach Luftmenge
und Größe der Luftpumpe mehr oder weniger weit entfernt.

Aus Gl. (5a) folgt das Fördervolumen der Luftpumpe bei Gleich-
strom zu

$$V_l^{Gl} = \frac{G_l R_l T_a}{P_c^{Gl} - P_a} \text{ m}^3/\text{h}. \quad (6a)$$

Bei Gegenstrom, dem anderen Grenzfall, kann dagegen die höchste
der Kühlwasserablaufftemperatur t_a entsprechende Luftleere durch eine
bestimmte, in praktisch ausführbaren Grenzen bleibende Luftpumpen-
größe verwirklicht werden. Die Luft kann nämlich theoretisch bis
auf die Eintrittstemperatur des Kühlwassers abgekühlt werden. Der
dieser Temperatur entsprechende Dampfdruck sei p_e at abs. bzw.
 $P_e \text{ kg/m}^2$. Soll nun der Gesamtdruck im Kondensator $p_c = p_a$ sein,
so muß, wenn man von einem Druckabfall im Kondensator absieht,
also annimmt, daß der Gesamtdruck überall gleich p_c ist, für die Kühl-
wassereintrittsseite des Kondensators die Bedingung

$$P_c^{Gg} = P_a = P_e + P_l^{Gg} \quad (5b)$$

erfüllt sein. Mit Gl. (4a) folgt

$$P_l^{Gg} = P_a - P_e = \frac{G_l R_l T_e}{V_l^{Gg}} \text{ kg/m}^2 \quad (4c)$$

1) Genauer: $T_a = 273,1 + t_a$.

und die Fördermenge der Luftpumpe bei Gegenstrom mit $T_e = 273 + t_e$ zu

$$V_l^{Gg} = \frac{G_l R_l T_e}{P_a - P_e} \text{ m}^3/\text{h} . \quad (6b)$$

In den Abb. 15 bis 17 sind Druck- und Temperaturverlauf bei den verschiedenen Verfahren schematisch angegeben. Auf der Eintrittsseite des Abdampfes ist die Luft so verdünnt und ihr Volumen so groß, daß ihr Teildruck nahezu gleich Null ist.

In Wirklichkeit kann die Luft nicht ganz bis auf t_e abgekühlt werden. Der Unterschied $(t_l - t_e)$ zwischen der Luft- und der Kühlwassertemperatur wird offenbar um so größer sein, je stärker die Erwärmung $(t_a - t_e)$ des Kühlwassers ist. Die Beziehung zwischen $(t_l - t_e)$ und $(t_a - t_e)$ läßt sich nach einigen Versuchen von Weiss an Kondensatoren seiner Bauart durch die Kurve in Abb. 18 wiedergeben. Die Kurve geht durch den Nullpunkt, da für $t_a - t_e = 0$ die Lufttemperatur mit der Kühlwassertemperatur übereinstimmen muß. Zur Berechnung der Luftpumpengröße ist in Gl. (6b) an die Stelle von T_e die absolute Temperatur T_l der abgesaugten Luft und an die Stelle von P_e der zur Temperatur T_l gehörige Dampfdruck P_d in kg/m^2 zu setzen, somit

$$V_l = \frac{G_l R_l T_l}{P_a - P_d} \text{ m}^3/\text{h} . \quad (6c)$$

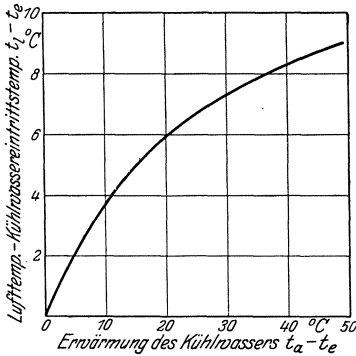


Abb. 18. Beziehung zwischen dem Unterschied (Luft- — Kühlwassereintrittstemp.) und der Erwärmung des Kühlwassers bei Gegenstrom-Einspritzkondensatoren nach Versuchen von Weiss.

Hat man es mit einem Kondensator zu tun, dessen Wirkungsweise zwischen Gleichstrom und Gegenstrom liegt, so ist ein entsprechend größeres V_l nötig, um einen Kondensatordruck $= p_a$ zu erreichen, das ebenfalls nach Gl. (6c) zu berechnen ist.

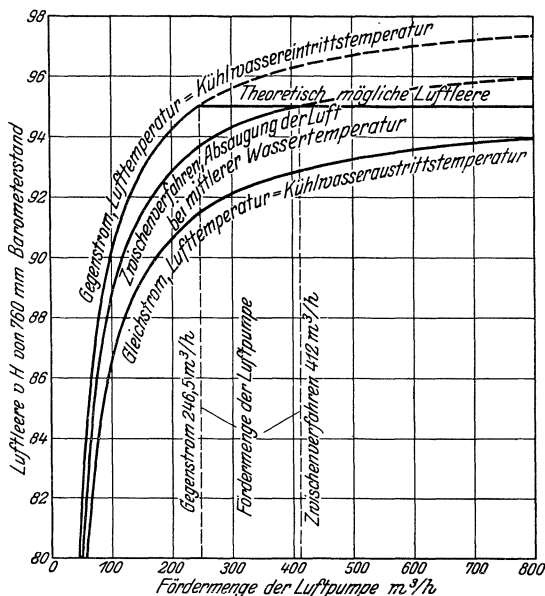
Wird bei reinem Gegenstrom V_l größer als nach Gl. (6b) gemacht, so kann p_e trotzdem nicht kleiner als p_a werden. Es wird dann nur von der Luftpumpe eine größere Dampfmenge mit der Luft abgesaugt. Hierdurch wird zwar eine ganz geringe Änderung von p_e und p_a bewirkt, da die niederschlagende Dampfmenge etwas verringert wird. Dadurch sinkt t_a und somit auch p_a , der Unterschied ist aber so gering, daß er außer Betracht bleiben kann. In Wirklichkeit können dadurch, daß die Luftpumpe eine höhere Luftleere zu erzeugen sucht als physikalisch möglich ist, unerwünschte Störungen eintreten (28).

Ist umgekehrt V_l kleiner als nach Gl. (6b), so steigt damit P_l^{Gg} und damit auch der Gesamtdruck P_e , der dann größer als P_a wird. Am anschaulichsten werden die Verhältnisse durch Abb. 19 dargestellt, die für Gleichstrom, Gegenstrom und ein dazwischenliegendes Ver-

fahren entworfen ist, bei welchem die Luft nur auf $\frac{t_e + t_a}{2}$ abgekühlt und gemäß Abb. 17 an einer Stelle abgesaugt wird, an welcher sich das Kühlwasser höchstens bis auf $\frac{t_e + t_a}{2}$ erwärmt hat. Dem in Abb. 19 dargestellten Beispiel liegen folgende Verhältnisse zugrunde:

- Dampfmenge $D = 1000 \text{ kg/h}$,
- Kühlwasserverhältnis $\frac{Q}{D} = n = 30 \text{ kg Wasser für 1 kg Dampf}$,
- Luftmenge $G_l = 10 \text{ kg/h}$ und
- Kühlwassertemperatur $t_e = 15^\circ \text{ C}$.

Die theoretisch mögliche Luftleere ist nach Abb. 10 für $n = 30$ und $t_e = 15^\circ \text{ C}$ gleich 95 vH. Die oberhalb hiervon liegenden gestrichelt gezeichneten Kurvenstücke ergeben sich zwar gemäß Gl. (5b), diese Luftleeren können aber, wie oben dargelegt, in Wirklichkeit nicht auftreten. Bei Gegenstrom und beim Zwischenverfahren ist ferner so feine Verteilung des Wassers angenommen, daß die der Temperatur t_a entsprechende Luftleere praktisch erreicht werden kann.



14. Einfluß von Gleichstrom und Gegenstrom auf Kühlwassermenge und Luftpumpengröße bei gleicher Luftleere.

Vergleicht man andererseits das Gegenstrom mit dem Gleichstromverfahren unter der Voraussetzung, daß in beiden Fällen die gleiche Luftleere erzeugt werden soll, so ergibt sich, daß man beim Gegenstrom bei gleicher Kühlwassertemperatur mit geringerer Kühlwassermenge und auch — bei gleicher Luftmenge — mit einer kleineren Luftpumpe auskommt als bei Gleichstrom. Beides ist leicht zu begründen. Beim Gegenstromverfahren entspricht auf der Kühlwasseraustrittsseite die Dampf Temperatur nahezu dem Gesamtdruck im Kondensator, und das Kühlwasser kann sich daher praktisch bis auf die Dampftemperatur

Abb. 19. Einfluß des Kondensationsverfahrens auf Luftpumpengröße und Luftleere.

Dampfmenge	1 000 kg/h,
Wärmeinhalt des Abdampfes	575 kcal/kg,
Kühlwassermenge	30 000 kg/h,
Kühlwassertemperatur	15° C,
Luftmenge	10 kg/h.

erwärmen. Der Teildruck der Luft ist an dieser Stelle, wie erwähnt, nahezu gleich Null. Beim Gleichstromverfahren wird an der Kühlwasseraustrittsseite auch die Luft bei einem gewissen Teildruck abgesaugt, so daß der Teildruck des Dampfes geringer als der Gesamtdruck wird und das Kühlwasser sich nur auf die diesem geringeren Teildruck entsprechende niedrigere Temperatur erwärmen kann. Zur Abführung ein und derselben Wärmemenge ist daher eine größere Wassermenge nötig. Wie groß die Wasserersparnis durch das Gegenstromverfahren ist, hängt von der Höhe der Luftleere, der Kühlwassertemperatur und der Luftmenge ab, und läßt sich in jedem einzelnen Fall zahlenmäßig berechnen. Ist beispielsweise der absolute Druck im Kondensator 0,15 at, so ist die zugehörige Sättigungstemperatur 53,6° C und das Kühlwasser erwärmt sich bei Gegenstrom und einer Zulauftemperatur von 15° C um 38,6° C. Bei Gleichstrom seien z. B. Luftmenge und Luftpumpe so groß, daß die Luft an der Absaugestelle einen Teildruck von 0,05 at haben muß. Der Teildruck des Dampfes ist dann 0,1 at abs., und diesem Druck ist eine Temperatur von 45,4° C zugeordnet, auf die sich das Kühlwasser höchstens erwärmen kann. Die Temperaturzunahme des Wassers bei Gleichstrom ist daher 30,4° C, und zur Abfuhr von 30,4 kcal ist in diesem Falle rd. 1 kg Wasser erforderlich. Für die gleiche Wärmemenge ist der Wasserbedarf bei Gegenstrom nur $30,4 : 38,6 = 0,788$ kg oder $100 - 78,8 = 21,2$ vH weniger als bei Gleichstrom.

Der Unterschied in der Luftpumpengröße bei beiden Verfahren erhellt aus folgendem. Bei Gegenstrom ist es möglich, die Luft bis nahezu auf die Kühlwassereintrittstemperatur abzukühlen. Ihr Teildruck erreicht hierbei den größeren Teil des Gesamtdruckes, da der Teildruck des Dampfes der niedrigen Lufttemperatur entspricht. Bleiben wir bei dem vorigen Beispiel und nehmen an, daß die Luft auf 20° C abgekühlt wird, so ist der Teildruck des Dampfes, da er die gleiche Temperatur annehmen muß, 0,0238 at abs. Der Teildruck der Luft ist somit $0,15 - 0,0238 = 0,1262$ at abs. Bei Gleichstrom ist eine so weitgehende Abkühlung der Luft unmöglich, da sie bis zuletzt mit dem warmen Wasser in Berührung kommt, und ihr Teildruck ist in dem betrachteten Beispiel 0,05 at abs. bei einer Temperatur von 45,4° C. Die Luft hat daher bei Gleichstrom einerseits geringeren Druck, andererseits höhere Temperatur, und beides wirkt auf eine Vergrößerung des Volumens bei gegebenem Gewicht hin. Der Unterschied richtet sich nach der Kühlwassertemperatur und der Höhe der Luftleere. Für obige Zahlenwerte erhält man nach Gl. (6 a) bei Gleichstrom ein Volumen von 1 kg Luft von $29,27 (273 + 45,4) : 500 = 18,6$ m³ (der Druck ist in kg/m² einzusetzen). Für Gegenstrom wird das Volumen $29,27 (273 + 20) : 1262 = 6,8$ m³/kg, d. h. 63,4 vH geringer. Aus diesen Betrachtungen folgt, daß bei gleicher Luftleere bei Gegenstrom die Kühlwassermenge und das Volumen der abzusaugenden Luft kleiner werden, so daß sowohl die Kühlwasser- als auch die Luftpumpe kleiner gewählt werden können. Dies bedeutet nicht nur eine Verringerung der Anschaffungskosten, sondern auch einen geringeren Arbeitsbedarf der Kondensation. Die Luftmenge ist ferner nicht nur aus den oben

angegebenen Gründen kleiner, sondern auch deswegen, weil infolge der kleineren Einspritzwassermenge auch das gesamte in den Kondensator eindringende Luftgewicht ein kleineres wird.

15. Zusammenfassender Vergleich zwischen Gleichstrom und Gegenstrom. Aus Vorstehendem ergeben sich die folgenden wichtigen Unterschiede zwischen Gleichstrom und Gegenstrom.

1. Unter sonst gleichen Verhältnissen ist die erreichbare Luftleere bei Gegenstrom stets höher als bei Gleichstrom.

2. Bei gleicher Luftleere sind die Kühlwassermenge und die Luftpumpe bei Gegenstrom stets kleiner als bei Gleichstrom.

3. Bei Gegenstrom müssen Warmwasser und Luft getrennt abgesaugt werden, während bei Gleichstrom die Absaugung gemeinsam erfolgen kann. Denn wollte man bei Gegenstrom Luft und Warmwasser gemeinsam absaugen, so würde sich die auf t_e abgekühlte Luft bei der Mischung mit dem Warmwasser sofort wieder auf t_a erwärmen, und es würde der Gesamtdruck dieselbe Höhe wie bei Gleichstrom annehmen. Bei diesem können Warmwasser und Luft natürlich auch getrennt abgesaugt werden, doch bringt dies im allgemeinen keinen Vorteil, vielmehr höhere Anschaffungskosten durch die getrennte Ausführung der Pumpen. Allein die Verwendung von Dampfstrahlsaugern für die getrennte Luftabsaugung könnte sich vielleicht als vorteilhaft erweisen, doch liegen Erfahrungen hierüber noch nicht vor.

4. Bei Gegenstrom kommt man mit einer bestimmten kleinsten Kühlwassermenge aus, die sich aus Gl. (3) ergibt, wenn man für t_a die Temperatur einsetzt, die dem gewünschten absoluten Druck im Kondensator entspricht, während man bei Gleichstrom nicht an eine bestimmte Wassermenge gebunden ist. Wird bei Gegenstrom die Wassermenge kleiner als nach Gl. (3) mit $t_a = t_c$ gemacht, so kann die gewünschte Luftleere nicht erreicht werden, da sich das Kühlwasser zu stark erwärmt. Gibt man umgekehrt mehr Wasser in den Kondensator, so ist allein hierdurch eine merkbare Verbesserung der Luftleere nicht möglich, da diese jetzt von der Luftpumpenleistung abhängt. Der absolute Druck im Kondensator kann nur dann sinken, wenn die Steigerung der Wassermenge eine bessere Abkühlung der Luft bewirkt. Wenn aber gleichzeitig die Leistung der Luftpumpe z. B. durch Erhöhung der Drehzahl gesteigert wird, so hat die Vermehrung der Wassermenge eine wesentliche Verbesserung der Luftleere zur Folge.

5. Bei Gegenstrom läßt sich die durch t_a gekennzeichnete Luftleere durch eine Luftpumpe von bestimmter Größe verwirklichen, während dies bei Gleichstrom nicht möglich ist. Bei diesem Verfahren ist man wie bei der Kühlwassermenge nicht an eine bestimmte Luftpumpengröße gebunden.

Die Angaben über die Kühlwassermenge und die Luftpumpengröße bei Gegenstrom gelten natürlich nur mit einer gewissen Einschränkung, nämlich für eine bestimmte Abdampfmenge, z. B. bei Vollast und für ein bestimmtes Luftgewicht. In bezug auf die Luftmenge ist man auf Schätzung angewiesen (vgl. 19), und es kann daher leicht vorkommen, daß sie in Wirklichkeit vom angenommenen Wert stark abweicht.

Es empfiehlt sich daher, Kühlwasser- und Luftpumpe regelbar einzurichten, damit ihre Leistung den wirklichen Verhältnissen angepaßt werden kann.

Wie aus Abs. 17 hervorgeht, lassen sich die Nachteile des Gleichstroms mit verhältnismäßig einfachen Mitteln größtenteils vermeiden. Das reine Gegenstromverfahren wird fast nur bei Sammelkondensationsanlagen angewendet.

16. Bestimmung der günstigsten Kühlwassermenge und Luftpumpengröße bei Gleichstrom. Ist die Aufgabe gestellt, mit einem Gleichstromkondensator eine bestimmte Luftleere zu erzeugen, so gibt es hierfür unendlich viele Lösungen. Denn für eine gewisse angenommene Einspritzwassermenge läßt sich jedesmal die zugehörige Luftpumpengröße bestimmen, mit welcher die verlangte Luftleere erreicht wird. Nur darf die Kühlwassermenge einen bestimmten Betrag nicht unterschreiten, welcher sich aus Abb. 10 ergibt. Soll z. B. die Luftleere bei einer Kühlwassertemperatur von 10°C 90 vH betragen, so muß die Einspritzwassermenge größer als rd. 15 kg für 1 kg Abdampf sein. Es läßt sich nun zeigen, daß es ein gewisses Kühlwasserverhältnis gibt, für welches die Anlage am günstigsten wird. Dies ist dann der Fall, wenn die Summe aller jährlich aufzuwendenden Kosten am geringsten wird. Diese setzen sich aus den eigentlichen Betriebskosten, die mit dem Arbeitsbedarf der Pumpen ansteigen, und den Kosten für Verzinsung und Amortisation des Anlagekapitals zusammen. Im allgemeinen können die Kosten für Verzinsung und Tilgung der Anlagekosten als dem Arbeitsbedarf proportional angesehen werden. Diese Annahme kann um so eher gemacht werden, als die günstigste Wassermenge etwas nach oben oder unten geändert werden kann, ohne daß sich merkbare Verschiedenheiten ergeben. Um das Vorhandensein einer günstigsten Betriebsweise zu verstehen, braucht man sich nur vorzustellen, daß einmal die Wassermenge sehr groß (theoretisch unendlich groß) gemacht wird. Man kommt dann mit einer sehr kleinen Luftpumpe aus, aber der Arbeitsbedarf beider Pumpen zusammen ist wegen der großen Wassermenge außerordentlich groß. Macht man umgekehrt die Luftpumpe so groß, daß sie die ganze Dampfmenge absaugen kann, so kann die Kühlwassermenge gleich Null werden. Der Arbeitsbedarf beider Pumpen ist dann wieder sehr groß. Dazwischen muß es also eine Betriebsweise und Wassermenge geben, bei welcher der Arbeitsbedarf beider Pumpen zusammen einen Kleinstwert erreicht. Das gleiche gilt für die Naßluftpumpe, wenn Warmwasser und Luft gemeinsam gefördert werden.

Allgemeine Formeln für die Ermittlung der günstigsten Pumpenabmessungen lassen sich nicht geben. Ist eine Anlage zu entwerfen, so muß man für eine Reihe von angenommenen Kühlwasserverhältnissen den Arbeitsbedarf für die Kühlwasser- und für die Luftförderung berechnen. Hierbei ist zu beachten, daß gemäß Gl. (7) die Luftmenge mit der Kühlwassermenge ansteigt. Dasjenige Kühlwasserverhältnis ist das günstigste, für welches die Summe des für Wasser und Luft aufzuwendenden Arbeitsbedarfs am kleinsten wird. Man muß hierbei allerdings im Auge behalten, daß auch die Kühlwassermenge möglichst

klein sein soll, denn von ihr hängen die Abmessungen und damit auch die Kosten der meist umfangreichen Rohrleitungen sowie des Kondensators selbst ab. Wenn also die Kurve des Arbeitsbedarfs bei ihrem Kleinstwert flach verläuft, so ist es angezeigt, nicht gerade das Kühlwasserverhältnis zu wählen, bei welchem der Kleinstwert liegt, sondern ein etwas kleineres Kühlwasserverhältnis, bei welchem der Arbeitsbedarf der Pumpen den Kleinstwert erst wenig übersteigt.

17. Gleichstromkondensator mit besonderer Luftkühlung. Der Nachteil des Gleichstromverfahrens, daß es eine größere Luftpumpe erfordert oder bei gleicher Luftpumpe schlechtere Luftleere ergibt, läßt sich dadurch beheben, daß man die Luft durch eine besondere Regenvorrichtung kühlt und getrennt absaugt. Dieses Verfahren wird daher häufig angewendet. Es wird hierbei der in der Luft noch enthaltene Dampf größtenteils niedergeschlagen, und es werden in bezug auf die Absaugung der Luft gleiche Verhältnisse wie bei Gegenstrom erzielt. Der Bedarf an Kühlwasser für die Abkühlung der Luft ist theoretisch sehr gering, wird aber meist etwas reichlicher gewählt, um ausreichende Kühlung der Luft sicherzustellen. Durch die besondere Kühlung der Luft wird gegenüber Gleichstrom auch eine Ersparnis an Wasser bewirkt. Wie groß diese ist, hängt von der Bauart des Kondensators und der Verteilung des Kühlwassers zum Dampfniederschlagen einerseits und zum Luftkühlen andererseits ab. Der erstere Teil kann sich bei diesem Verfahren wie bei Gegenstrom bis nahezu auf die dem Kondensatordruck zugeordnete Dampftemperatur erwärmen. Dagegen wird der zur Luftkühlung dienende Teil des Kühlwassers, wenn dessen Menge reichlich gewählt ist, sich nicht ebensoweit erwärmen und daher nicht voll ausgenutzt werden. Der Wasserverbrauch wird sich in den meisten Fällen mehr den Werten für Gegenstrom als für Gleichstrom nähern (vgl. auch Abs. 25). Für die Berechnung der Luftpumpengröße gelten die für Gegenstrom gegebenen Formeln.

Den Vorteilen des Verfahrens steht allerdings die Notwendigkeit gegenüber, eine besondere Luftpumpe vorsehen zu müssen.

Konstruktiv läßt sich die Abkühlung entweder in einem Nachkühler vornehmen, wie dies z. B. von Weiss vorgeschlagen worden ist. Zu einer solchen Einrichtung kommt man ohne weiteres, wenn eine schon bestehende Gleichstromkondensation verbessert werden soll. Häufig ist aber namentlich bei kleineren Anlagen die Nebeneinspritzung mit der Haupteinspritzung in einem gemeinsamen Gehäuse vereinigt, wie z. B. die späteren Abb. 26 bis 28 zeigen.

18. Einstellung der Kühlwassermenge bei gegebener Naßluftpumpe. Bei einer vorhandenen Mischkondensationsanlage mit Naßluftpumpe gibt es eine gewisse günstigste Kühlwassermenge, bei welcher die Luftleere am besten wird. Wird nämlich die Wassermenge sehr groß gemacht, so wird die Luftleere schlecht, weil ein zu kleines Hubvolumen für die Förderung der Luft verbleibt. Stellt man umgekehrt eine sehr kleine Wassermenge ein, so wird die Luftleere ebenfalls schlecht, weil sich das Wasser zu stark erwärmt. Dazwischen muß es also einen Wert für die Wassermenge geben, für die der absolute Druck im Kondensator

am geringsten wird. Eine genaue Untersuchung zeigt nun, daß die Kurve, die man erhält, wenn man die Luftleere über der Kühlwassermenge aufträgt, sehr flach verläuft, und es empfiehlt sich daher, die Wassermenge noch etwas kleiner, als der besten Luftleere entspricht, einzustellen. Man setzt damit den Arbeitsbedarf für die Wasserförderung noch weiter herab und erreicht gleichzeitig eine Verminderung der vom Wasser mitgeführten Luftmenge.

Die günstigste Einstellung der Wassermenge läßt sich im Betriebe leicht ausprobieren; sie bleibt auch dann etwa am günstigsten, wenn die Belastung der Hauptmaschine wesentlich abnimmt.

Einige weitere mit dem Betrieb zusammenhängende Maßnahmen werden bei den einzelnen Kondensatorbauarten behandelt werden.

19. Größe der Luftmenge. Eine ziemlich unsichere Größe beim Entwurf jeder Kondensationsanlage ist die von der Luftpumpe zu fördernde Luftmenge. Wenn es auch in der Natur der Sache liegt, daß sie bei gleichartigen Anlagen sehr verschieden ausfällt, so muß man doch versuchen, sich ein Bild von ihrer voraussichtlichen Größe zu machen, wenn die Anlage mit normaler Sorgfalt ausgeführt wird. Die ganze Luftmenge setzt sich zusammen aus der Luft, die mit dem Einspritzwasser in den Kondensator gelangt, dem Anteil, der sich durch Undichtigkeiten an allen unter Unterdruck stehenden Stellen dem Dampf beimengt, und endlich demjenigen Teil, der bereits mit dem Speisewasser in den Kessel und von dort mit dem Dampf in den Kondensator gelangt. Die einzigen Angaben über die Größe der Luftmenge bei Einspritzkondensatoren rühren von Weiss her¹¹⁴⁾. Bei der vom Wasser gelösten Luft stützt er sich auf die Messungen von Bunsen, nach denen 1 l Wasser bei 15° C 0,01795 l Luft von atmosphärischer Spannung absorbiert, und rundet diesen Wert zur Sicherheit und der einfacheren Rechnung wegen auf 0,02 ab. Hierdurch ist gleichzeitig berücksichtigt, daß auch durch Undichtigkeiten der Kühlwassersaugleitung Luft eindringt, die mit dem Wasser in den Kondensator fließt. Ist Q die Kühlwassermenge in m^3/h , so folgt dieser Anteil der Luft zu $0,02 Q \text{ m}^3/\text{h}$. Die in den Kessel gespeiste Luft berücksichtigt Weiss nicht für sich, man kann aber annehmen, daß sie in dem auf die Undichtigkeiten entfallenden Anteil mit enthalten ist. Die von Undichtigkeiten herrührende Luftmenge setzt Weiss, dem Vorgange Grashofs folgend³⁴⁾, der Dampfmenge D proportional und bestimmt sie aus $\mu \frac{D}{1000}$, worin der Undichtigkeitskoeffizient μ von

der Gesamtlänge der Abdampfleitungen L abhängt, und zwar leuchtet ein, daß μ etwa proportional mit L , d. h. mit der Zahl der Flanschverbindungen zunimmt. Mit Benutzung des von Grashof berechneten Wertes $\mu = 1,8$ für $L = 0$ und auf Grund einiger Messungen an ausgeführten Kondensationsanlagen gelangt Weiss für Dampfmaschinen zu der Formel

$\mu = 1,8 + 0,01 L$ bei groben Betrieben wie Hüttenwerken u. dgl. und
 $\mu = 1,8 + 0,006 L$ bei feineren Betrieben wie Elektrizitätswerken u. dgl.

Zu diesen Werten ist nun folgendes zu sagen. Der auf 0,02 abgerundete Absorptionskoeffizient gilt für Wasser von 15° C. Wenn, was bei Rückkühlung die Regel ist, das Wasser höhere Temperatur hat, so kann es nur eine geringere Luftmenge in Lösung halten. Demgegenüber ist aber ein anderer Umstand zu beachten. Das Wasser kommt im Kühlturm mit der Luft in innige Berührung, und es werden neben der Absorption beim Aufschlagen des Wassers in dem Sammelbehälter mechanisch Luftteilchen vom Wasser eingeschlossen. Ob diese Luftteilchen sich wieder abscheiden, hängt davon ab, ob genügend Gelegenheit und Zeit dafür vorhanden ist. Das immer wieder von neuem herabtropfende Wasser behindert die Abscheidung, die um so weniger vollkommen sein wird, je schneller das Wasser wieder in den Kondensator zurückfließt. Auf diese Weise kann der Luftgehalt des Wassers erhebliche Beträge erreichen. Verf. hat in einem ähnlichen Falle bis zu 3,5 Volumenprozent bei 15° C gemessen, was einer Absorptionzahl von 0,035, also doppelt soviel wie der Bunsensche Wert, entspricht. Wheeler gibt sogar an, daß der Luftgehalt des Einspritzwassers 1 bis 5 vH beträgt¹¹⁵). Bei Kühlwerken kann man damit rechnen, daß das Wasser reichlich Zeit zur Abscheidung hat, da die Sammelbehälter große Flächen einnehmen. Der Wert $\alpha = 0,02$ kann daher selbst unter Berücksichtigung des oben angeführten Umstandes als reichlich groß angesehen werden. In noch höherem Maße trifft dies für die Undichtigkeitszahl namentlich bei größeren Rohrlängen zu. Diese Zahl stützt sich für größere Längen auf nur einen Versuch an einer Anlage, die sich nach Weiss' eigener Angabe in einem wenig vorbildlichen Zustand befunden hat, wie er heute selbst bei groben Betrieben kaum noch anzutreffen sein wird.

Verf. hält daher die von Weiss angegebenen Werte für zu groß und schlägt zunächst in Anlehnung an Weiss folgende Formel für die Luftmenge bei Kolbendampfmaschinen mit Einspritzkondensation vor:

$$G_L = \left(\alpha Q + \mu \frac{D}{1000} \right) \frac{B}{760} \text{ kg/h} \quad (7)$$

mit der Absorptionzahl $\alpha = 0,02$ und der Undichtigkeitszahl

$$\mu = 1,8 + 0,01 L \text{ für grobe Betriebe und}$$

$$\mu = 1,8 + 0,006 L \text{ für feinere Betriebe.}$$

$$Q = \text{Kühlwassermenge in m}^3/\text{h und}$$

$$D = \text{Dampfmenge in kg/h.}$$

Die Beiwerte stimmen mit den Weiss'schen überein, die Formeln liefern aber doch um etwa 20 vH geringere Luftmengen, weil sie Kilogramm statt Kubikmeter ergeben. Die Angabe der Luftmenge in kg ist außerdem vorzuziehen, da diese Bezeichnung eindeutig ist. Der Faktor $\frac{B}{760}$ soll berücksichtigen, daß in Gegenden, in denen der Barometerstand im Mittel erheblich kleiner als 760 mm ist, mit entsprechend kleineren Luftgewichten gerechnet werden kann. Auch die nach Gl. (7)

sich ergebenden Luftmengen dürften in den meisten Fällen noch reichlich groß sein. Für Anlagen mit Dampfturbinen ist sicher mit kleineren Werten von G_1 zu rechnen (vgl. 56).

Bei Gl. (7) ist vorausgesetzt, daß die durch Undichtigkeiten eindringende Luftmenge unabhängig von der Luftleere ist. Diese Annahme beruht auf der bekannten Tatsache, daß die durch eine Öffnung strömende Luftmenge nicht immer weiter mit kleiner werdendem Druckverhältnis zwischen Druck hinter und vor der Öffnung ansteigt, sondern von einem bestimmten Druckverhältnis an gleichbleibend ist, das für Luft bei 0,5282 liegt. Hiernach dürfte das Luftgewicht also nicht mehr zunehmen, wenn die Luftleere etwa 53 vH übersteigt. Dieser Standpunkt ist bisher stets vertreten worden, jedoch teilweise mit Unrecht, worauf Gramberg aufmerksam gemacht hat. Der kritische Druck hat die oben angegebene Größe nämlich nur dann, wenn es sich

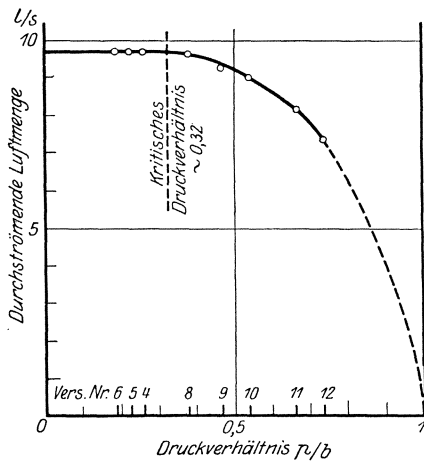


Abb. 20. Bei verschiedenem Druckverhältnis durch Undichtigkeiten einströmende Luftmenge.

um eine Mündung handelt, bei welcher die Luft aus dem engsten Querschnitt frei ausströmen kann. Dies trifft nun hier in der Regel nicht zu, da undichte Stellen meist gleichbleibenden, sehr kleinen Querschnitt und im Verhältnis zu diesem große Länge haben. Daß hierdurch die Höhe des kritischen Druckes stark beeinflusst wird, zeigen z. B. Versuche von Gramberg³³⁾, bei denen Luft durch einen Hahn in den Kondensator eingelassen wurde, s. Abb. 20. Der kritische Druck liegt hier etwa bei 0,32 p_1 , also niedriger als bei der Mündung, und er wird um so niedriger sein, je kleiner der Querschnitt einer Undichtigkeit im Verhältnis zu

seiner Länge ist, um schließlich auf Null herunterzugehen. Solche Undichtigkeiten tragen aber am wenigsten zur gesamten Luftmenge bei, und man kann daher annehmen, daß bei den üblichen Luftleeren von 85 vH und darüber die Luftmenge von der Luftleere unabhängig ist. Es wäre erwünscht, wenn durch sorgfältige Versuche hierüber Klarheit geschaffen würde.

20. Zahlenbeispiel. Es sei eine Einspritzkondensationsanlage für eine einzelne Kraftmaschine zu entwerfen für eine normale mittlere Abdampfmenge von 10 000 kg/h und eine Luftleere von 90 vH von 760 mm Barometerstand bei einer Kühlwassertemperatur von 15° C. Wir wählen Gleichstromverfahren mit Nebeneinspritzung für die Luftkühlung gemäß Abb. 27. 90 vH Luftleere ergibt einen absoluten Druck im Kondensator von 0,103 oder rd. 0,1 at abs. Diesem Druck entspricht eine Sättigungstemperatur von 45,4° C, und man kann bei guter Wasserverteilung

darauf rechnen, daß sich das Wasser der Haupteinspritzung zum Niederschlagen des Dampfes auf 45°C erwärmt. Aus dem Anfangszustand des Dampfes vor der Kraftmaschine und seiner Wärmeausnutzung folge ein Wärmeinhalt des Abdampfes von 585 kcal/kg . Damit wird nach Gl. (3) das Kühlwasserverhältnis

$$n = \frac{Q'}{D} = \frac{585 - 45}{45 - 15} = 18 \text{ kg Wasser/kg Dampf}$$

und die Kühlwassermenge für die Haupteinspritzung zu

$$Q' = 18 \cdot 10\,000 = 180\,000 \text{ kg/h} = \text{rd. } 180 \text{ m}^3/\text{h}.$$

Den Kühlwasserbedarf für die Luftkühlung nehmen wir, um sicher zu gehen, zu 5 vH von Q' , also $9\text{ m}^3/\text{h}$, an (theoretisch ist meist weniger als 1 vH erforderlich), so daß die gesamte Kühlwassermenge $Q = 189\text{ m}^3/\text{h}$ wird, die wir auf $Q = 190\text{ m}^3/\text{h}$ abrunden. Die Abdampfleitung habe eine Länge von 5 m . Damit kann das zu fördernde Luftgewicht nach Gl. (7) geschätzt werden zu

$$G_l = 0,02 \cdot 190 + 1,83 \cdot 10 = 3,8 + 18,3 = 22,1 \text{ kg/h.}$$

Nach Abb. 18 bleibt die Luft bei $t_a - t_e = 30^{\circ}\text{C}$ um rd. 7°C wärmer als das eintretende Kühlwasser, sie hat daher beim Verlassen des Kondensators eine Temperatur von $15 + 7 = 22^{\circ}\text{C}$. Dieselbe Temperatur hat dort auch der Dampf, und sein Teildruck ist somit nach Zahlentafel 47 $p_d = 0,0269\text{ at abs}$. Die Luft hat daher an der Absaugstelle einen Teildruck von $0,1 - 0,0269 = 0,0731\text{ at abs} = 731\text{ kg/m}^2$. Die Fördermenge der Luftpumpe folgt daher nach Gl. (4) zu

$$V_l = \frac{G_l R_l T_l}{P_l} = \frac{22,1 \cdot 29,27 (273 + 22)}{731} = \text{rd. } 260 \text{ m}^3/\text{h}$$

bei einer Ansaugespannung von $0,1\text{ at abs}$.

Über den Arbeitsbedarf der Pumpen s. Abs. 93, 107 und 112, über die Ausführung des Kondensators und die Durchmesser der Leitungen z. B. Abs. 21.

B. Ausführung der gewöhnlichen Einspritzkondensatoren.

21. Allgemeines. Der Kondensatorkörper wird je nach Art und Größe der Anlage sehr verschieden ausgeführt. Bei kleineren Dampfmaschinen besteht der Kondensator häufig aus einem wenig oder gar nicht erweiterten Stück der Abdampfleitung, in welches das mit Löchern versehene, meist aus Kupfer bestehende Ende der Kühlwasserleitung hineingeführt ist. Bei liegenden Naßluftpumpen wird der Einspritzraum des Kondensators häufig im Pumpengehäuse angeordnet. Die einmalige Verteilung des Wassers genügt in diesen Fällen vollkommen. Bei größeren Anlagen, namentlich Zentralkondensationen, pflegt mehrfacher Überlauf des Wassers angeordnet zu werden, vgl. Abb. 31. Die Erfahrungen haben gezeigt, daß dreimalige Verteilung ausreichend ist. Die Anordnung siebartiger Öffnungen ist dann kaum erforderlich, da

das Wasser auch ohne diese genügend durcheinandergewirbelt und beim Aufprallen auf das darunter befindliche Wasserbecken zerstäubt wird. Fällt das Wasser aber nur einmal herab, so ist eine feinere Verteilung nötig. Die Öffnungen sollen aber nicht zu klein sein, weil sie sonst zum Verstopfen neigen. Das Auftreten geschlossener Wasserwände, durch welche der noch nicht niedergeschlagene Dampf hindurchtreten muß, ist zu vermeiden, da der Widerstand, den das Wasser dem Dampf entgegensetzt, einen Verlust an Luftleere mit sich bringt. Je besser die Wasserverteilung ist, um so größer ist die Sicherheit, daß die höchstmögliche Erwärmung des Kühlwassers erreicht wird. Wegen der Größe und der Formgebung der Kondensatorkörper sei auf die späteren Abbildungen verwiesen. Als Anhalt kann dienen, daß der Inhalt von kleineren Kondensatoren gleich dem 5- bis 10fachen Hubvolumen der Naßluftpumpe oder gleich der 15- bis 20fachen sekundlichen Einspritzwassermenge gewählt wird.

Als Baustoff pflegt bei größeren Anlagen Schmiedeeisen, bei kleineren Gußeisen verwendet zu werden. In jedem Fall ist der Körper als Hohlzylinder auf äußeren Überdruck zu berechnen, die Deckel gegebenenfalls als Platten mit gleichmäßig verteilter Last (s. z. B. ⁵⁸). Bei großen schmiedeeisernen Gehäusen darf die Wandstärke nicht zu gering gewählt werden, weil das Ganze sonst zu weich wird, und das gute Abdichten der Flanschen Schwierigkeiten macht. Auch für eine gute Unterstützung der Körper und eine gute Verteilung des oft nicht geringen Gewichtes auf die Fundamente ist zu sorgen.

Die Geschwindigkeit des Kühlwassers kann zu 1,5 bis 2 m/s und darüber, je nach den Reibungsverlusten, die man in der Rohrleitung zulassen kann und will, gewählt werden, wenn das Wasser dem Kondensator durch eine Pumpe zugeedrückt wird. Es sei hier bemerkt, daß eine Pumpe in den meisten Fällen an sich nicht erforderlich ist, da der äußere Luftdruck das Wasser in den unter Unterdruck stehenden Kondensator treibt. Auf die größte Saughöhe, die auf diese Weise überwunden werden kann (164), darf man natürlich niemals gehen, denn wenn sich die Luftleere nur ganz wenig verschlechtern würde, würde die Wassersäule sofort abreißen, und ein neues Ansaugen des Wassers wäre nur nach Abstellung der Hauptmaschine möglich. Auch wenn die zu überwindende Saughöhe 1 bis 2 m unter der äußerst möglichen bleibt, ist die Anordnung einer Kühlwasserpumpe auf alle Fälle nötig, da es immer vorkommen kann, daß die Luftleere so weit fällt, daß ein Abreißen des Wassers und eine Betriebsunterbrechung die Folge ist. Nur wenn die zu überwindende Saughöhe nur wenige Meter — höchstens bis etwa 6 m — beträgt, kann man auf eine besondere Pumpe verzichten. Fehlt die Kühlwasserpumpe, so sei die Wassergeschwindigkeit nur etwa 1 bis 1,5 m/s, damit die Reibungswiderstände in der Rohrleitung klein werden und damit die Gefahr des Abreißen der Wassersäule nach Möglichkeit vermieden wird. Die Leitung vom Kondensator zur Pumpe bei getrennter Absaugung von Wasser und Luft kann für eine Geschwindigkeit des Warmwassers von etwa 1 m/s die Luftsaugleitung für eine Geschwindigkeit von etwa 15 m/s berechnet

werden. Bei gemeinsamer Absaugung ist der Querschnitt der Saugleitung als Summe der Einzelquerschnitte zu ermitteln.

Dient ein Einspritzkondensator zum Niederschlagen des Dampfes einer in nächster Nähe befindlichen Kraftmaschine, so ist ein selbsttätiger Luftleereunterbrecher anzuordnen, der das Eindringen von Wasser in die Maschine verhindert, wenn das Wasser aus irgendeinem Grunde unzulässig hoch im Kondensator ansteigen sollte. Die Ausführung ist meist derart, daß ein Schwimmer ein — häufig ausgeglichenes — Ventil nach der Atmosphäre öffnet, so daß Luft in den Kondensator strömt und das Höhersteigen des Wassers verhindert. Die Ausbildung im einzelnen ist aus einer Reihe späterer Abbildungen von Einspritzkondensatoren zu ersehen. Der Schwimmer wird zweckmäßig in einer Seitenkammer angeordnet, damit sein Arbeiten nicht durch den Wasserregen oder durch Schwankungen des Wasserspiegels gestört wird.

Ausführungsbeispiele.

22. Kondensator der Maschinenbau-A.-G. Balcke, Bochum. Dieser für Dampfmaschinen mittlerer Größe bestimmte Kondensator (Abb. 21 bis 23) ist ein reiner Gleichstromkondensator, die Luft wird nicht besonders gekühlt. Das Gehäuse besteht aus Gußeisen. Das Kühlwasser wird durch eine Brause mit zahlreichen kleinen Öffnungen fein verteilt, die zwecks Reinigung leicht zugänglich ist. Das Wasser fließt dann in zwei Absätzen weiter nach unten. Ein Luftsaugrohr mit Absperrschieber führt zur außenliegenden Luftpumpe Bauart Westinghouse-Leblanc (vgl. 122), doch ist die Pumpe mit dem Gehäuse zu einem Aggregat vereinigt. Der Schieber in der Luftsaugleitung ist erforderlich, da beim Anfahren die Luftzufuhr stark gedrosselt werden muß. Wird der Schieber beim Anfahren zu weit geöffnet, so neigt die W.-L.-Pumpe zum Abschnappen. Der Schieber ist also nötig, aber unerwünscht, da er die Möglichkeit von Undichtigkeiten vermehrt. Die Warmwasserpumpe ist der Platzersparnis halber in das Kondensatorgehäuse eingebaut, kann natürlich aber auch zusammen mit der Luftpumpe für sich angeordnet werden. Der Einbau in das Gehäuse hat außerdem den Vorteil, daß das Wasser der Pumpe mit geringstem Widerstand zufließt, aber den Nachteil, daß die eine Wellenstopfbüchse gegen hohen und die andere gegen mäßigen Unterdruck abzudichten ist. Die Pumpe kann das Wasser erforderlichenfalls unmittelbar auf den Kühlturm drücken.

23. Gleichstromkondensator der Otto Estner, Kühlwerksbau G. m. b. H., Dortmund. Dieser Kondensator (Abb. 24 und 25) ähnelt in Aufbau und Ausführung dem vorherbeschriebenen. Abdampf und Wasser bewegen sich ebenfalls im Gleichstrom. Das Wasserverteilungsrohr hat nur auf der oberen Seite Löcher, um die Regenhöhe zu vergrößern. Der untere Teil des Kondensators ist von dem oberen durch eine Platte mit sieben düsenartigen Einbauten geschieden. Durch den äußeren Teil der Öffnungen fließt das Wasser nach unten, durch den inneren Teil sollen im wesentlichen Luft und Dampf strömen. Die Luft wird unmittelbar unter der wagerechten Platte abgesaugt. Sofern noch ein

nennenswerter Teil des Dampfes erst im unteren Teil des Kondensators niedergeschlagen wird, wird hierdurch wahrscheinlich erreicht, daß die Luft mit etwas niedrigerer Temperatur als der Warmwassertemperatur abgezogen wird. Das Verfahren nähert sich hierdurch etwas dem Gegenstromverfahren und entspricht etwa dem in Abb. 17 gegebenen Schema.

Die in das gußeiserne Kondensatorgehäuse eingebaute Warmwasserpumpe ist gut zugänglich; sie kann entweder durch Riemen oder

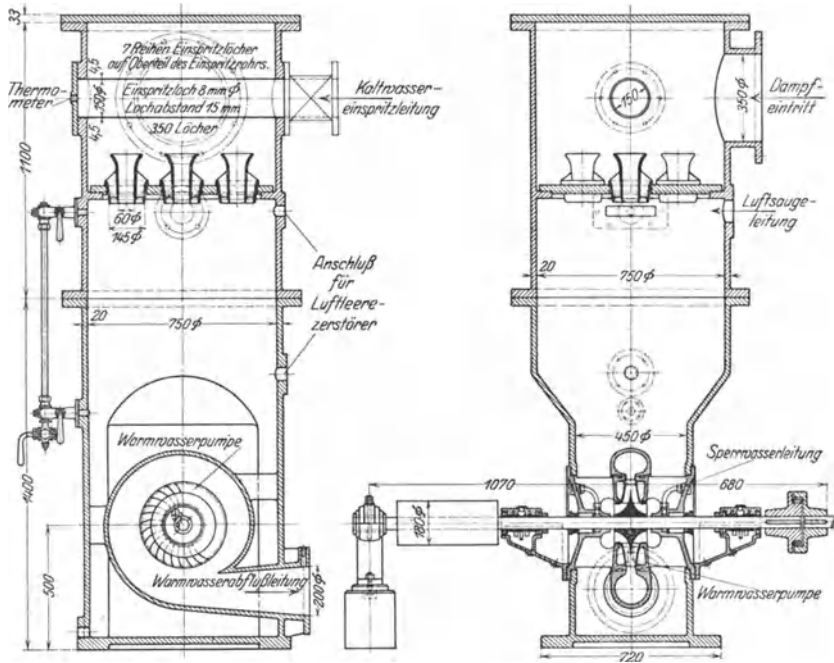


Abb. 24 und 25. Einspritzkondensator der Otto Estner, Kühlwerksbau G. m. b. H., Dortmund, mit Warmwasserpumpe.

unmittelbar durch eine Dampfturbine oder einen Elektromotor angetrieben werden. Der Kondensator ist mit den üblichen Armaturen wie Wasserstandszeiger, Luftleerezestörer, Thermometern und Probihähnen für die Stopfbüchensperrung durch Druckwasser versehen.

24. Kondensator der Allgemeinen Electricitäts-Gesellschaft, Berlin.

Der Kondensator (Abb. 26) wird mit eingebauter Warmwasser- und Luftpumpe ausgeführt, die durch eine Dampfturbine angetrieben werden. Das Kühlwasser fließt dem Kondensator durch den Atmosphärendruck zu und gelangt in eine ringförmige Kammer, an der bronzene Stredüsen sowie kleinere, schräg nach innen und außen gerichtete Öffnungen angebracht sind. Diese sind so weit, daß sie sich auch bei nicht ganz reinem Wasser nicht verstopfen können. Die Stredüsen sind mit Drallblechen versehen, die eine Drehung und dadurch Zerstäubung des

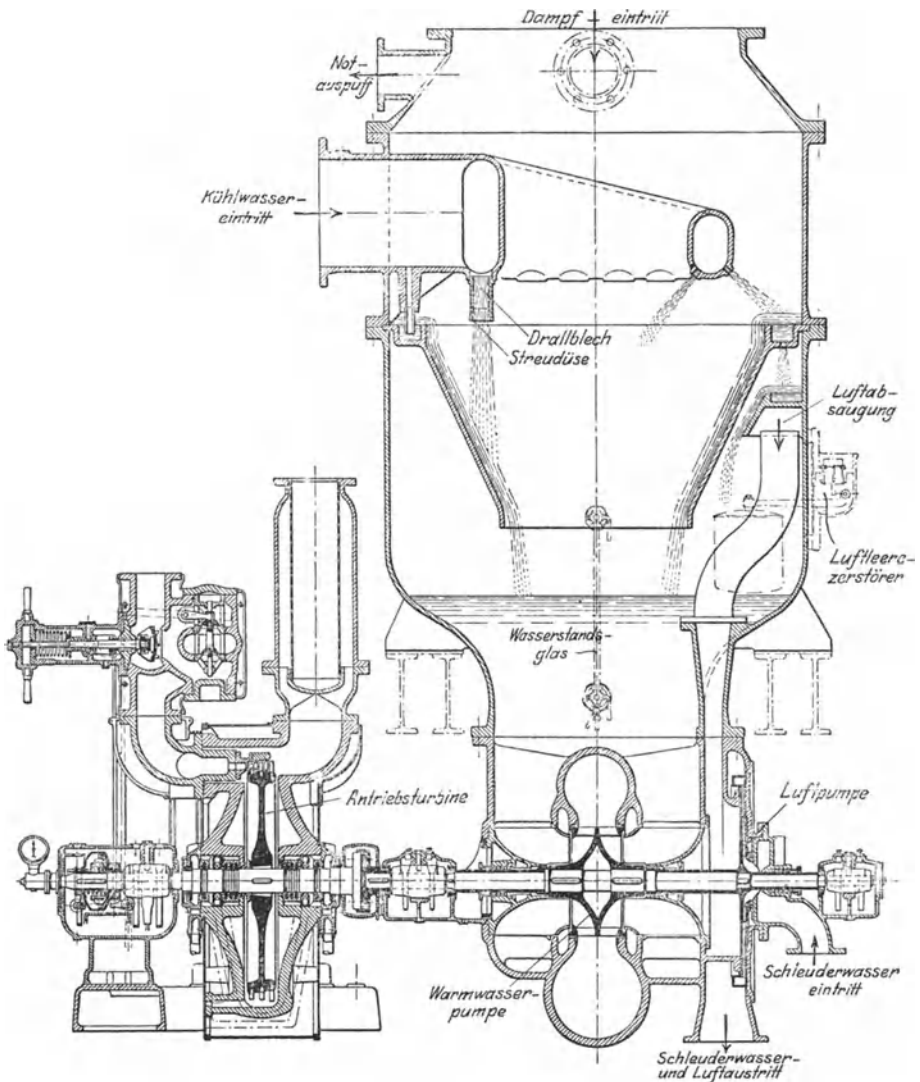


Abb. 26. Einspritzkondensator der Allgemeinen Electricitäts-Gesellschaft, Berlin, mit Turbopumpwerk.

Wassers bewirken. Der Dampf wird im wesentlichen in dem Trichter unterhalb der Düsen verflüssigt. Das Warmwasserkondensatgemisch wird, falls erforderlich, von der Pumpe bis auf den Kühlturm gedrückt. Die nicht kondensierbaren Gase streichen an der Außenseite des Trichters hoch und werden vor Eintritt in das Luftsaugrohr durch einen kleinen besonderen Wasserregen gekühlt, was eine Verbesserung der Wirkungsweise mit sich bringt. Da aber das zur Luftkühlung dienende Wasser zum Teil schon etwas angewärmt sein wird, kann nicht die gleiche Ab-

kühlung der Luft wie beim Gegenstromverfahren erzielt werden. Wir haben es hier genau mit der in Abb. 17 dargestellten Betriebsweise zu tun.

Bezüglich der Bauart der AEG-Luftpumpe s. 123. Der Ausbau der Pumpen zwecks Nachprüfung erfolgt in axialer Richtung von der Luftpumpenseite aus.

25. Kondensator der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg. Das Kühlwasser (s. Abb. 27) fließt durch zwei oder mehrere Ringdüsen, die zwar

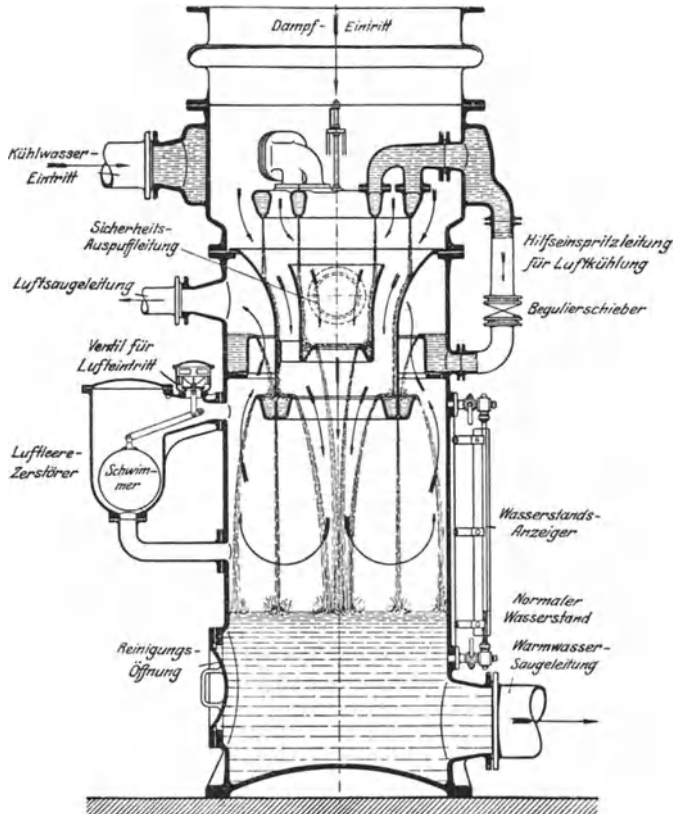


Abb. 27. Einspritzkondensator der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg.

nicht ohne weiteres zugänglich sind, sich aber auch nicht so leicht wie einzelne Bohrungen verstopfen können. Dafür wird der Widerstand des Kondensators etwas größer sein als bei Verteilung des Wassers in einzelne Strahlen. Die Luft muß, um zum Luftsaugrohr zu gelangen, von innen nach außen strömen. Sie kommt hierbei zweimal mit kaltem Kühlwasser in Berührung. Der Kondensator arbeitet daher nach dem Gleichstromverfahren mit besonders wirksam ausgebildeter Hilfseinspritzung für die Luftabkühlung. Es kann sogar der Fall eintreten,

daß dieser Kondensator als reiner Gegenstromkondensator aufgefaßt werden kann, dann nämlich, wenn durch das Wasser der Hilfeinspritzung Dampf in einer solchen Menge niedergeschlagen wird, daß sich das Wasser auf die gleiche Temperatur wie das Haupteinspritzwasser erwärmt. Bleibt es aber kälter, so ist der Kühlwasserbedarf größer als derjenige des reinen Gegenstromkondensators. Da sich die

Hilfswassermenge regeln läßt, so kann sie auf den günstigsten Wert eingestellt werden.

26. Kondensator von Brown, Boveri & Co., Mannheim. Für diesen Kondensator (Abb. 28) gilt das soeben Gesagte ebenfalls. Die Düsen der Haupteinspritzung können von Handlöchern aus gereinigt werden. Am unteren Ende des Trichters, in dem die Kondensation des Dampfes erfolgt, sitzt eine Drosselklappe, die im normalen Betrieb offen ist und einen Schieber zwischen Turbine und Kondensator ersetzt. Versagt die Kühlwasserpumpe aus irgendeinem Grunde, so tritt der Luftleerezstörer und im Anschluß daran das selbsttätige Auspuffventil in Tätigkeit. Die

Haupteinspritzung und die Drosselklappe sind dann sofort zu schließen. Bei Wieder-

inbetriebsetzung bleibt die Klappe zunächst geschlossen, bis im unteren Teil eine Luftleere von etwa 60 cm Q.-S. erreicht ist und durch die Hilfeinspritzung, welche immer offen bleibt, Wasser in den Kondensator tritt. Dann wird die Klappe geöffnet und die Haupteinspritzung angestellt. Da das Anstellen der Haupteinspritzung bei geschlossener Klappe ein Überfluten der Turbine bewirken würde, so sind der Hahn und die Klappe so gegeneinander verriegelt, daß die Drosselklappe nur

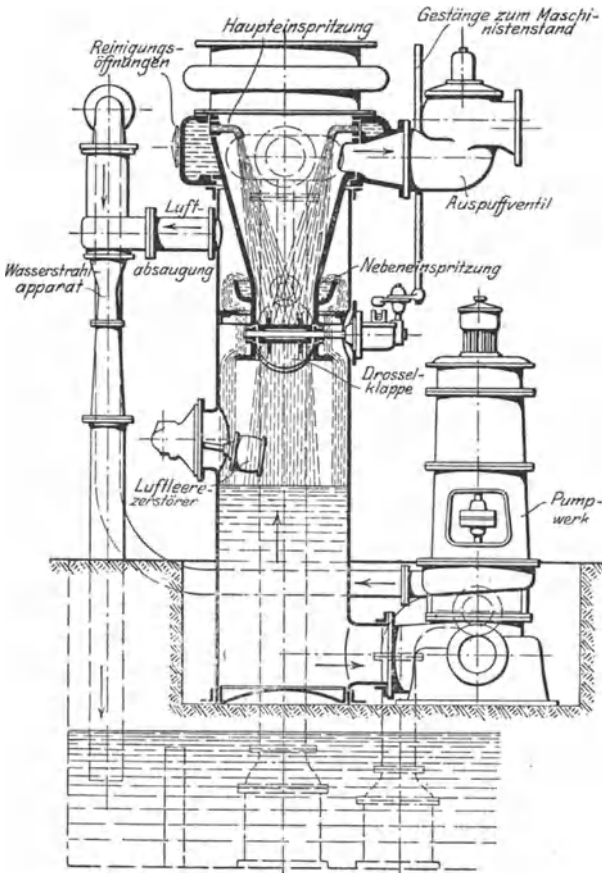


Abb. 28. Einspritzkondensator von Brown, Boveri & Co., Mannheim.

bei abgestellter Haupteinspritzung geschlossen und die Einspritzung nur bei geöffneter Klappe angestellt werden kann. Beim Anlassen der Hauptmaschine kann der Kondensator natürlich bei geöffneter Klappe entlüftet werden. Durch die beschriebenen Einrichtungen wird eine hohe Betriebssicherheit gewährleistet.

Wegen der Bauart der Wasserstrahlluftpumpe s. 119. Bei dieser Anordnung des Pumpwerkes kann eine gegen Unterdruck dichtende Wellenstopfbüchse ganz vermieden werden.

27. Gegenstromkondensator der Otto Estner, Kühlwerksbau G. m. b. H. Dieser aus Schmiedeeisen hergestellte Kondensator (Abb. 29 und 30) ist für größere Dampfmenge bestimmt. Der Dampf wird vollkommen im Gegenstrom zum Wasser geführt. Durch die Einführung des Abdampfrohres zentral von oben wird eine baulich schöne Anordnung erzielt. Die Verteilung des Wassers geschieht durch siebartig gelochte Böden, von denen je zwei übereinander angeordnet sind.

28. Einspritzkondensator von Weiss. Abb. 31¹¹⁴) stellt den für große Dampfmenge bestimmten Einspritzkondensator von Weiss dar, wie er in Verbindung mit einem barometrischen Abfallrohr (164) häufiger für Zentral-kondensationen zur Ausführung gekommen ist. Es ist das Verdienst von Weiss, zuerst auf die großen Vorteile des Gegenstromverfahrens hingewiesen zu haben, und sein Kondensator hat mancher ähnlichen Konstruktion als Vorbild gedient.

Der Abdampf tritt bei *B*, das Kühlwasser bei *D* in den Kondensator ein und fließt über drei Überläufe nach unten. Siebbleche o. dgl. werden nicht angewendet, um Verstopfungen mit Sicherheit zu vermeiden. Das Rohrstück *A*₁ zwischen dem letzten Überfall des Wassers und dem Abfallrohr wird mit größerem Durchmesser als dieses ausgeführt, um noch als Kondensationsraum zu dienen. Die Luft wird bei *C* abgesaugt, bewegt sich also im Gegenstrom zum Wasser durch den Kondensator,

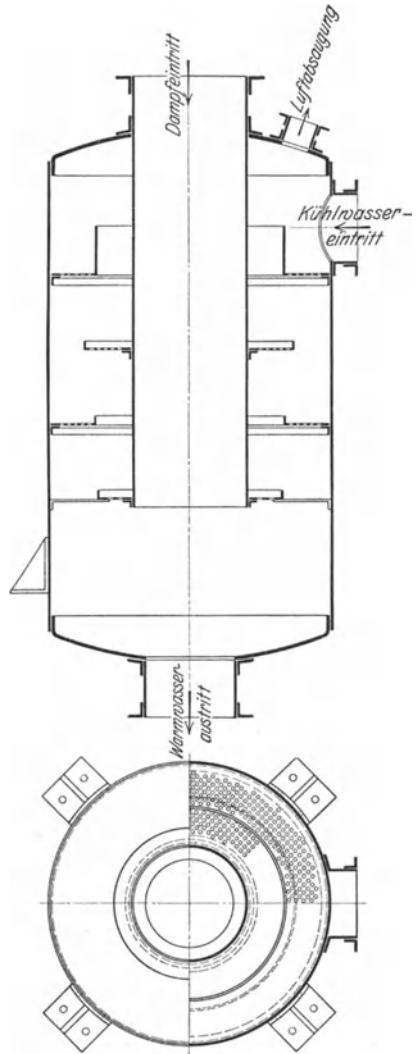


Abb. 29 u. 30. Gegenstrom-Einspritzkondensator der Otto Estner, Kühlwerksbau G. m. b. H., Dortmund.

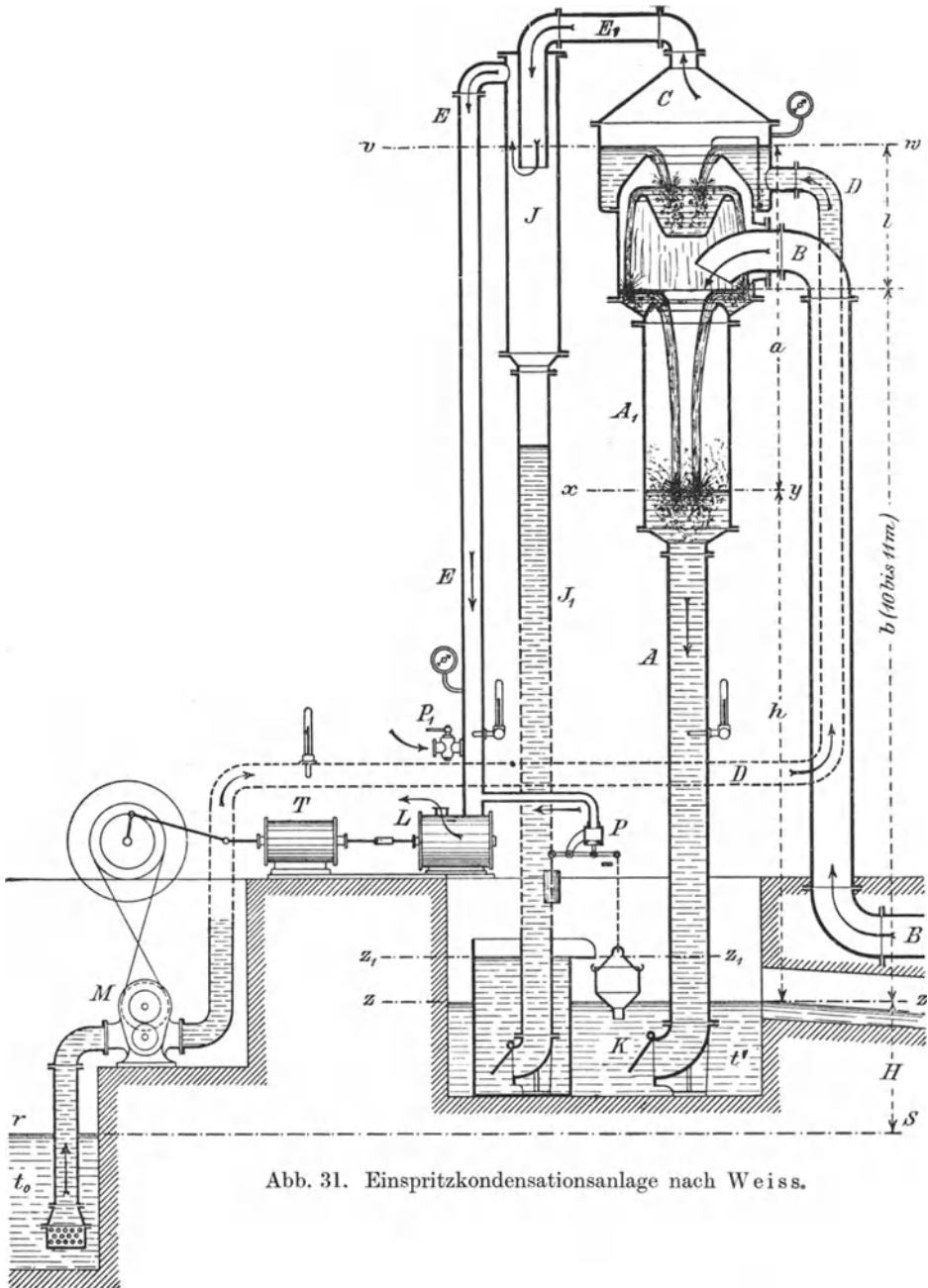


Abb. 31. Einspritzkondensationsanlage nach Weiss.

wodurch ihre Abkühlung bis nahezu auf die Wassereintrittstemperatur bewirkt wird. Die Luft wird von der Luftpumpe L ins Freie gefördert. Diese wird von der Dampfmaschine T bewegt, die in diesem Falle gleichzeitig die Kühlwasserpumpe M antreibt. Diese wurde als Drehkolbenpumpe ausgeführt, um zu verhindern, daß der Kaltwasserkanal in den Fällen leergesaugt wird, in welchen der Höhenunterschied zwischen Kondensator und Wasserspiegel selbsttätiges Ansaugen und Fortfall der Pumpe ermöglichen würde. Bei einer Kolbenpumpe würden nämlich in diesem Falle Saug- und Druckventil offen bleiben, und das Wasser würde die Pumpe unabhängig von der Bewegung des Kolbens durchströmen, was bei der Drehkolbenpumpe nicht möglich ist. Aus dem gleichen Grunde ist auch keine Kreiselpumpe gewählt worden, gegen deren Verwendung noch ein weiterer Grund gesprochen hat. Beim Anfahren muß die Pumpe wegen des Fehlens der Luftleere eine wesentlich größere Druckhöhe überwinden als im Betrieb, und dazu ist bei der Kreiselpumpe eine erhebliche Steigerung der Drehzahl nötig. Trotzdem werden in neuerer Zeit fast nur Kreiselpumpen als Kühlwasserpumpen verwendet.

Der Dampfeintritt B wird etwa 10 bis 11 m über dem Warmwasserspiegel angeordnet, damit auch bei höchster Luftleere niemals Wasser in die Abdampfleitung gelangen kann. Das warme Wasser fließt durch das barometrische Fallrohr A nach unten. Am Fußende ist eine Rückschlagklappe K angebracht, da sonst unerwünschtes Pendeln der Wassersäule im Rohr eintreten kann, das unter anderem Überfluten des Abdampfrohres zur Folge haben könnte.

Die Luft gelangt nicht unmittelbar, sondern durch den Wasserabscheider J hindurch zur Luftpumpe. Dies hat seinen Grund in folgendem: Da die Luftmenge nur geschätzt werden kann, kann es leicht vorkommen, daß die Luftpumpe zu groß bemessen ist. Der gleiche Fall würde eintreten, wenn zwar die Luftmenge richtig geschätzt worden ist, wenn aber entweder die Kühlwassertemperatur den angenommenen Wert überschreitet oder die Belastung der an den Kondensator angeschlossenen Maschinen zunimmt. In beiden Fällen steigt die Warmwassertemperatur, die theoretisch mögliche Luftleere sinkt und die Luftpumpe wird verhältnismäßig zu groß. Sie sucht dann eine höhere Luftleere zu erzeugen, als der Warmwassertemperatur entspricht. Es hat sich nun gezeigt, daß die Folge hiervon ein Hochsaugen des Kühlwassers in das Luftsaugerrohr ist, so daß es beim Fehlen des Wasserabscheiders in die Luftpumpe stürzen würde. Aus dem Wasserabscheider J fließt das Wasser durch ein zweites barometrisches Fallrohr in den Warmwasserkanal. Merkwürdigerweise hat sich ferner herausgestellt, daß, wenn einmal das Wasser in den Abscheider übergetreten ist, dieser Zustand nicht ein vorübergehender ist, sondern daß das Wasser dann fortlaufend durch das Rohr J_1 abfließt. Der Abfluß durch das eigentliche Fallrohr hört dann ganz auf, und die Luftleere im Kondensator fällt allmählich. Der Kondensator arbeitet sofort wieder in der richtigen Weise, wenn durch den Hahn P_1 Luft in die Luftsaugleitung eingelassen wird. Um nun von der Aufmerksamkeit des Maschi-

nisten unabhängig zu sein, ist eine selbsttätige Belüftungseinrichtung P vorgesehen. Fließt Wasser in den Abscheider und durch das Rohr J_1 nach unten, so wird ein Gefäß mit Wasser gefüllt, daß dann durch seine Schwere das Belüftungsventil öffnet und so die richtige Arbeitsweise des Kondensators wieder herbeiführt. Das Gefäß ist unten mit einer Öffnung versehen, so daß das Wasser bald wieder abfließt und das Ventil durch das Gegengewicht wieder geschlossen wird. Der Maschinist soll nun den von Hand zu bedienenden Hahn P_1 so einstellen, daß das automatische Ventil nur selten spielt. Durch den Hahn strömt dann dauernd soviel Luft in den Kondensator, als der

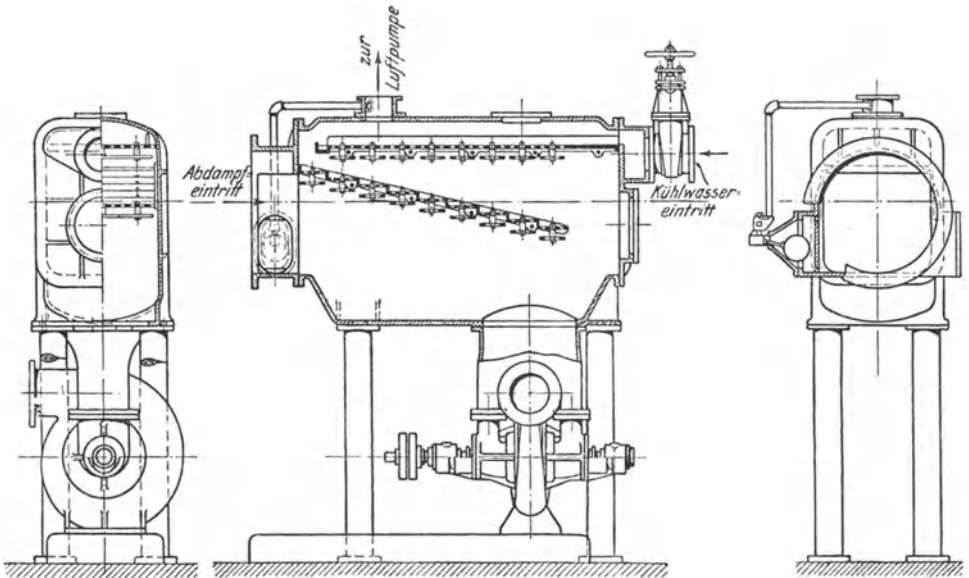


Abb. 32 bis 34. Einspritzkondensator der Wheeler Condenser and Engineering Co.

zu großen Bemessung der Luftpumpe entspricht. Diese Luft muß wieder auf Atmosphärenspannung verdichtet werden, und dies bedingt eine Mehrarbeit der Pumpe, die als ein Nachteil dieser Anordnung anzusehen ist. Richtiger ist es daher — und dies wird sich namentlich bei größeren Anlagen empfehlen —, Luftpumpe und Kühlwasserpumpe getrennt anzutreiben und die Luftpumpe in ihrer Leistung einstellbar zu machen. Sie kann dann stets der wirklich vorhandenen Luftmenge und der gemäß der Warmwassertemperatur erreichbaren Luftleere angepaßt werden.

Da das Wasser in J_1 im wesentlichen stillsteht, kann es bei einem im Freien stehenden Kondensator im Winter einfrieren. Um dies zu verhindern, wird J_1 mit dem Kondensator durch eine mit Hahn versehene in der Abbildung nicht dargestellte Leitung verbunden. Der Hahn ist bei Bedarf so einzustellen, daß sich im Rohr J eine Temperatur von 10 bis 15° C ergibt.

29. Kondensator der Wheeler Condenser & Engineering Co. Während alle bisher beschriebenen Kondensatoren senkrecht angeordnet sind, baut die genannte amerikanische Firma einen horizontalen Einspritzkondensator, Abb. 32 bis 34 ⁴⁵⁾, der sehr zweckmäßig durchgebildet ist. Dampf und Wasser bewegen sich im wesentlichen im Gegenstrom. Der vom Dampf durchströmte Querschnitt nimmt entsprechend seiner Verflüssigung stetig ab. Die Verteilung des Wassers ist durch die unter den Öffnungen angebrachten Prallplatten eine sehr gute, der Widerstand, den die Luft beim Durchgang durch den Kondensator findet, gleichzeitig ein sehr geringer.

30. Kondensator der Alberger Pump & Condenser Co. In eigenartiger Weise ist Gegenstrom von Dampf und Wasser bei dem sog. Spiroflo-kondensator der genannten ebenfalls amerikanischen

Firma verwirklicht, Abb. 35 bis 38 ⁴⁵⁾. Der Kondensationsraum enthält eine senkrechte Wand, so daß sich der Dampf tangential in dem entstehenden, spiralförmigen Raume bewegt, der nach der Luftabsaugstelle zu immer enger wird. Das Kühlwasser wird durch gezahnte Überfälle fein verteilt. Die Anordnung hat den Nachteil, daß das im engsten Teil des Dampf-raumes herabfließende, im wesentlichen zur Luftkühlung dienende Wasser sich nicht so stark wie das übrige Wasser erwärmt und daher nicht voll ausgenutzt wird. Der Kondensator gleicht daher in

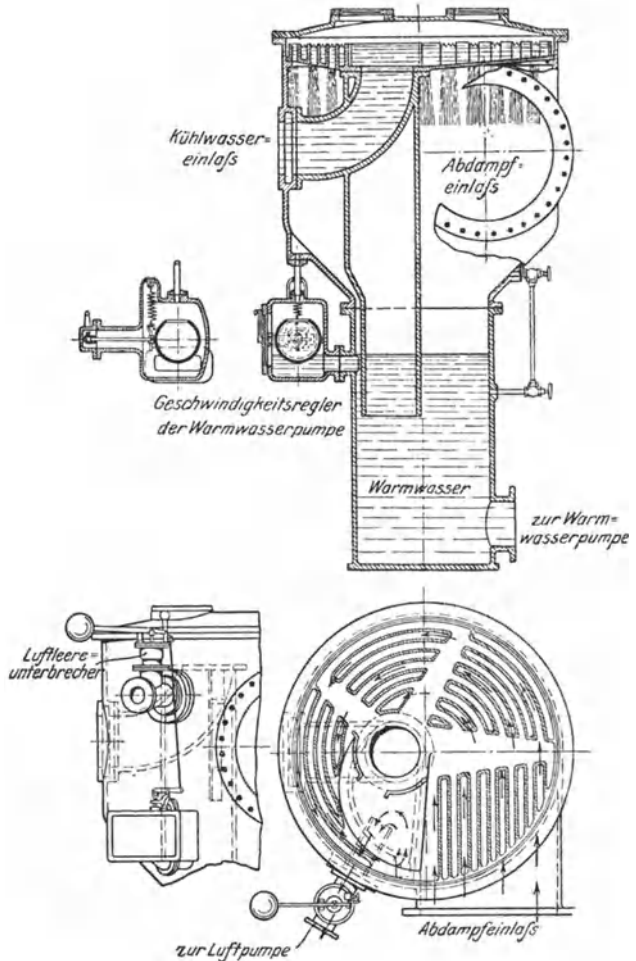


Abb. 35 bis 38. Spiroflo-Einspritzkondensator der Alberger Pump and Condenser Co.

seiner Wirkungsweise eher einem Gleichstromkondensator mit Nebeneinspritzung.

Bemerkenswert ist noch, daß der Kondensator mit einer Einrichtung zur Regelung der Geschwindigkeit der Warmwasserpumpe ausgerüstet ist. Ein Schwimmer im Kondensator ist mit einem Drosselventil in der Zudampfleitung der die Pumpe treibenden Kraftmaschine ver-

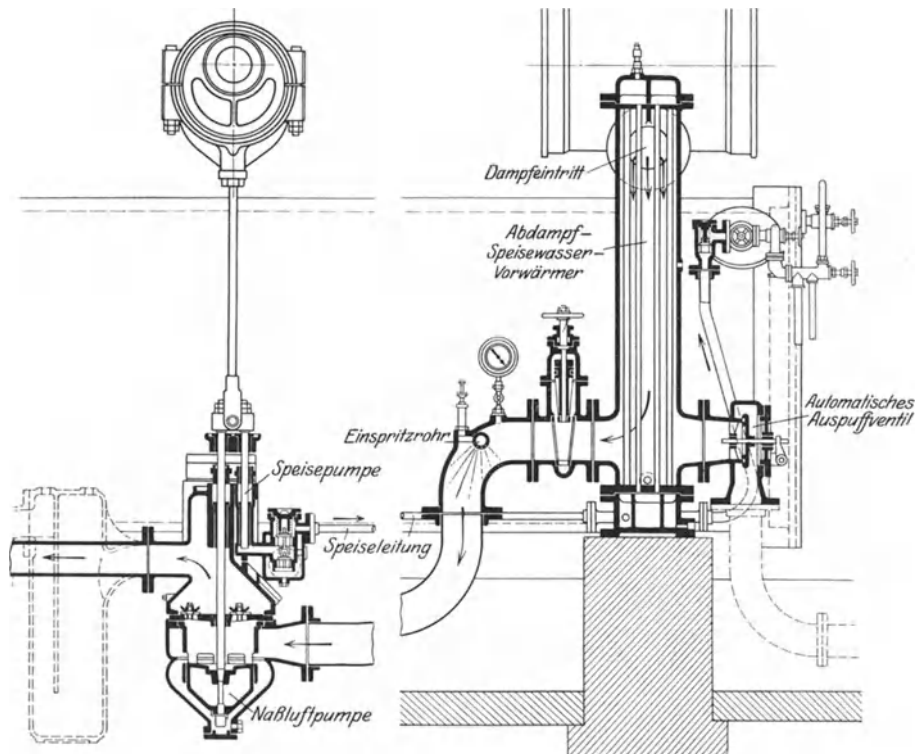


Abb. 39. Einspritzkondensation einer Lokomotive der R. Wolf A.-G., Magdeburg-Buckau.

bunden. Der Schwimmer regelt auf gleichbleibenden Wasserstand; steigt er, so läuft die Pumpe schneller und umgekehrt.

31. Einspritzkondensation bei Lokomotiven. Die Anordnung der Einspritzkondensation bei einer stationären Lokomotive der R. Wolf A.-G., Magdeburg-Buckau, zeigt Abb. 39. Der Abdampf fließt zunächst durch einen Speisewasservorwärmer mit geraden, leicht zu reinigenden Rohren, in dem das Speisewasser bis nahe an die Abdampftemperatur erwärmt wird. Das Kühlwasser wird einfach in einen Krümmer der anschließenden Abdampfleitung eingespritzt. Kondensat und Luft werden von einer Pumpe mit Saugschlitz und Druckventilen (Gummi-klappen) gefördert, die von einem Exzenter der Kurbelwelle angetrieben wird. Soll das Kondensat höher als 2 m gefördert werden, so wird

in die Druckleitung — wie gestrichelt gezeichnet — ein Windkessel eingeschaltet. Mit der Luftpumpe unmittelbar gekuppelt ist die Speisepumpe, die das Warmwasser durch den Vorwärmer in den Kessel drückt. Soll mit Auspuff gefahren werden, so wird der Schieber in der Abdampfleitung zwischen Vorwärmer und Einspritzrohr einfach geschlossen. Das Auspuffventil öffnet sich dann selbsttätig. Wird wieder auf Kondensationsbetrieb umgeschaltet, so muß nach Öffnen des Schiebers das Auspuffventil zunächst von Hand angedrückt werden. Sobald Luftleere erzeugt ist, wird es vom Atmosphärendruck geschlossen gehalten. Wird längere Zeit mit Auspuff gefahren, so ist ein besonderer Niederdruckschieber oder ein Schieber erforderlich, dessen Kompression während des Betriebes von Hand verstellt werden kann. Abb. 40 zeigt, in wie weitgehendem Maße die Maschine durch diese Verstellung verschiedenem Gegendruck von 0,1 at abs. bei Kondensation, bis zu etwa 2 at abs. bei Gegendruckbetrieb für Heizungszwecke angepaßt werden

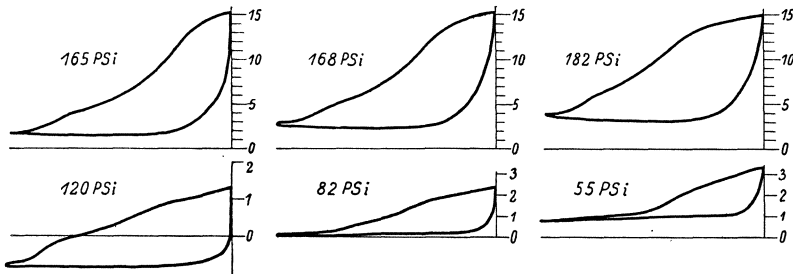


Abb. 40. Indikatorgramme einer Wolfschen Lokomobile bei verschiedenem Gegendruck.

kann. Die Leistung der Lokomobile ist bei Auspuffbetrieb etwa 30 vH geringer als bei Kondensation, da sie dann rd. 40 vH mehr Dampf verbraucht und der Kessel für Kondensationsbetrieb bemessen ist.

Bei den Wolfschen Lokomobilen kommen im Betriebe Luftleeren bis zu über 93 vH vom Barometerstand vor. Statt mit Einspritzkondensation werden sie bisweilen auch mit Oberflächenkondensation ausgerüstet.

C. Kondensatoren für stark wechselnde Dampfmengen.

32. Allgemeines und Berechnung. Würde man einen gewöhnlichen Kondensator bei stark wechselnden Dampfmengen, wie sie z. B. bei Walzenzug- und Fördermaschinen auftreten, für die mittlere Dampfmenge bemessen, so würde sich eine starke Schwankung der Luftleere ergeben, und zwar würde die Luftleere während der Perioden, in denen die Dampfmaschine ihre volle Leistung herzugeben hat, gerade am schlechtesten werden und daher einen ungünstigen spezifischen Dampfverbrauch zur Folge haben. Auch könnte, wenn das Kühlwasser allein durch den Atmosphärendruck in den Kondensator gedrückt wird, der Fall eintreten, daß die Wassersäule abreißt und eine Betriebsstörung

eintritt. Wollte man umgekehrt die Kühlwassermenge für die größte Dampfmenge ausreichend bemessen, damit die Luftleere einen gewissen Betrag nicht unterschreitet, so würde die Wassermenge bei kleiner Leistung der Maschine unverhältnismäßig groß sein, unzulässig großen Arbeitsbedarf verursachen und übergroße Pumpen und Leitungen bedingen. Man erreicht nun bei einer der mittleren Dampfmenge entsprechenden Kühlwassermenge eine gewisse Stetigkeit der Luftleere, wenn man den Wasserinhalt des Kondensators besonders groß macht. Diese im Kondensator befindliche Wassermenge ist bei genügender Verteilung imstande, eine große Dampfmenge niederzuschlagen und bewirkt dadurch einen Ausgleich. Je größer die Schwankungen der Dampfmenge sind, um so größer muß natürlich der Wasserinhalt sein.

Über die Größe des erforderlichen Wasserinhaltes Q' in kg kann die folgende Berechnung einen Anhalt geben. Bei der mittleren Dampfmenge werde ein absoluter Druck im Kondensator p_c verlangt (entsprechende Temperatur t_c) und hierzu sei die Kühlwassermenge Q erforderlich, die sich von t_e auf t_a erwärmt. Die größte Dampfmenge D_{\max} in kg/h trete während t Minuten auf, und es werde eine größte Steigerung des Kondensatordrucks um Δp_c zugelassen (die $p_c + \Delta p_c$ zugeordnete Temperatur sei t'_c). Es kommt nun sehr darauf an, ob der Periode größten Dampfverbrauchs eine Periode mittleren oder niedrigen Dampfverbrauchs oder vielleicht sogar Stillstand vorangeht. Dies richtet sich nach dem zu erwartenden Betriebe. Je größer der Dampfverbrauch vorher schon ist, um so größer muß der Wasserinhalt sein. Wir wollen annehmen, daß eine Periode mittleren Dampfverbrauchs vorangeht und daß sich hierfür Beharrungszustand eingestellt hat. Das im Kondensator befindliche Wasser Q' habe dabei eine mittlere Temperatur t'_e . Beim Einsetzen der größten Dampfmenge steige die Kühlwasseraustrittstemperatur bei Anordnung einer Vorratskammer für die Dauer von t min auf t'_a . Man kann annehmen, daß der Unterschied zwischen Dampf- und Warmwassertemperatur der gleiche bleibt, mithin $t_c - t_a = t'_c - t'_a$; hieraus ergibt sich t'_a . An frisch zulaufendem Kühlwasser steht bei einer stündlichen Menge von Q kg $Q \frac{t}{60}$ kg zur Verfügung. Hat der Dampf beim Eintritt in den Kondensator den Wärmeinhalt i_2 kcal/kg, so wird in t min die Wärmemenge $D_{\max} \frac{t}{60} (i_2 - t'_a)$ vom Dampf abgegeben. Da diese gleich der vom Kühlwasser aufgenommenen Wärme sein muß, so besteht die Beziehung

$$Q \frac{t}{60} (t'_a - t_e) + Q' (t'_a - t'_e) = D_{\max} \frac{t}{60} (i_2 - t'_a).$$

Hieraus folgt

$$Q' = \frac{t}{60 (t'_a - t'_e)} [D_{\max} (i_2 - t'_a) - Q (t'_a - t_e)] \text{ kg.} \quad (8)$$

Voraussetzung hierbei ist, daß der Wasserinhalt in genügend feiner Verteilung mit dem Dampf in Berührung kommt, und daß sich das

Wasser des ersten und des zweiten Regens auf die gleiche Temperatur t'_a erwärmen kann. War der Belastungszustand vorher ein anderer als angenommen, so ist ein entsprechend anderer Wert für t'_e einzusetzen.

Die Temperatur t'_e des Wasserinhaltes kann sehr verschieden sein. Hat alles herabrieselnde Wasser gleichmäßig zur Kondensation des Dampfes beigetragen, so ist bei mittlerer Belastung $t'_e = \frac{t_e + t_a}{2}$.

Daneben gibt es zwei Grenzfälle. Reicht bei Gegenstrom von Dampf und Wasser der letzte Regen bei seiner Erwärmung auf t_a zum Niederschlagen des Dampfes aus, so sind alle Vorratskammern im Kondensator mit kaltem Wasser gefüllt und es ist daher $t'_e = t_e$. Wird umgekehrt bei Gleichstrom der Dampf vom ersten Regen niedergeschlagen, so füllen sich die Kammern mit warmem Wasser und es ist — immer bei der mittleren Dampfmenge — $t'_e = t_a$. Gegenstrom ist also hier auch deswegen vorzuziehen, weil es einen kleineren Wasserinhalt ermöglicht.

Bei Gegenstrom ist es sogar möglich, zu erreichen, daß t_a bei der größten Dampfmenge überhaupt nicht ansteigt. An einem Beispiel sei dies gezeigt: Bei einem Mischkondensator sei zwischen zwei Wasseregeln ein Behälter von 1 m^3 Inhalt geschaltet. Bei einer Kühlwassermenge von $1 \text{ m}^3/\text{min}$ und einer Dampfmenge von $D \text{ kg/h}$ erwärme sich das Wasser des zweiten Regens von 20 auf 30°C . Hat nun eine Minute lang die Dampfmenge den Wert $2D \text{ kg/h}$, so nimmt auch der erste Regen am Niederschlagen des Dampfes teil und erwärmt sich ebenfalls von 20 auf 30°C . Trotzdem fließt dem zweiten Regen eine Minute lang aus dem Zwischenbehälter kaltes Wasser von 20°C zu, so daß die Ablauftemperatur die gleiche bleibt. Bei diesem Verfahren haben wir es also mit vollkommener Beharrungswirkung zu tun ($\Delta p = 0$). Zur Berechnung des erforderlichen Wasserinhaltes ist in Gl. (8) $t'_a = t_a$ zu setzen.

Liegt nicht Beharrungswirkung vor, so steigt bei Unterteilung des Wasservorrates auf mehrere Kammern die Ablauftemperatur bei größter Dampfmenge nicht sofort, sondern allmählich auf t'_a , so daß im Mittel mit einem kleineren Wert als t'_a zu rechnen ist. Im Grenzfall — nämlich bei unendlich feiner Verteilung des Wasserinhaltes — ist die mittlere Ablauftemperatur gleich $\frac{t_a + t'_a}{2}$, und dieser Wert ist dann

statt t'_a in Gl. (8) einzusetzen. Die Unterteilung des Wasservorrates hat den Nachteil, daß er etwas größer sein muß, aber den Vorteil, daß die Luftleere nur allmählich sinkt. Am besten lassen sich die Verhältnisse übersehen, wenn man die an den verschiedenen Stellen des Kondensators auftretenden Verhältnisse zahlenmäßig verfolgt.

In Gl. (8) ist ferner die ausgleichende Wirkung der Eisenmassen des Kondensators nicht berücksichtigt. Will man dies tun, so ist von dem nach Gl. (8) berechneten Wasserinhalt der Wasserwert des Eisens gleich seinem Gewicht mal seiner spezifischen Wärme ($c = 0,12 \text{ kcal/kg}$) abzuziehen.

Das Verfahren läßt sich sowohl für Einspritz- als auch für Oberflächenkondensation anwenden, ist aber bisher nur für erstere ausgeführt worden.

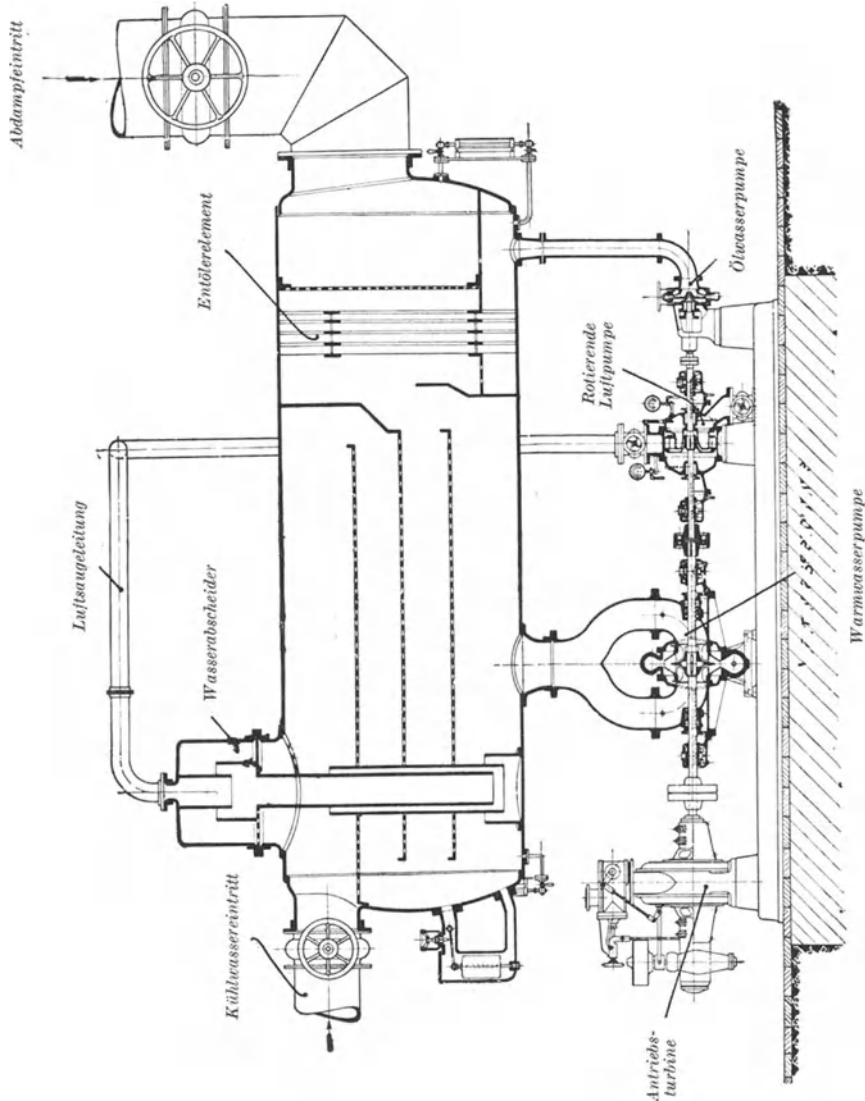


Abb. 41. Großwasserraumkondensator der Maschinenbau-A.-G. Balcke.

Ausführungsbeispiele.

33. Großwasserraumkondensator der Maschinenbau-A.-G. Balcke. Abb. 41 zeigt einen für mehrere Walzenzugmaschinen bestimmten derartigen liegenden Mischkondensator der genannten Firma. Gegenüber dem Eintrittsstutzen des Dampfes sind Entöleramente einge-

baut, von denen das Ölwasser in einen gegenüber dem Dampfraum getrennten Behälter fließt, so daß es nicht mehr vom Dampf mitgerissen werden kann. Aus diesem Raum wird das Ölwasser von einer Pumpe abgesaugt, die zusammen mit den übrigen Pumpen von einer Dampfturbine angetrieben wird. Im eigentlichen Kondensator bewegt sich der Dampf im Gegenstrom zum Wasser. Bei geringer Belastung wird sich also in den oberen Abteilungen kaltes Wasser ansammeln. Der Luftabsaugestutzen liegt auf der Eintrittsseite des Kühlwassers; etwa mit der Luft mitgerissenes Wasser wird durch einen Wasserabscheider in den Kondensator zurückgeleitet.

Derartige Anlagen sind bis zu einer größten Dampfmenge von 120 000 kg/h ausgeführt worden. Bei dieser Dampfmenge und einer Kühlwassertemperatur von 28° C betrug die Kühlwassermenge 3600 m³/h.

34. Großwasserraumkondensator von Kiesselbach.

Der liegende Kondensator (Abb. 42) ist durch Querwände in verschiedene Abteilungen geteilt, und das Wasser gelangt durch Siebböden von einer Abteilung in die andere. Die bis über den Wasserspiegel aber nicht an den Boden reichenden Scheidewände bewirken, daß alles in einer Abteilung

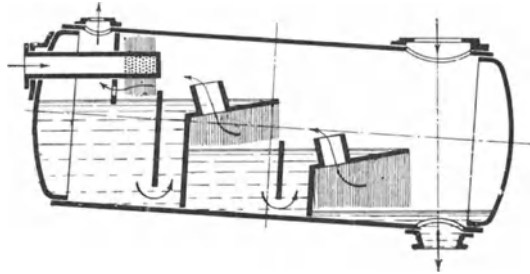


Abb. 42. Großwasserraumkondensator von Kiesselbach.

befindliche Wasser zur nächsten fließen muß und zum Niederschlagen des Dampfes ausgenutzt wird. Der Dampf füllt den ganzen übrigen Raum des Kondensators aus, strömt aber stetig zum Wasserregen hin, da sich hier die höchste Luftleere bildet. Da alles herabrieselnde Wasser zum Niederschlagen des Dampfes herangezogen wird, so wird der Wasserinhalt bei Beharrung und mittlerer Belastung etwa eine mittlere Temperatur $\frac{t_e + t_a}{2}$ haben.

Unter den Siebböden sich sammelnde Luft kann durch mit Aufsatz versehene Öffnungen nach oben entweichen. Werden an den freien Enden der Siebböden nach oben bis zur Decke des Kondensators reichende Scheidewände angebracht, so ist auch der ganze Dampf gezwungen, durch die Öffnungen zu strömen, die dann entsprechend größer bemessen werden müssen. Diese Ausführungsart dürfte eine noch bessere Ausnutzung des Wasserinhaltes ergeben.

Es sei hier bemerkt, daß es keinen Zweck haben würde, die erste Abteilung, in der sich das kälteste Wasser befindet, besonders groß zu machen. Man darf nämlich nicht vergessen, daß aus jeder Abteilung nur eine der mittleren Wassermenge gleiche Menge abfließt. Es kann also der Fall eintreten, daß wohl genügend kaltes Wasser vorhanden ist, aber nicht zur Wirkung kommt, weil es überhaupt nicht mit dem

Dampfe in Berührung kommt. Die Kammern sind daher so zu bemessen, daß sie sich in der Zeit des größten Dampfverbrauchs einmal entleeren.

35. Großwasserraumkondensator von Weiss. Eine Besonderheit dieses Kondensators (Abb. 43) ist es, daß der Wasserraum außerhalb des eigentlichen Kondensators angeordnet ist, so daß man bei der Aufstellung des Ausgleichbehälters *R* und bei der Wahl seiner Größe vollkommene Freiheit hat. Das Wasser wird nach seiner ersten Verteilung in den Behälter geleitet und fließt von da zur zweiten Rieselvorrichtung. In den Behälter sind Siebbleche eingebaut, die das eintretende Wasser

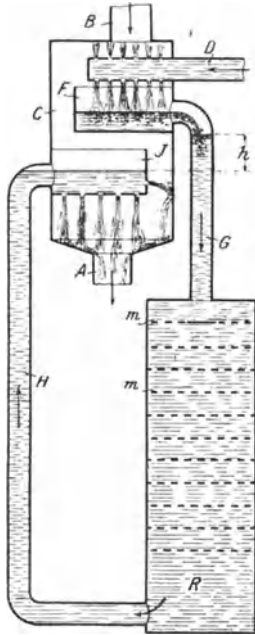


Abb. 43. Großwasserraumkondensator von Weiss.

verteilen und eine gute Mischung bewirken sollen, wenn sich im Behälter heißeres Wasser befindet, als oben zufließt. Würden die Siebbleche fehlen, so würde das kalte, spezifisch schwerere Wasser verhältnismäßig geschlossen nach unten strömen und sich nur wenig mit dem heißen Wasser mischen. Die Siebböden haben also einerseits eine Mischung zwischen dem kalten und dem warmen Wasser zur Folge und bewirken andererseits, daß nach Beendigung einer Periode hohen Dampfverbrauchs zunächst heißes Wasser aus dem Behälter in den Kondensator fließt und eine schlechtere Luftleere zur Folge hat, als der nun folgenden geringen Belastung entsprechen würde. Dafür füllt sich aber der Behälter entsprechend der Mischung allmählich ganz und gar mit kälterem Wasser, das dann für die nächste Periode hohen Dampfverbrauchs zur Verfügung steht. Tritt diese ein, so fließt jetzt dem Behälter warmes Wasser zu, das sich aber, da es spezifisch leichter ist, nicht mit dem darunter befindlichen kälteren Wasser mischt.

Der Dampf tritt oben bei *B* ein. Dies hat den Nachteil, daß sich bei geringer Belastung des Kondensators bereits etwas angewärmtes Wasser im Behälter sammelt, während man bei Eintritt des Dampfes von unten ganz kaltes Wasser aufspeichern, also eine noch bessere Wirkung erzielen würde.

Wird der Kondensator mit einer dritten Rieselvorrichtung ausgerüstet, so kann das Wasser natürlich zwischen der zweiten und dritten Rieselvorrichtung in einem gleichen Behälter aufgespeichert werden. Ausführlichere Angaben über die Wirkungsweise und die Berechnung dieses Kondensators mit einem oder mehreren Zwischenbehältern hat Weiss gemacht ¹¹⁴).

D. Strahlkondensatoren.

36. Wirkungsweise. Strahlkondensatoren stellen eine konstruktiv besonders einfache Ausführungsform der Einspritzkondensatoren dar,

da bei ihnen eine besondere Luft- und Kondensatpumpe nicht erforderlich ist. Das Einspritzwasser wird entweder in einer gewöhnlichen Strahlvorrichtung oder in einem Schleuderrad auf hohe Geschwindigkeit gebracht und gleichzeitig verteilt, um eine große wirksame Oberfläche zum Niederschlagen des Dampfes zu schaffen. In einem anschließenden Diffusor wird dann die Geschwindigkeitsenergie des Wassers in Druck umgesetzt, wobei die Luft und das sich bildende Kondensat ebenfalls auf Atmosphärendruck verdichtet werden.

Der konstruktiven Einfachheit steht ein verhältnismäßig hoher Arbeitsbedarf gegenüber, da das ganze Einspritzwasser auf hohe Geschwindigkeit oder auf einen zur Erreichung dieser Geschwindigkeit nötigen Druck gebracht werden muß. Außerdem haben sie den grundsätzlichen Nachteil, daß im günstigsten Falle nur eine Luftleere entsprechend der Temperatur des warmen Wassers erreicht werden kann, ebenso wie bei jedem Einspritzkondensator, der nach dem Gleichstromverfahren arbeitet. Hieraus folgt auch, daß die Kühlmengen den bei Gleichstrom sich ergebenden größeren Betrag haben muß, und dies erklärt zum Teil den hohen Arbeitsbedarf. Für kleine Anlagen kann diese Art Kondensatoren wegen ihrer Einfachheit, Billigkeit und leichten Bedienung trotzdem in Frage kommen.

Ausführungsbeispiele.

37. Strahlkondensatoren der Gebr. Körting A.-G., Hannover. Diese Firma hat als erste Strahlkondensatoren durchgebildet und in größerem Maßstabe hergestellt. Je nach dem Verwendungszweck kommen verschiedene Ausführungsformen in Frage. Für wechselnden Dampfverbrauch wird der Vollstrahlkondensator benutzt (Abb. 44), der für Kolbenmaschinen mit Wasser von 0,4 bis 0,6 at betrieben wird und eine Luftleere von etwa 80 bis 85 vH vom Barometerstand liefert. Soll er bei Dampfturbinen Anwendung finden, so erfordert er 0,6 bis 0,8 at Betriebsdruck und ergibt dann je nach Kühlwassertemperatur usw. 90 bis 92 vH. Luftleere. Der erforderliche Druck kann durch eine Kreiselpumpe wie bei der Anordnung nach Abb. 45 oder durch natürliches Gefälle erzeugt werden. Der Dampf gelangt zum Wasser durch eine große Zahl auf dem Umfange des Wasserstrahls liegender runder Öffnungen. Diese Kondensatoren sind stets senkrecht aufzustellen und mit einem geraden Ablaufrohr von mindestens 0,5 m Länge zu versehen.

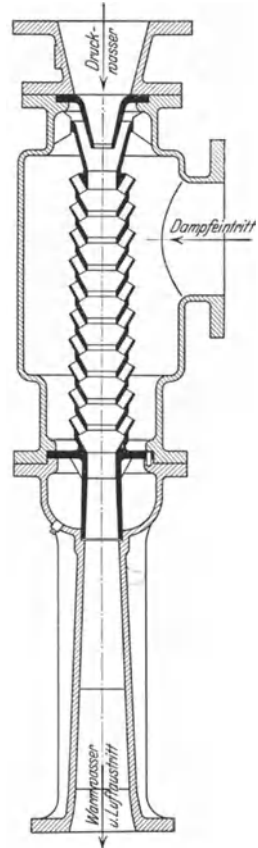


Abb. 44. Vollstrahlkondensator der Gebr. Körting A.-G., Hannover.

Die mit einem Vollstrahlkondensator bei verschiedenen Zufluß- und Warmwassertemperaturen nach Angabe der Lieferfirma etwa zu erreichenden Luftleeren gibt Abb. 46 wieder. Erwärmt sich das Wasser

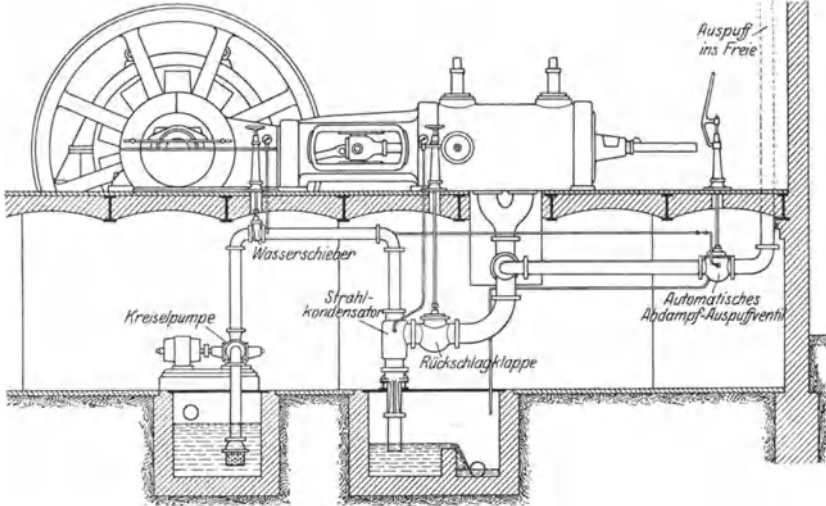


Abb. 45. Anordnung eines Körtingschen Strahlkondensators.

nicht (Dampfmenge = 0), so wird nahezu die der Zuflußtemperatur entsprechende Luftleere erreicht. Es ist zu beachten, daß die Luftmenge, die ebenfalls Einfluß auf die Luftleere hat, nicht berücksichtigt ist.

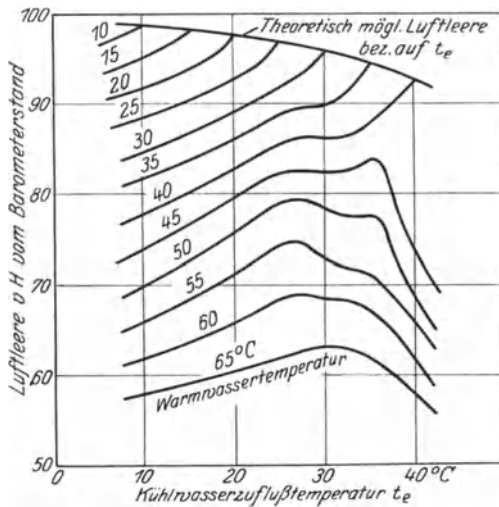


Abb. 46. Erreichbare Luftleeren beim Vollstrahlkondensator der Gebr. Körting A.-G.

Der plötzliche Abfall der Kurven bei höheren Temperaturen hängt mit labilen Zuständen zusammen, die bei Strahlapparaten bisweilen auftreten. Die Luftleere liegt meist erheblich unter den Werten, die der Kühlwasseraustrittstemperatur entsprechen.

Diese Kondensatoren werden für eine Kühlwassermenge von 1,2 bis 250 m³/h gebaut und haben hierbei eine Baulänge von 240 mm bis nahezu 3 m.

Eine besondere Gruppe der Vollstrahlkondensatoren bilden diejenigen, die zu ihrem Betrieb keiner Antriebskraft bedürfen. Ist die

Abdampfmenge gleichmäßig oder soll der Abdampf nur niedergeschlagen werden, so werden Unterwasserapparate benutzt, die ganz im Kühlwasserbehälter liegen und bei Zuführung des Abdampfes von selbst in Gang kommen. Diese im ersten Augenblick etwas merkwürdig erscheinende Tatsache ist folgendermaßen zu erklären: Da der ganze Apparat unter Wasser liegt, müssen nur die in ihm auftretenden Verluste gedeckt werden, und dies geschieht durch die Strömungsenergie des Abdampfes selbst. Dadurch, daß der Dampf dem Wasserstrahl durch eine große Zahl von Düsen zuströmt, wird erreicht, daß sich von dem die Düsen umgebenden Raum zum Wasserstrahl ein Spannungsabfall einstellt. Der Dampf dehnt sich daher in den Düsen aus, nimmt verhältnismäßig hohe Geschwindigkeit an und bewirkt eine Förderung des Wassers, an dem er sich niederschlägt. Der Vorgang ist der gleiche wie bei den Kesselinjektoren. Die Folge ist natürlich, daß man sich in der Abdampfleitung mit einer mäßigen Luftleere begnügen muß, die aber für manche Zwecke ausreichend sein kann. Die Unterwasserapparate haben einen Wasserverbrauch bis zu $70 \text{ m}^3/\text{h}$. Die Baulänge ist 240 bis 1470 mm.

Derartige selbsttätige Kondensatoren können auch oberhalb des Wasserspiegels liegen, nur müssen dann die Wasserzu- und Abflußleitung mit dem möglichst liegend angeordneten Apparat eine geschlossene Heberleitung bilden. Der Kondensator muß dann ferner durch einen in der Achse des Wasserstrahls liegenden Dampfstrahl angelassen werden.

Bei Abdampfmengen, die sich in größeren Zeitabständen ändern, wird im Innern des Diffusors ein Rohrstück angeordnet, das durch einen außen angebrachten Hebel in der Längsrichtung verschoben werden kann, wobei die Dampfeintrittsöffnungen nach Bedarf von innen abgedeckt werden. Je geringer die Abdampfmenge ist, um so mehr Öffnungen müssen verschlossen werden; gleichzeitig kann dabei die höchste Luftleere eingestellt werden. Ändert sich die Dampfmenge, ohne daß eine Neueinstellung vorgenommen wird, so kann der Apparat versagen und muß dann von neuem angelassen werden. Ein selbsttätiges Auspuffventil ist daher unter allen Umständen erforderlich. Auch ist dieser Strahlkondensator ungeeignet für stark wechselnden Dampfverbrauch. Ausgeführt werden die einstellbaren Apparate für Kühlwassermengen von 4 bis $100 \text{ m}^3/\text{h}$ und erreichen eine Baulänge bis zu 2,2 m.

Für die bei Dampfturbinen erforderliche hohe Luftleere hat Körting den Vielstrahlkondensator ausgebildet, Abb. 47. Bei diesem werden etwa Luftleeren gemäß Abb. 48 erreicht, die aber wieder ohne Berücksichtigung der Luft gilt. Ein Vergleich mit Abb. 10 zeigt, wie weit die Luftleeren hinter den theoretisch möglichen zurückbleiben. Der Einbau dieses Kondensators geschieht in derselben Weise wie Abb. 45 angibt. Zur Sicherung der Turbine ist er mit einem Luftleerezerstörer versehen, der bei Überflutung des Kondensators vermittels eines Hilfsluftventils ein Ventil öffnet, das Luft von der Atmosphäre in die Luftsaugleitung strömen läßt.

An einem derartigen Kondensator sind von Grunewald eingehende Messungen vorgenommen worden, deren Ergebnisse Zahlentafel 1 und Abb. 49 enthalten. Der untersuchte Apparat hatte 8 Wasserdüsen von je 15,5 mm Bohrung und 12 Nuten von 2 mm Breite und 1 mm Tiefe. Der Diffusor hatte einen kleinsten Durchmesser von 65 mm. Das Wasser floß dem Kondensator aus einem Hochbehälter zu und wurde

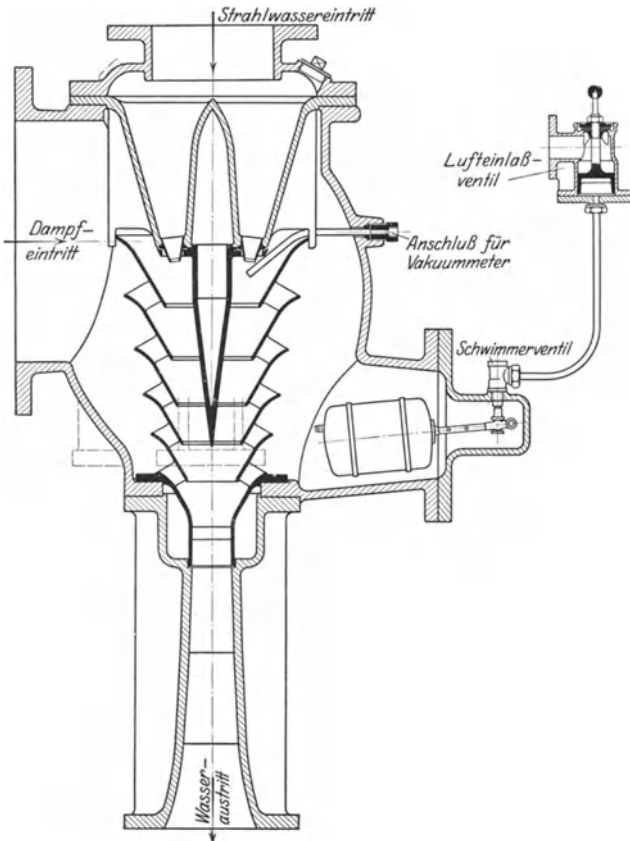


Abb. 47. Vielstrahlkondensator der Gebr. Körting A.-G.

von einer Kreiselpumpe wieder hochgepumpt. Das Abflußrohr von 800 mm Länge mündete unmittelbar oberhalb des Unterwasserspiegels. Die Strahlwassermenge nimmt bei sinkender Luftleere entsprechend dem geringer werdenden Druckunterschied zwischen Atmosphäre plus Flüssigkeitssäule und dem Druck an der Düsenmündung ab. Der Arbeitsbedarf folgt aus Strahlwassermenge, Höhenunterschied zwischen Ober- und Unterwasserspiegel und einem angenommenen Pumpenwirkungsgrad von 0,7. Die geringere Zulaufhöhe ist in bezug auf den Arbeitsbedarf günstiger, aber nur für Luftleeren, die praktisch nicht in Betracht kommen.

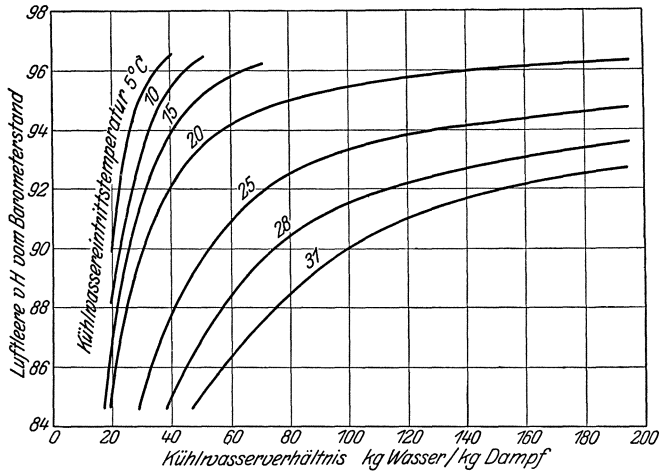


Abb. 48. Erreichbare Luftleeren beim Vielstrahlkondensator der Gebr. Körting A.-G.

Zahlentafel I.

Versuche an einem Vielstrahlkondensator der Gebr. Körting A.-G. bei Förderung von Luft.

Versuch Nr.	Druckhöhe vor dem Apparat ¹⁾		Strahlwasser- menge	Strahlwasser- temperatur	Barometerstand	Theoretisch mögliche Luftleere ²⁾	Abgesaugtes Luftgewicht	Erreichte Luftleere			
	m W.-S.	m						vH vom Barometerstand	vH von der theoretisch möglichen	Luftgewicht für 1 PS ³⁾	
	m W.-S.	m	m ³ /h	° C	mm Q.-S.	mm Q.-S.	kg/h	mm Q.-S.			g/PS-s.
1	6,38	8,20	100,2	17,5	759,1	744,2	0	744	98,0	100	0
2	6,41	8,37	100,0	17,6	759,2	744,2	0,72	737	97,1	99,1	0,045
3	6,38	8,26	98,6	17,8	759,2	744,0	2,61	706	93,0	94,9	0,168
4	6,38	8,26	96,0	17,8	759,2	744,0	6,03	644,5	84,9	86,6	0,399
5	6,41	8,40	88,4	17,5	759,2	744,3	17,04	472	62,2	63,5	1,203
6	6,38	8,26	84,2	17,8	759,2	744,0	24,69	387	51,0	52,0	1,864
7	6,38	8,29	79,3	17,8	759,2	744,0	33,28	289	38,1	38,8	2,66
8	6,38	8,21	75,5	17,8	759,2	744,0	39,92	220	29,0	29,6	3,38
10	5,76	7,60	95,4	18,1	757,7	742,2	0	741,3	97,8	99,9	0
11	5,70	7,54	94,9	18,1	757,4	741,9	0,72	733,3	96,8	98,8	0,0528
12	5,69	7,52	93,25	18,1	757,3	741,8	2,61	694,3	91,6	93,6	0,195
13	5,79	7,75	90,6	18,2	757,2	741,6	6,03	626,3	82,7	84,4	0,451
14	5,69	7,55	82,25	18,2	757,1	741,5	17,04	445,3	58,8	60,1	1,44
15	5,64	7,51	77,9	18,2	757,1	741,5	24,69	361,3	47,7	48,7	2,22
16	5,65	7,58	73,0	18,2	757,1	741,5	32,81	265,3	35,0	35,7	3,115
17	5,65	7,56	69,65	18,2	757,1	741,5	39,13	205,3	27,1	27,6	3,90
18	5,61	7,52	67,1	18,2	757,0	741,4	44,95	163,3	21,6	22,0	4,68
19	5,65	7,56	65,5	18,2	756,6	741,0	50,90	133,3	17,6	18,0	5,40

1) Bezogen auf Düsenaustrittsöffnungen.

2) Bezogen auf die Strahlwassertemperatur.

3) Bei einem angenommenen Pumpenwirkungsgrad von 0,7.

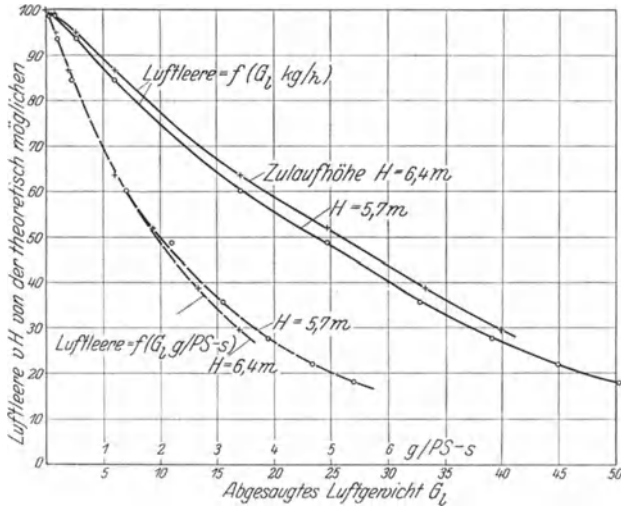


Abb. 49. Luftleeren eines Vielstrahlkondensators der Gebr. Körting A.-G. bei Förderung von trockener Luft.

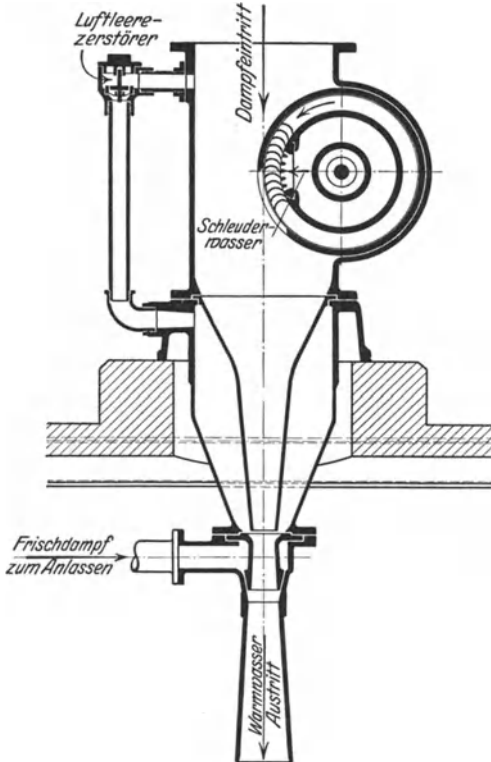


Abb. 50. Schleuderrad-Kondensator Bauart Westinghouse-Leblanc der Maschinenbau-A.-G. Balcke.

Bei der Beurteilung ist zu beachten, daß dem Kondensator kein Dampf zugeführt wurde, so daß er also nicht als Kondensator, sondern als reine Luftpumpe untersucht worden ist. Aber gerade die Beobachtung der beim Eintreten von Luft und Dampf eintretenden Verhältnisse wäre von besonderem Wert gewesen. Der gegenüber reinen Wasserstrahlsaugern bei den üblichen Luftleeren ziemlich hohe Arbeitsbedarf (vgl. 147) ist eine Bestätigung dessen, was in 126 über die Förderung von Luft und Dampf durch Wasserstrahlsauger gesagt worden ist.

38. Schleuderradkondensator der Maschinenbau-A.-G. Balcke. Dieser Kondensator (Abb. 50) entspricht in seiner Bauweise der Schleuderradluftpumpe Bauart Westinghouse-Leblanc. Wie bei dieser

Zahlentafel 2.

Versuche an einem Schleuderradkondensator Bauart Westinghouse-Leblanc der Maschinenbau-A.-G. Balcke, Bochum.

Drehzahl Umdr/min	Kühlwasser- menge m ³ /h	Arbeitsbedarf PS	Barometer- stand mm Q.-S.	Kühlwasser- temperatur °C	Niedergeschla- gene Dampfmenge kg/h	Kühlwasser- verhältnis kg Wasser/ kg Dampf	Warmwasser- temperatur t_a °C	Theoretisch mögliche Luft- leere entspre- chend t_a mm Q.-S.	Erreichte Luftleere		
									mm Q.-S.	vH vom Baro- meterstand	vH von der theoretisch möglichen Luft- leere
960	43	8	764	20	0	∞	20	747	737	96,6	98,4
960	43	8	764	20	700	61,5	30	732	730	95,6	99,7
960	43	8	764	20	1500	28,7	40	709	700	91,6	98,8
960	43	8	764	20	2300	18,7	50	672	660	86,4	98,5

in der Weise teilweise beaufschlagt, daß das Wasser gleichzeitig fein verteilt und auf hohe Geschwindigkeit gebracht wird. Das Wasser hat hier nicht nur die Aufgabe, die Luft zu verdichten, sondern es soll den gesamten Arbeitsdampf niederschlagen und dann das gebildete Kondensat und die Luft ins Freie befördern. Die Sammlung der Wasserstrahlen und die Steigerung des Druckes bis auf Atmosphärendruck erfolgt wie bei der Luftpumpe in einem anschließenden Diffusor von kreisförmigem Querschnitt. Ist erst Luftleere vorhanden, so wird das Wasser von selbst angesaugt. Zum Anfahren dient ein am Diffusor angebauter Dampfstrahlsauger. Der Antrieb erfolgt durch Dampfturbine oder Elektromotor.

Versuchsergebnisse an einem derartigen Schleuderradkondensator enthält Zahlentafel 2. Zur Beurteilung fehlen hier die geförderten Luftmengen. Auch scheint es sich, nach den Zahlenwerten zu urteilen, nicht um genaue Messungen zu handeln.

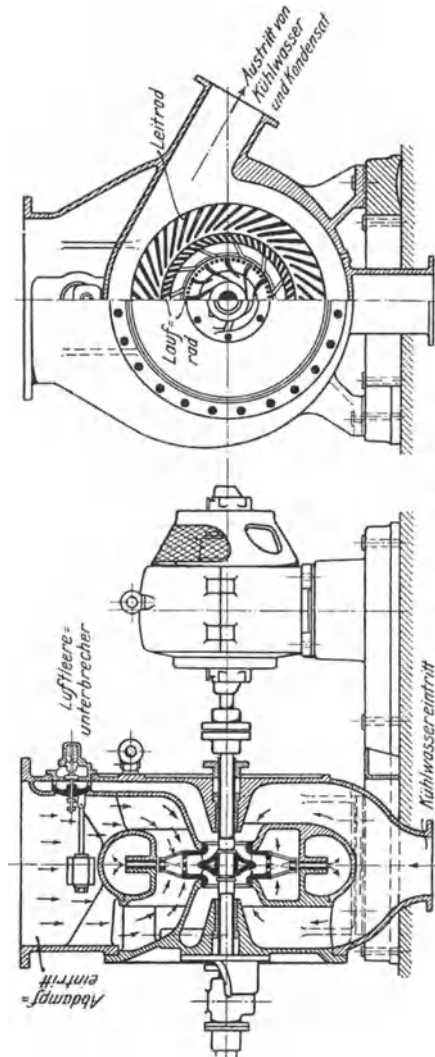


Abb. 51 und 52. Rees-Roturbo-Kreiselkondensator.

39. Rees-Roturbo-Kreiselkondensator. Bei diesem Kondensator (Abb. 51 und 52⁴⁵) ist ein Kreiselrad am ganzen Umfang mit Öffnungen versehen und das Einspritzwasser gelangt, nachdem es den Dampf niedergeschlagen hat, nochmals in einen rotierenden Schaufelkranz und dann erst in die Zellen eines feststehenden Leitrades. Die gleiche Vorrichtung wird mit entsprechend anderen Abmessungen auch als Trockenluftpumpe gebaut (146).

Ähnliche Konstruktionen sind der Kreiselkondensator von Kolb¹¹⁰) und derjenige von Stumpf, doch scheinen diese nicht über das Versuchsstadium hinausgekommen zu sein.

E. Abdampfleitungen.

40. Berechnung und Ausführung. In der Abdampfleitung kann man um so höhere Geschwindigkeit zulassen, je kürzer und weiter die Leitung ist, je höher die Luftleere ist und je größeren Spannungsabfall zwischen Maschine und Kondensator man zulassen kann. Bei längeren Leitungen wähle man etwa 50 bis 80 m/s, bei kürzeren Leitungen (unter 25 m Länge) von nicht zu geringem Querschnitt (etwa 500 mm l. W.) kann man bis zu 100 m/s gehen. Der größte Spannungsabfall sollte 0,05 at nicht übersteigen, doch kommen auch höhere Werte vor. Die Größe des Spannungsabfalles kann z. B. nach⁵⁸) berechnet werden. Bei periodisch arbeitenden Maschinen, z. B. Walzenzugmaschinen, ist mit der Dampfmenge in der Betriebszeit zu rechnen. Sind mehrere derartige Maschinen an eine Sammelkondensation angeschlossen, so ist zu untersuchen, wie sich die Dampfmengen der einzelnen Maschinen gegenseitig überlagern.

Zweigleitungen sollen in die Hauptleitung nicht rechtwinklig, sondern geneigt im Sinne der Dampfströmung einmünden, um die Verluste auf ein Mindestmaß zu beschränken. Auf die Ausdehnung der Leitungen ist Rücksicht zu nehmen. Als Baustoff dient fast immer Schmiedeeisen, meist geschweißt, seltener genietet.

IV. Oberflächenkondensatoren.

Zu den Oberflächenkondensatoren gehören streng genommen auch sog. Bassinkondensatoren (s. 41), Rieselkondensatoren und Luftkondensatoren. Im folgenden sollen aber unter Oberflächenkondensatoren stets nur solche der jetzt allgemein üblichen Bauart verstanden werden, bei denen Kühlrohre von Wasser durchflossen werden.

A. Berechnung der Oberflächenkondensatoren.

41. Allgemeines. Im Gegensatz zu den Einspritzkondensatoren sind bei den Oberflächenkondensatoren Dampf und Kühlwasser durch eine Wand voneinander getrennt. Der Kondensator besteht fast stets aus einem Behälter mit einer großen Zahl von Kühlrohren, die vom Wasser

durchflossen werden, während der Dampf den übrigen Raum ausfüllt und an den kalten Außenwandungen der Rohre niedergeschlagen wird. Den Dampf durch die Rohre zu führen ist aus verschiedenen Gründen ungünstig (schlechtere Wärmeübertragung, schlechtere Reinigungsmöglichkeit der Außenseite der Rohre). Diese Anordnung ist daher nur in früherer Zeit, z. B. auch in Form sog. Bassinkondensatoren, gewählt worden, bei denen das vom Dampf durchflossene Rohrsystem in ein Bassin mit Kühlwasser taucht.

Unter der Belastung des Kondensators versteht man die Zahl, welche angibt, wieviel kg Dampf auf 1 m^2 der Kühlfläche niedergeschlagen werden. Ihre Größe kann sehr verschieden sein; unter sonst gleichen Verhältnissen kann eine um so höhere Belastung zugelassen werden, je geringer die Luftleere sein kann und umgekehrt. Wie hoch die Belastung ist, die im einzelnen Fall zugelassen werden kann, hängt von sehr vielen verschiedenen Umständen, wie Kühlwassermenge und -temperatur, Luftmenge, Bauart des Kondensators u. a. ab. Für Überschlagsrechnungen kann bei niedrigerer Luftleere (Kolbenmaschinen) mit einer Belastung von 80 bis 100 kg/m^2 und darüber, bei höherer Luftleere wie bei Dampfturbinen mit etwa 50 bis 60 kg/m^2 , beides bei normaler Belastung, gerechnet werden. Bei Torpedooturbinen findet man bei Hochforcierung selbst 100 bis 120 kg/m^2 .

Die spezifische Kühlwassermenge oder das Kühlwasser-verhältnis ist diejenige Kühlwassermenge, die auf 1 kg der niedergeschlagenen Dampfmenge durch den Kondensator geschickt wird. Ihre Höhe hängt im wesentlichen von der Kühlwassertemperatur und der gewünschten Luftleere ab. Näheres hierüber s. 58ff. Bei Kolbenmaschinen findet man etwa 35 bis $45 \text{ kg Wasser/kg Dampf}$, bei Dampfturbinen Werte von $\frac{Q}{D}$ von 50 bis 60, unter Umständen sogar bis zu 80 und darüber, wenn nicht der Arbeitsbedarf für die Kühlwasserförderung zu groß wird.

Die theoretische Kühlwassermenge eines gegebenen Kondensators ergibt sich aus der Überlegung, daß sich beim idealen Kondensator, bei dem keine Wärmeübergangswiderstände durch die Rohre auftreten, das Wasser bis auf die Dampftemperatur t_a erwärmen würde. Man findet also Q_{th} mit den Kühlwassereintritts- bzw. -Austritts-temperaturen t_e und t_a aus

$$Q_{th} = Q \frac{t_a - t_e}{t_a - t_e}.$$

Das Verhältnis $\frac{Q_{th}}{Q}$ kann als Gütegrad des Kondensators bezeichnet werden. Er bringt zum Ausdruck, in wie vollkommener Weise die Kühlfläche ausgenutzt wird. $\frac{Q_{th}}{Q}$ wird herabgesetzt durch Ablagerungen in den Kühlrohren (vgl. Abb. 75), durch tote Räume im Kondensator, in denen die Luft stagniert, und anderes. Bisweilen wird auch das umgekehrte Verhältnis $\frac{Q}{Q_{th}}$ berechnet, das angibt, wieviel-

mal mehr Wasser der wirkliche Kondensator dem idealen gegenüber verbraucht, doch läßt sich diese Zahl nicht kennzeichnend benennen.

42. Die Wärmeübertragung durch eine Wand hindurch. Beziehung zwischen Wärmeübergangszahl Dampf-Wandung, Wärmeleitzahl des Rohres, Wärmeübergangszahl Wandung-Wasser und Wärmedurchgangszahl Dampf-Wasser. Ehe wir auf den Wärmeübergang Dampf-Wandung einerseits und Wandung-Wasser andererseits im einzelnen eingehen können, ist es erforderlich, die Beziehungen dieser Vorgänge zueinander und einige grundsätzliche Fragen, die hierbei auftreten, zu besprechen.

Durch die Kondensation des Dampfes bildet sich auf der Wand eine Wasserhaut. Die Wärme wird daher zunächst vom Dampf an die Wasserhaut und durch diese hindurch an die eine Seite der Wand übertragen, dann durch die Wandung hindurchgeleitet und von ihrer anderen Seite an das Kühlwasser abgegeben. Auf die Größe der übertragenen Wärmemenge haben Einfluß:

- a) die Zeitdauer der Wärmeübertragung,
- b) die Größe der Wärme übertragenden Fläche,
- c) die Temperatur der wärmeren Flüssigkeit,
- d) die physikalischen Eigenschaften der wärmeren Flüssigkeit (molekulare Beschaffenheit, Dichte, Zähigkeit, spezifische Wärme und Wärmeleitfähigkeit),
- e) der Bewegungszustand der wärmeren Flüssigkeit,
- f) die Dicke der Wasserhaut,
- g) die Wärmeleitfähigkeit der Wasserhaut,
- h) die Oberflächenbeschaffenheit der Zwischenwand auf der Seite der wärmeren Flüssigkeit,
- i) die vom Material abhängige Wärmeleitfähigkeit der Zwischenwand,
- k) die Dicke der Zwischenwand,
- l) die Oberflächenbeschaffenheit der Zwischenwand auf der Seite der kälteren Flüssigkeit,
- m) die physikalischen Eigenschaften der kälteren Flüssigkeit,
- n) der Bewegungszustand der kälteren Flüssigkeit und
- o) die Temperatur der kälteren Flüssigkeit.

Es ist klar, daß im Beharrungszustand, den wir stets annehmen wollen, die übertragene Wärmemenge der Zeit proportional ist. Gibt man, wie in der Technik üblich, die vorkommenden Mengen für eine Stunde an, so braucht die Zeit bei den folgenden Betrachtungen nicht mehr berücksichtigt zu werden. Gleichfalls muß die Wärmemenge der übertragenden Fläche proportional sein, denn wenn von einer beliebig großen Fläche eine gewisse Wärmemenge übertragen wird, so muß diese Wärmemenge z. B. doppelt so groß sein, wenn eine doppelt so große Fläche genau den gleichen Verhältnissen unterliegt. Die Wärmeübertragung vom Dampf an die Wasserhaut, durch diese hindurch und an die äußere Seite der Wandung wird gewöhnlich als Wärmeübertragung Dampf-Wandung zusammengefaßt, da die Dicke der Wasserhaut nicht bekannt ist (vgl. hierzu jedoch 49). Sofern nur reiner

Dampf niedergeschlagen wird, hat er stets die seinem Druck entsprechende Sättigungstemperatur t_d . Betrachten wir von der gesamten zunächst eben gedachten Fläche ein Element dF , so wird die Wandung auf der Dampfseite eine gewisse Temperatur t_{au} annehmen (Abb. 53). Die vom Dampf an die Oberfläche der Wand übertragene Wärmemenge dW hängt von dem Unterschied der Temperaturen $t_d - t_{au}$ ab, und zwar wird sie zweifellos um so größer sein, je größer der Temperaturunterschied ist. Welche Beziehung aber zwischen diesen beiden Größen besteht, darüber läßt sich zunächst nichts Bestimmtes aussagen.

Wärmeübertragung durch eine ebene Wand.

Wir gehen von dem Ansatz aus:

$$dW = \alpha_D dF (t_d - t_{au}). \tag{9}$$

Der Beiwert α_D heißt Wärmeübergangszahl Dampf-Wandung und hat die Dimension $\text{kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$. α_D gibt somit an, wieviel Wärmeeinheiten auf 1 m^2 in einer Stunde für je 1°C Temperaturunterschied übertragen werden. Durch die Größe von α_D wird der Einfluß der oben genannten Punkte d bis h berücksichtigt. Da diese Einflüsse sehr verschiedenartig sein können, so folgt, daß es schwierig ist, Zahlenwerte von α_D anzugeben, die alle diese Einflüsse berücksichtigen. Näheres hierüber s. in Abs. 49.

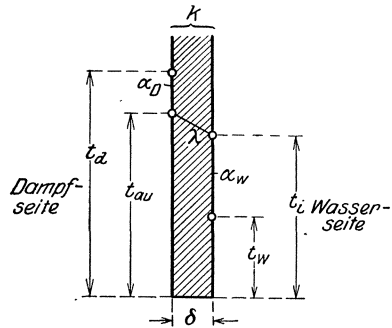


Abb. 53. Wärmeübertragung durch eine ebene Wand.

In der Wandung muß ebenfalls ein Temperaturgefälle vorhanden sein, und zwar stelle sich auf der dem Kühlwasser zugekehrten Oberfläche die Temperatur t_i ein. Bezeichnet λ die Wärmeleitzahl des Rohrmaterials, d. h. diejenige Zahl, welche angibt, wieviel Wärmeeinheiten zwischen zwei Flächen von 1 m^2 eines Körpers aus dem Material übertragen werden, die sich in einem Abstand von 1 m befinden und 1°C Temperaturunterschied haben, bei denen daher ein Temperaturgefälle von 1°C/m senkrecht zur Fläche vorhanden ist, δ die Dicke der Wandung in m , so ist auch

$$dW = \frac{\lambda}{\delta} dF (t_{au} - t_i). \tag{10}$$

Zahlentafel 3 enthält die Zahlenwerte von λ für die bei Kondensatoren vorkommenden und einige andere Materialien. λ hat die Dimension

$$\left[\frac{\text{k cal}}{\text{m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}} \right] = \left[\frac{\text{k cal}}{\text{m h } ^\circ\text{C}} \right].$$

Ist endlich mit Bezug auf Abb. 53 t_w die Temperatur des Kühlwassers, so kann man entsprechend Gl. (9) schreiben

$$dW = \alpha_w dF (t_i - t_w), \tag{11}$$

worin α_W die Wärmeübergangszahl Wandung-Wasser ebenfalls in $\text{kcal/m}^2 \text{h}^\circ \text{C}$ ist. Durch α_W werden die obengenannten Punkte l , m und n berücksichtigt, und es gilt hier das gleiche, was für α_D gesagt war.

Zahlentafel 3.
Wärmeleitzahlen λ in $\text{kcal/m h}^\circ \text{C}$ nach 58).

	Wärmemenge, die stündlich durch 1 m^2 bei einem Temperaturgefälle von 1°C hindurchgeht
Aluminium	175
Blei	30
Gold	260
Kupfer	320—345
Messing	50—100
Nickel	50
Platin	60
Eisen	50—60
Silber	360
Zink	95
Zinn	54
Kesselstein	2
Maschinenöl	0,1

Bezeichnet man weiter mit k die Wärmedurchgangszahl, die, mit dem Temperaturunterschied zwischen wärmerer und kälterer Flüssigkeit und der Fläche multipliziert, die übertragene Wärmemenge ergibt, so ist auch

$$dW = k dF (t_d - t_w). \quad (12)$$

Es genügt vielfach, mit der Wärmedurchgangszahl zu rechnen, namentlich wenn die Einzelvorgänge nicht genügend bekannt sind.

Die Beziehung zwischen k einerseits und α_W , α_D und $\frac{\lambda}{\delta}$ andererseits ergibt sich, wenn aus den Gl. (9) bis (11) die unbekanntenen Wandtemperaturen durch Addition entfernt werden. Vereinigt man die entstehende Gleichung mit Gl. (12), so fallen auch dW und dF heraus und man erhält

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_D} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_W}. \quad (13)$$

Liegt noch eine zweite Wand (z. B. die Wasserhaut auf der Dampfseite) von der Dicke δ_1 und der Wärmeleitfähigkeit λ_1 zwischen Dampf und Kühlwasser, so erhält man in entsprechender Weise

$$\frac{1}{k_1} = \frac{1}{\alpha_D} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{1}{\alpha_W}. \quad (13a)$$

Von den Zahlen, die k bestimmen, ist λ am größten, dann folgt α_D und am kleinsten ist α_W . Der Einfluß der drei Größen ist aus Abb. 54 zu ersehen. Aus ihr folgt, daß k durch Änderung des größten Wertes am wenigsten beeinflußt wird, durch Änderung der kleineren Wärmeübergangszahl α_W am meisten. Für die Größe der übertragenen Wärme-

menge ist es daher praktisch gleichgültig, aus welchem Material die Kühlrohre bestehen, ob aus Kupfer, Messing oder Eisen. Soll die durch eine bestimmte Oberfläche übertragene Wärmemenge möglichst groß sein, so muß man also vor allem darauf bedacht sein, daß die Wärmeübergangszahl Wandung-Wasser möglichst groß wird. Ist diese sehr klein, so folgt aus Abb. 54, daß sich k von α_W nur wenig unterscheidet.

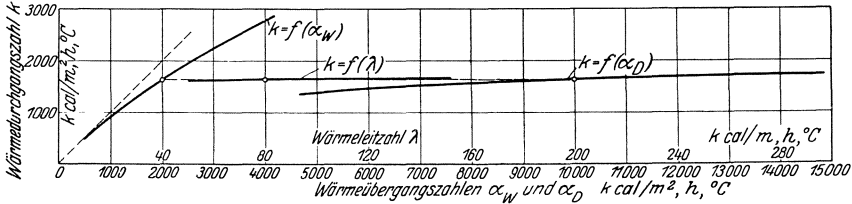


Abb. 54. Einfluß der Wärmeübergangszahlen und der Wärmeleitzahl auf die Wärmedurchgangszahl.

Daraus folgt: Ist von den Wärmeübergangs- oder Leitzahlen, welche zusammen die Wärmedurchgangszahl bestimmen, eine sehr klein, so hängt k praktisch nur von dieser ab und ist nur wenig kleiner als sie.

Wärmeübertragung durch ein Rohr.

Bei der Ableitung von Gl. (13) war eine ebene Wand angenommen worden. Nun werden aber bei Oberflächenkondensatoren fast stets Rohre für die Wärmeübertragung benutzt, bei denen somit die innere Oberfläche kleiner als die äußere ist, und daher hat Gl. (13) für diesen Fall keine Gültigkeit. Denkt man sich aus dem Rohr, dessen äußerer Radius r_a und dessen innerer Radius r_i ist, einen Sektor mit dem Zentriwinkel φ und der Länge dl herausgeschnitten (Abb. 55), so ist das äußere Flächenelement $r_a \varphi dl$ und die vom Dampf an die äußere Oberfläche übertragene Wärmemenge

$$dW = \alpha_D r_a \varphi dl (t_d - t_{au}). \quad (14)$$

Für die innere Fläche gilt in gleicher Weise

$$dW = \alpha_W r_i \varphi dl (t_i - t_w). \quad (15)$$

Für einen beliebigen Radius r der dazwischenliegenden Wandung ist

$$dW = r \varphi dl \frac{\lambda}{dr} dt.$$

Somit
$$dt = \frac{dW}{\varphi \lambda dl} \frac{dr}{r}.$$

Integriert man von r_a bis r_i , so erhält man, da dW für den betrachteter Rohrsektor gleichbleibend sein muß,

$$t_{au} - t_i = \frac{dW}{\varphi \lambda dl} \ln \frac{r_a}{r_i}. \quad (16)$$

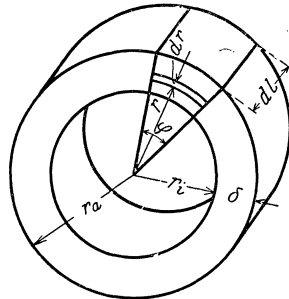


Abb. 55. Wärmeübertragung durch ein Rohr.

Für die Einführung der Wärmedurchgangszahl k' ist ein mittlerer Radius $\frac{r_a + r_i}{2}$ zugrunde zu legen.

$$dW = k' \frac{r_a + r_i}{2} \varphi dl (t_d - t_w). \quad (17)$$

Entfernt man wie bei der ebenen Wand t_{au} und t_i aus den Gl. (14), (15) und (16) und vereinigt mit Gl. (17), so erhält man

$$\frac{1}{k' \frac{r_a + r_i}{2}} = \frac{1}{\alpha_D r_a} + \frac{\ln \frac{r_a}{r_i}}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_W r_i}. \quad (18)$$

Wir wollen nun untersuchen, wie groß der Einfluß der Krümmung der Fläche bzw. der Wandstärke eines Rohres bei gegebenem äußerem Durchmesser auf k' ist, wenn

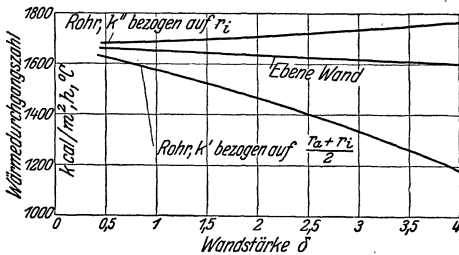


Abb. 56. Einfluß der Wandstärke auf die Wärmedurchgangszahl bei einem Rohr.

$$\begin{aligned} \alpha_D &= 10\,000 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}, \\ \alpha_W &= 2\,000 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}, \\ \lambda &= 80 \text{ kcal/m h } ^\circ\text{C}, \\ r_a &= 8 \text{ mm}. \end{aligned}$$

Es sei $\alpha_D = 10\,000 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$, $\lambda = 80 \text{ kcal/m h } ^\circ\text{C}$ und $\alpha_W = 2\,000 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$. Wir nehmen ferner ein Rohr von 16 mm Außendurchmesser, also ein ziemlich enges Rohr an. Abb. 56 zeigt die Abhängigkeit von k' von der Wanddicke des Rohres. Gleichzeitig sind auch die Werte k nach Gl. (13) eingetragen, die sich für eine ebene Wand gleicher Dicke ergeben. Die Wandstärke der Kondensatorrohre

beträgt in der Regel 1 bis 2 mm, und man erkennt, daß für diesen Bereich der Unterschied zwischen k' und k ziemlich gering, bei größeren Wanddicken aber beträchtlich ist. Bei gleicher Wandstärke wird der Unterschied für Rohre von größerem Durchmesser geringer, da es auf das Verhältnis der Wanddicke zum Durchmesser ankommt.

Es gibt nun stets einen zwischen r_i und r_a liegenden Wert r , für den $k' = k$ wird. Ist $\alpha_D = \alpha_W$, so ist $r = \frac{r_a + r_i}{2}$; ist aber eine der beiden Wärmeübergangszahlen sehr klein gegenüber der anderen, so ist r von dem dem kleinen Werte zugeordneten Radius nur wenig verschieden. Bestimmt man in dem Beispiel k'' für r_i aus $k'' = k' \frac{r_a + r_i}{2 r_i}$,

so zeigt Abb. 56, daß der Unterschied zwischen k'' und k nur etwa ein Drittel so groß wie zwischen k' und k ist. Es gilt daher als Regel, bei Oberflächenkondensatoren die wasserberührte Fläche mit den für eine ebene Wand geltenden Werten von k zu berechnen. Hierin liegt eine gewisse Sicherheit. Gl. (18) kann dann auch deshalb ent-

behrt werden, weil die Werte k bzw. α_D und α_W an sich etwas unsicher sind.

43. Angenäherte Berechnung der Kühlfläche ohne Berücksichtigung der Luft. Für überschlägige Rechnungen kann Gl. (12) in folgender Weise zur angenäherten Berechnung der Kühlfläche des Kondensators ohne Berücksichtigung der Luft- und Kondensatabkühlung benutzt werden. Ist die stündliche Kühlwassermenge Q kg/h und erwärmt sich diese Menge an dem Flächenelement dF um dt , so ist auch, wenn man von der Veränderlichkeit der spezifischen Wärme des Wassers absieht und $c_w = 1$ setzt,

$$dW = Q dt. \quad (19)$$

Die Vereinigung der Gl. (12) und (19) ergibt

$$dF = \frac{Q}{k} \frac{dt}{(t_d - t_w)}. \quad (20)$$

Aus der oben gemachten Vereinfachung folgt, daß die Dampftemperatur t_d gleichbleibend zu setzen ist. Bezeichnet man die Eintrittstemperatur des Kühlwassers mit t_e , die Austrittstemperatur mit t_a , so ergibt die Integration von Gl. (20):

$$F = \frac{Q}{k} \ln \frac{t_d - t_e}{t_d - t_a}. \quad (21)$$

Diese Formel wird vielfach zur Berechnung von Oberflächenkondensatoren benutzt. Genaue Ergebnisse kann sie nicht liefern, da der Dampf stets mit Luft vermischt ist, die mit fortschreitender Kondensation des Dampfes abgekühlt wird. Die Temperatur des Dampfes ist daher nicht gleichbleibend, wie bei Ableitung von Gl. (21) Voraussetzung ist, sondern nimmt namentlich gegen Ende des Kondensators stark ab.

Die Kühlwassertemperatur steigt, wie wir sehen werden (48), erst rascher, dann langsamer an. Die mittlere Kühlwassertemperatur t_m ergibt sich aus Gl. (21) wie folgt: Die im ganzen Kondensator übertragene Wärmemenge ist

$$W = Q (t_a - t_e)$$

oder mit Benutzung von Gl. (21)

$$W = kF \frac{t_a - t_e}{\ln \frac{t_d - t_e}{t_d - t_a}}. \quad (22)$$

Andererseits ist aber auch

$$W = kF (t_d - t_m). \quad (23)$$

Durch Vereinigung von Gl. (22) und (23) folgt die mittlere Temperaturdifferenz — immer unter der gemachten vereinfachenden Voraussetzung, d. h. beim Niederschlagen reinen, luftfreien Dampfes — zu

$$t_d - t_m = \frac{t_a - t_e}{\ln \frac{t_d - t_e}{t_d - t_a}} \quad (24)$$

und die mittlere Kühlwassertemperatur zu

$$t_m = t_d - \frac{t_d - t_e}{\ln \frac{t_d - t_e}{t_d - t_a}}. \quad (24a)$$

Für ganz rohe Berechnungen kann man die mittlere Wassertemperatur auch $t'_m = \frac{t_e + t_a}{2}$ und den mittleren Temperaturunterschied gleich $t_d - \frac{t_e + t_a}{2}$ setzen. Die Kühlfläche wird dann

$$F' = \frac{Q}{k} \frac{t_d - t_e}{t_d - \frac{t_e + t_a}{2}}. \quad (25)$$

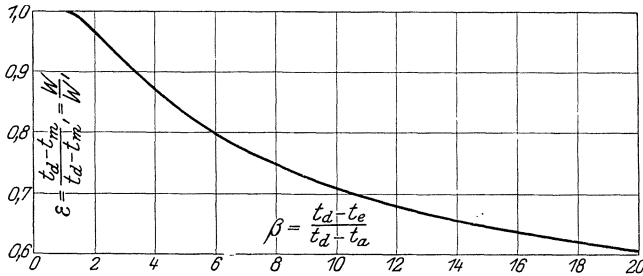


Abb. 57. Verhältniszahlen zur Verbesserung des angenäherten Temperaturunterschiedes $t_d - t'_m$ und der angenäherten Wärmemenge W' .

Gl. (24) läßt sich auch schreiben

$$t_d - t_m = \frac{(t_d - t_e) - (t_d - t_a)}{\ln \frac{t_d - t_e}{t_d - t_a}}.$$

Ähnlich ist der angenäherte Temperaturunterschied

$$t_d - t'_m = \frac{(t_d - t_e) + (t_d - t_a)}{2}.$$

Setzt man $\frac{t_d - t_e}{t_d - t_a} = \beta$, so folgt durch Division mit $(t_d - t_a)$ in Zähler und Nenner

$$\varepsilon = \frac{t_d - t_m}{t_d - t'_m} = \frac{2(\beta - 1)}{(\beta + 1) \ln \beta}. \quad (26)$$

Das Verhältnis ε des Temperaturunterschiedes nach Gl. (24) zum angenäherten Wert und damit auch das Verhältnis der wirklich übertragenen Wärmemenge zum angenäherten Wert hängt daher nur von der Verhältniszahl β ab.

Abb. 57 gibt die Beziehung zwischen ε und β wieder und kann zur Umrechnung und damit Verbesserung des angenäherten Wertes benutzt werden. Die Werte von ε sind für $\frac{1}{\beta}$ ebensogroß wie für β , und Abb. 57

gilt auch dann, wenn die Temperatur der einen Flüssigkeit (t_d) nicht gleichbleibend ist.

Aus Gl. (21) folgt auch

$$k = \frac{Q}{F} \ln \frac{t_d - t_e}{t_d - t_a}. \quad (21 a)$$

Gl. (21a) kann bei einem Kondensator von gegebener Größe dazu dienen, die Wärmedurchgangszahl k zu berechnen, wenn die Kühlwassermenge und die Temperaturen gemessen werden. Derartige Versuche sind sehr zahlreich ausgeführt worden. Meist wird dabei die Fläche entsprechend dem inneren Durchmesser der Kühlrohre eingesetzt. Es sei aber bereits hier hervorgehoben, daß Gl. (21a) meist keine einwandfreien Werte liefert (48).

44. Wärmeübertragung Kondensat-Kühlwasser. Da das beim Niederschlagen des Dampfes sich bildende Kondensat im Oberflächenkondensator stets auch abgekühlt wird, so sei hier noch der Sonderfall betrachtet, daß sich auf beiden Seiten der Wand Wasser befindet. Die Kondensatmenge sei D kg/h und sie kühle sich an der Fläche dF um dt_k ab. Während es nun beim Niederschlagen des Dampfes auf seine Strömungsrichtung in bezug auf das Wasser nicht ankommt (wenigstens unter gewissen Voraussetzungen, vgl. 49), da seine Temperatur (bei Abwesenheit von Luft) stets gleich der Sättigungstemperatur ist, muß man hier zwischen Gleichstrom und Gegenstrom unterscheiden.

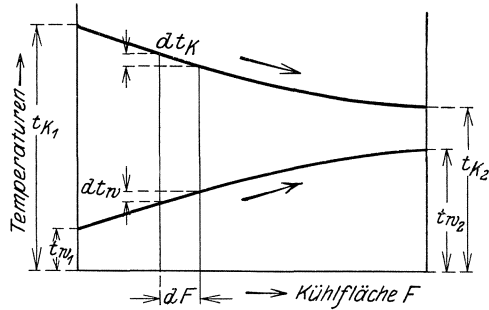


Abb. 58. Wärmeübertragung zwischen zwei Flüssigkeiten bei Gleichstrom.

1. *Gleichstrom*, Abb. 58. Beim Gleichstrom und Gegenstrom gilt zunächst für die Kondensatseite für die an dF übertragene Wärmemenge

$$dW = D dt_k$$

und für die Kühlwasserseite

$$dW = Q dt_w.$$

Außerdem gilt wie beim Dampf mit der Durchgangszahl k_w für die Wärmeübertragung Kondensat-Kühlwasser

$$dW = k_w dF (t_k - t_w). \quad (27)$$

Zur Integration setze man $t_k - t_w = y$. Für Gleichstrom ist dann, da sich t_k und t_w in entgegengesetztem Sinne ändern,

$$dy = dt_k + dt_w = \frac{dW}{D} + \frac{dW}{Q} = \frac{Q + D}{QD} dW$$

und

$$dW = \frac{QD}{Q + D} dy. \quad (28)$$

Die Vereinigung von Gl. (27) und (28) liefert

$$dF = \frac{Q D}{(Q + D) k_w} \frac{dy}{y}.$$

Die Kondensattemperatur fällt von t_{k_1} auf t_{k_2} , während die Kühlwassertemperatur von t_{w_1} auf t_{w_2} ansteigt. Die Integration zwischen diesen Grenzen ergibt

$$F = \frac{Q D}{(Q + D) k_w} \ln \frac{t_{k_1} - t_{w_1}}{t_{k_2} - t_{w_2}}. \quad (29)$$

Führt man die zu übertragende Wärmemenge W ein, so wird wegen

$$D = \frac{W}{t_{k_1} - t_{k_2}} \quad \text{und} \quad Q = \frac{W}{t_{w_2} - t_{w_1}}$$

$$F = \frac{W}{k_w} \frac{\ln \frac{t_{k_1} - t_{w_1}}{t_{k_2} - t_{w_2}}}{(t_{k_1} - t_{w_1}) - (t_{k_2} - t_{w_2})}. \quad (29a)$$

Die mittlere Temperaturdifferenz ergibt sich wie bei der Wärmeübertragung Dampf-Wasser zu

$$(t_k - t_w)_m = \frac{(t_{k_1} - t_{w_1}) - (t_{k_2} - t_{w_2})}{\ln \frac{t_{k_1} - t_{w_1}}{t_{k_2} - t_{w_2}}}. \quad (30)$$

Zur Verbesserung des angenäherten Wertes $\frac{t_{k_1} + t_{k_2}}{2} - \frac{t_{w_1} + t_{w_2}}{2}$ kann ebenfalls Abb. 57 sinngemäß benutzt werden.

2. *Gegenstrom*, Abb. 59. Hier ist, da sich t_k und t_w in demselben Sinne ändern,

$$dy = dt_k - dt_w$$

und man erhält mit Gl. (27) entsprechend wie beim Gleichstrom

$$dF = \frac{Q D}{(Q - D) k_w} \frac{dy}{y}$$

und durch Integration zwischen den Grenzen gemäß Abb. 59

$$F = \frac{Q D}{(Q - D) k_w} \ln \frac{t_{k_1} - t_{w_2}}{t_{k_2} - t_{w_1}}. \quad (\text{für } Q > D) \quad (31)$$

Diese Gleichung gilt für $Q > D$. Für $Q < D$ kehren sich die Vorzeichen um, und es wird

$$F = \frac{D Q}{(D - Q) k_w} \ln \frac{t_{k_2} - t_{w_1}}{t_{k_1} - t_{w_2}}. \quad (Q < D) \quad (31a)$$

Für den Sonderfall $Q = D$ nimmt Gl. (31) die unbestimmte Form $\frac{0}{0}$ an. Berücksichtigt man, daß hierfür der Temperaturunterschied stets der gleiche bleibt, so folgt

$$W = F k_w (t_k - t_w) = F k_w (t_{k_1} - t_{w_2}) = F k_w (t_{k_2} - t_{w_1}).$$

Da nun $W = c_k D (t_{k_1} - t_{k_2}) = c_w Q (t_{w_2} - t_{w_1})$ ist, so erhält man mit der spezifischen Wärme des Kondensates bzw. des Wassers $c_k \cong c_w \cong 1$

$$F = \frac{D}{k_w} \frac{t_{k_1} - t_{k_2}}{t_{k_1} - t_{w_2}} = \frac{Q}{k_w} \frac{t_{w_2} - t_{w_1}}{t_{k_2} - t_{w_1}}. \quad (D = Q) \quad (31b)$$

Führt man wie beim Gleichstrom die Wärmemenge W ein, so gehen die Gl. (31) bis (31 b) über in

$$F = \frac{W}{k_w} \frac{\ln \frac{t_{k_1} - t_{w_2}}{t_{k_2} - t_{w_1}}}{(t_{k_1} - t_{w_2}) - (t_{k_2} - t_{w_1})}, \quad (Q > D) \quad (32)$$

$$F = \frac{W}{k_w} \frac{\ln \frac{t_{k_2} - t_{w_1}}{t_{k_1} - t_{w_2}}}{(t_{k_2} - t_{w_1}) - (t_{k_1} - t_{w_2})} \quad (Q < D) \quad (32a)$$

und

$$F = \frac{W}{k_w} \frac{1}{t_{k_1} - t_{w_2}} = \frac{W}{k_w} \frac{1}{t_{k_2} - t_{w_1}}. \quad (Q = D) \quad (32b)$$

Die mittleren Temperaturunterschiede sind

$$(t_k - t_w)_m = \frac{(t_{k_1} - t_{w_2}) - (t_{k_2} - t_{w_1})}{\ln \frac{t_{k_1} - t_{w_2}}{t_{k_2} - t_{w_1}}} \quad (Q > D) \quad (33)$$

bzw.

$$(t_k - t_w)_m = \frac{(t_{k_2} - t_{w_1}) - (t_{k_1} - t_{w_2})}{\ln \frac{t_{k_2} - t_{w_1}}{t_{k_1} - t_{w_2}}}. \quad (Q < D) \quad (33a)$$

Berechnet man für bestimmte Verhältnisse die zur Übertragung verschiedener

Wärmemengen erforderlichen Flächen, so findet man, daß für die Übertragung ein und derselben Wärmemenge die Fläche bei Gleichstrom stets größer als bei Gegenstrom ist. Der Unterschied ist am größten, wenn die Flüssigkeitsmengen auf beiden Seiten gleich sind, und wird um so kleiner, je kleiner eine der beiden

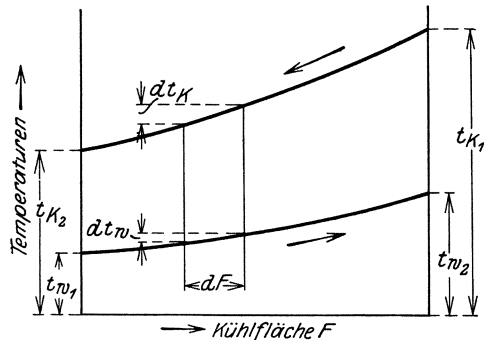


Abb. 59. Wärmeübertragung zwischen zwei Flüssigkeiten bei Gegenstrom.

Mengen im Verhältnis zur anderen ist. Zwischen beiden Betriebsarten besteht ferner der grundsätzliche Unterschied, daß die wärmere Flüssigkeit bei Gleichstrom höchstens auf eine Temperatur abgekühlt werden kann, die zwischen den Anfangstemperaturen beider Flüssigkeiten liegt, und zwar um so höher, je kleiner die Kühlwassermenge im Verhältnis zur Menge der wärmeren Flüssigkeit ist. Beim Gegenstrom kann diese dagegen bei unendlich großer Kühlfläche bis auf die Eintrittstemperatur der Kühlflüssigkeit, also sehr viel weiter heruntergekühlt werden. Wenn es also darauf ankommt, eine Flüssigkeit möglichst weit abzukühlen und mit möglichst kleiner Kühlfläche auszukommen, so ist der Gegenstrom unter allen Umständen vorzuziehen. Beim Oberflächenkondensator liegen die Verhältnisse aber etwas anders. Hier ist die

abzukühlende Flüssigkeit, das Kondensat, im Verhältnis zur Kühlwassermenge sehr klein, und hierfür unterscheiden sich Gleichstrom und Gegenstrom nur sehr wenig voneinander. Werden Kondensat und Luft gemeinsam abgesaugt, so müssen sie auf eine bestimmte Temperatur abgekühlt werden, und man wird daher, um mit einer möglichst kleinen Fläche hierfür auszukommen, Gegenstrom an der Kühlwasser-eintrittsseite zu verwirklichen suchen. Werden umgekehrt Luft und Kondensat getrennt abgesaugt, so soll das Kondensat möglichst wenig unter die dem Kondensatordruck entsprechende Sättigungstemperatur abgekühlt werden, da das Kondensat in der Regel zur Kesselspeisung benutzt wird, und die im Kondensator unnötig entzogene Wärmemenge einen Verlust bedeutet. Bei dieser Betriebsart wird man daher das Kondensat möglichst im Gleichstrom zum Kühlwasser führen und von den kältesten Rohren möglichst fernhalten.

45. Berechnung der Wandtemperaturen. Die Gl. (9) und (11) lassen sich umformen in

$$t_{au} = t_a - \frac{dW}{\alpha_D dF} \quad (34)$$

für die Außenseite des Rohres und

$$t_i = t_w + \frac{dW}{\alpha_W dF} \quad (35)$$

für die Innenseite. Diese Formeln können zur angenäherten Berechnung der Wandtemperaturen benutzt werden, wenn t_a , t_w und die übertragene Wärmemenge gemessen worden sind. Natürlich müssen dann statt dF ein passend angenommener Abschnitt ΔF der ganzen Fläche sowie die entsprechende Wärmemenge ΔW und die mittlere Flüssigkeitstemperatur für diesen Abschnitt eingesetzt werden. Aus den Formeln geht hervor, daß sich die Oberflächentemperatur der Wand der Temperatur der benetzenden Flüssigkeit um so mehr nähert, je größer die Wärmeübergangszahl für diese Flüssigkeit ist. Doch kommt es hierbei nicht allein auf die absolute Größe dieser Übergangszahl, sondern auf ihr Verhältnis zu den übrigen Übergangszahlen an, wovon man sich leicht durch Berechnung eines Zahlenbeispiels überzeugen kann. Umgekehrt kann aus obigen Formeln auch die Wärmeübergangszahl berechnet werden, wenn die Wandtemperatur gemessen wird. Diesen Weg hat z. B. Soennecken bei seinen Versuchen eingeschlagen¹⁰⁸).

46. Mittlere Flüssigkeitstemperatur. Auf der Dampfseite ist, solange es sich um das Niederschlagen reinen Dampfes handelt, die Dampftemperatur eindeutig bestimmt. Sie ist gleich der Sättigungstemperatur, die dem im Kondensator an irgendeiner Stelle herrschenden Dampfdruck zugeordnet ist. (Daß überhitzter Dampf in den Kondensator eintritt, kommt nur selten vor.) Anders liegt es auf der Wasserseite. Früher nahm man wohl bisweilen an, daß z. B. in einem Kondensatorrohr in allen Teilen eines Querschnitts die gleiche Temperatur herrsche. Eine nähere Überlegung zeigt aber sofort, daß von der Rohrwandung nach der Mitte zu ein Wärmefluß vorhanden sein muß, so daß in der Nähe der wärmeabgebenden Fläche höhere Temperatur als weiter

von ihr entfernt herrscht. Versuche haben dies bestätigt. Gelegentlich anderer Untersuchungen hat Verf. in einem Kondensatorrohr von 20 mm l. W. in ein und denselben Querschnitt Temperaturunterschiede bis zu 9° C gemessen⁶⁷⁾. Die Temperaturverteilung in einem Querschnitt wird also grundsätzlich wie in Abb. 60 angegeben sein, ohne daß durch den verzeichneten Verlauf über die Gesetzmäßigkeit der Verteilung etwas ausgesagt werden soll. Theoretische Untersuchungen und auch eine Reihe von Versuchen lassen es als sicher erscheinen, daß an der Rohrwand kein Temperatursprung auftritt, sondern daß vielmehr der Unterschied zwischen der Temperatur der Rohrwand und der Temperatur der benachbarten Flüssigkeitsschichten unendlich klein ist.

Aus obigem ergibt sich weiter, daß man im vorliegenden Falle nicht von der Temperatur einer Flüssigkeit, sondern nur von einer mittleren Flüssigkeitstemperatur sprechen kann. Es ist nun die Frage, wie groß diese ist. Zunächst ist man geneigt, anzunehmen, daß man sie erhält, wenn man jedes Flächenelement eines Querschnittes dF mit seiner Temperatur multipliziert und die Summe dieser Produkte durch die Gesamtfläche des Querschnittes dividiert:

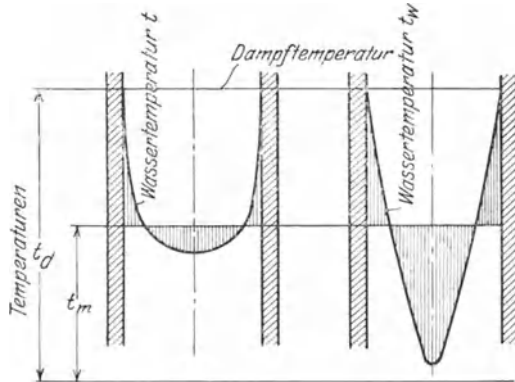


Abb. 60. Temperaturverteilung im Rohr.

Temperatur multipliziert und die Summe dieser Produkte durch die Gesamtfläche des Querschnittes dividiert:

$$t_F = \frac{\int dF t}{F}. \quad (36)$$

Allein diese Bestimmung berücksichtigt nicht, daß sich die einzelnen Flüssigkeitsteilchen mit verschiedener Geschwindigkeit durch das Rohr bewegen. Trägt man die Geschwindigkeiten als Ordinaten über dem Rohrdurchmesser auf, so erhält man, wie durch Versuche und Rechnung gefunden worden ist (vgl. z. B. ⁶¹⁾, eine parabelähnliche Kurve. Je mehr man sich der Rohrwand nähert, um so mehr nähert sich die Geschwindigkeit dem Werte Null. Manche Forscher stehen sogar auf dem Standpunkte, daß sich an der Rohrwand eine ruhende Schicht von endlicher Dicke befindet. Auf jeden Fall muß auf die Verschiedenartigkeit der Geschwindigkeit Rücksicht genommen werden, und es ist für jedes Flächenelement die Flüssigkeitsmenge, von der es in der Zeit dt durchströmt wird, mit seiner Temperatur zu multiplizieren und die Summe der so erhaltenen Produkte ist durch die gesamte Flüssigkeitsmenge zu dividieren, d. h.

$$t_w = \frac{\int dF w dt}{\int dF w dt}. \quad (37)$$

Diese Temperatur wollen wir von jetzt ab kurz die Flüssigkeitstemperatur nennen (vgl. hierzu auch ³⁵⁾ und ⁹⁷⁾).

47. **Abhängigkeit der Wärmeübertragung von der Rohrlänge.** Aus der Verschiedenartigkeit der Temperaturverteilung, die in einem Rohrquerschnitt möglich ist, ergibt sich eine Tatsache, die für den folgenden Absatz von Wichtigkeit ist. Im Eintrittsquerschnitt eines von Wasser durchflossenen und von Dampf geheizten Rohres herrscht überall die gleiche Temperatur, nämlich die Zulaufemperatur des Wassers. Je weiter das Wasser im Rohr fortschreitet, um so größere Unterschiede zwischen den Temperaturen der der Rohrwand nächsten Schichten und dem Kern bilden sich aus, bis ein gewisser Beharrungszustand erreicht ist. Die entstehende Temperaturverteilung läßt sich unter gewissen Annahmen auf rechnerischem Wege verfolgen³⁵⁾. Im Anfang des Rohres

ist in der Nähe der Rohrwand ein sehr steiler Temperaturabfall

vorhanden, d. h. der Wert $\frac{dt}{dr}$ ist

sehr groß, während er mit dem Fortschreiten des Wassers erheblich kleinere Werte annimmt. Es leuchtet daher ein, daß am Rohranfang für je 1° C des Unterschiedes zwischen der Wand- und der mittleren

Flüssigkeitstemperatur eine größere Wärmemenge übertragen wird als an den übrigen Teilen des Rohres, oder mit anderen Worten, daß die Wärmeüber-

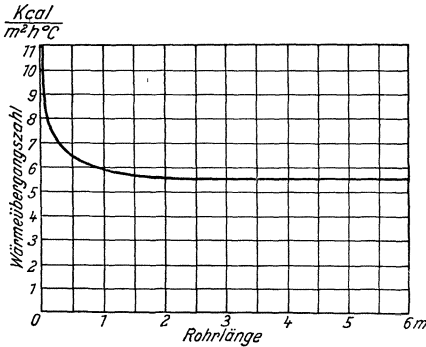


Abb. 61. Abhängigkeit der Wärmeübergangszahl von der Rohrlänge.

gangszahl im Rohranfang eine höhere ist. Diese Abnahme der Wärmeübergangszahl mit der Rohrlänge ist von Nusselt auf rechnerischem Wege gefunden worden⁸⁷⁾. Nach ihm nimmt die Wärmeübergangszahl unterhalb der kritischen Geschwindigkeit, bei der sich die einzelnen Wasserteilchen parallel zur Rohrachse bewegen, asymptotisch bis auf den Mindestwert

$$\alpha_{\min} = 2,576 \frac{\lambda}{r_i}$$

ab, worin λ die Wärmeleitfähigkeit der Flüssigkeit und r_i den inneren Radius des Rohres bedeutet. Die Größe des Einflusses wird durch Abb. 61 veranschaulicht. Sie gilt für Luft von 1 at abs. und 20° C, die ein auf 100° C erhitztes Rohr von 22 mm l. W. durchströmt. Oberhalb der kritischen Geschwindigkeit, bei welcher die Strömung mit Wirbeln behaftet ist, wird α_{\min} schneller erreicht. Nach Reynolds ist die kritische Geschwindigkeit für glatte Rohre

$$v_{\text{krit}} = \frac{1}{278} \frac{1}{Pd} \text{ m/s.}$$

Hierin ist $P = 1 + 0,0336 t + 0,000221 t^2$,

t die Wassertemperatur in $^{\circ}\text{C}$ und
 d die lichte Weite des Rohres in m.

Hiernach fällt die kritische Geschwindigkeit von 0,18 m/s bei 0° bis auf 0,0274 m/s bei 100°C . Die kritische Geschwindigkeit ist nicht scharf ausgeprägt, es gibt vielmehr ein Grenzgebiet zwischen „laminarer“ und „turbulenter“ Strömung. Die bei Oberflächenkondensation vorkommenden Geschwindigkeiten liegen fast stets über diesem Grenzgebiete. Außerdem ist der Einfluß der Länge um so geringer, je kleiner der Durchmesser eines Rohres zu seiner Länge ist. Da dieses Verhältnis bei Oberflächenkondensatoren meist sehr klein ist, so braucht der Einfluß der Rohrlänge bei der Berechnung nicht berücksichtigt zu werden. Dagegen können die verschiedenartigen Ergebnisse mancher Versuche zum Teil hierauf zurückgeführt werden. Bei kleinen Geschwindigkeiten spielen auch sog. Konvektionsströme eine große Rolle bei der Wärmeübertragung. Sie entstehen durch das bei höherer Temperatur sinkende spezifische Gewicht der Flüssigkeit, das ein Aufsteigen der wärmeren Flüssigkeitsteilchen und damit eine Durchmischung zur Folge hat.

48. Abhängigkeit der Wärmeübertragung vom Temperaturunterschied Wandung-Wasser bzw. Dampf-Wasser. Temperaturexponent. Früher war man vielfach der Meinung, daß die übertragene Wärmemenge dW dem Quadrat des Temperaturunterschiedes proportional ist

$$dW = c d F (t_i - t_w)^2, \quad (38)$$

wenn dF ein Element der Rohrfläche von der Länge dl bedeutet. Der Exponent 2 wird z. B. von Weiss¹¹⁴⁾ und Döderlein¹⁹⁾ angegeben. Meist wird dagegen angenommen, daß der Wärmeübergang dem Temperaturunterschied einfach proportional ist. Zur Klärung dieser Frage führte Josse an einem Oberflächenkondensator einen Versuch in der Weise aus, daß er in einem Rohr durch ein verschiebbares Thermoelement den Temperaturanstieg feststellte⁶⁵⁾. Das Ergebnis zeigt Abb. 62, welche beweist, daß für die bei dem untersuchten Rohr vorliegenden Verhältnisse der Wärmeübergang dem Temperaturunterschied einfach proportional ist. Wäre das Quadrat des Temperaturunterschiedes maßgebend, so müßte, wie Kurve 2 zeigt, der Temperaturverlauf ein viel höherer sein. Später wurden Versuche von Orrok bekannt⁹¹⁾, aus welchen dieser den Schluß zog, daß die Wärmeübertragung mit der $7/8$. Potenz des Temperaturunterschiedes zunimmt, d. h. er stellte die Beziehung auf

$$dW = c d F (t_d - t_w)^{\frac{7}{8}} \quad (39)$$

mit t_d als Sättigungstemperatur des Dampfes und einer Konstanten c . Allerdings wurden diese Versuche als Wärmedurchgangsversuche angestellt, d. h. es wurde nicht die Temperatur der Rohrwand, sondern nur die Temperatur des Dampfes gemessen, mit dem das Rohr geheizt wurde. Die verschiedenen Temperaturdifferenzen zwischen Dampf und Wasser wurden dadurch hergestellt, daß bei gleicher Kühlwassermenge

seine Eintrittstemperatur geändert wurde. Um aus den Versuchen den Temperaturexponenten, wie wir ihn dem Vorgange Josse's folgend nennen wollen, zu ermitteln, mußte eine Annahme über den Verlauf der Kühlwassertemperatur gemacht werden, d. h. gerade über diejenige Größe, die erst durch die Versuche bestimmt werden sollte. Dies ist ein Nachteil dieses Meßverfahrens und hat zur Folge, daß es nur für ziemlich große Wassergeschwindigkeiten von mindestens 0,5 m/s brauchbar ist. Für so große Geschwindigkeiten läßt sich nämlich

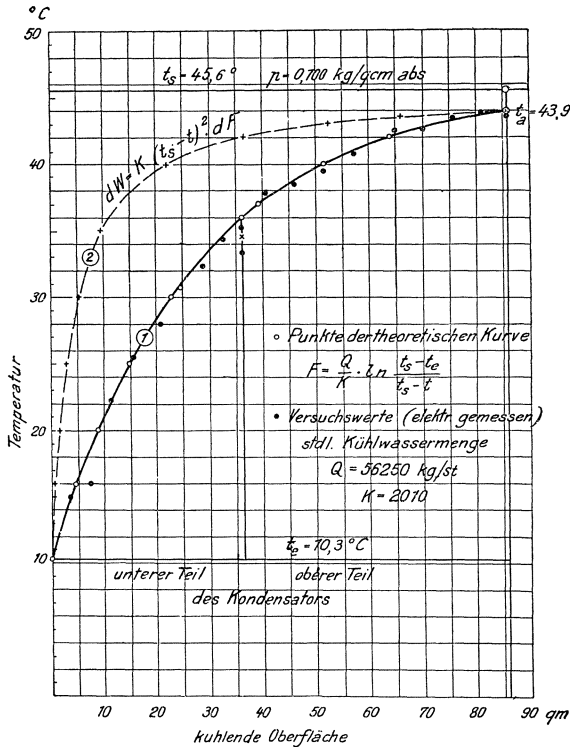


Abb. 62. Temperaturanstieg im Oberflächenkondensator nach Josse.

seine Geschwindigkeit genau bestimmt werden konnten. Die Versuche wurden mit drei verschiedenen Dampftemperaturen ausgeführt entsprechend atmosphärischem Druck, rd. 80 vH und rd. 90 vH Luftleere.

Um aus dem gemessenen Temperaturanstieg und den gemessenen Dampftemperaturen den Temperaturexponenten zu ermitteln, wurde das mit dem folgenden in bezug auf das Ergebnis übereinstimmende Verfahren eingeschlagen. Es wurde davon ausgegangen, daß die durch das Flächenelement dF übertragene Wärmemenge

$$dW = c dF (t_d - t_w)^x \quad (40)$$

die von Orrok gemachte Annahme, daß die mittlere Wassertemperatur gleich dem Mittelwert aus Ein- und Austrittstemperatur ist, einigermaßen rechtfertigen.

Zur Klärung dieser Frage wurden auf Veranlassung von Herrn Geheimrat Josse auch vom Verf. umfangreiche Versuche vorgenommen (67) und (50), und zwar wurde dasselbe Verfahren wie bei dem Versuch von Josse benutzt, nämlich die Messung des Anstiegs der Kühlwassertemperatur durch ein in der Richtung der Rohrachse verschiebbares Thermolement. Ein Unterschied bestand nur insofern, als nur ein Rohr verwendet wurde, so daß auch die durch das Rohr strömende Wassermenge und

ist, worin x der gesuchte Temperaturexponent und c eine Konstante ist. Es sei hier erwähnt, daß die Wahl der Exponentialfunktion für die Beziehung zwischen der übertragene Wärmemenge und der Temperaturdifferenz willkürlich ist. Möglicherweise ist eine andere Funktion theoretisch richtiger, die bisher vorliegenden Versuche zeigen aber, daß die Exponentialfunktion brauchbare Werte liefert, und sie hat außerdem den Vorzug der Einfachheit. Auch die Arbeit von Nusselt über die Wärmeübertragung von Dampf an eine Wandung (Abs. 49) läßt auf die Richtigkeit der Exponentialfunktion schließen. Ist Q die Kühlwassermenge, so ist auch

$$dW = Q dt_w,$$

daher

$$cdF(t_d - t_w)^x = Q dt_w.$$

Logarithmiert man diese Gleichung, so erhält man

$$\lg(cdF) + x \lg(t_d - t_w) = \lg Q + \lg dt_w. \quad (41)$$

Differenziert man diese Gleichung unter der Annahme, daß cdF konstant ist, und unter der weiteren Voraussetzung, daß x für den einzelnen Versuch ebenfalls gleichbleibend ist, so erhält man

$$x d \lg(t_d - t_w) = d \lg dt_w$$

und

$$x = \frac{d \lg dt_w}{d \lg(t_d - t_w)}. \quad (42)$$

Der erhaltene Ausdruck ist aber auch die Neigung der Tangente der Kurve $\lg dt_w = f[\lg(t_d - t_w)]$ an jeder beliebigen Stelle. Trägt man daher die Werte $\lg dt_w$ als Ordinaten über den Werten $\lg(t_d - t_w)$ als Abszissen auf, so liefert — immer unter den oben gemachten Voraussetzungen — die entstehende Kurve für jede Temperaturdifferenz den zugehörigen Wert des Temperaturexponenten. Da es natürlich nicht möglich ist, unendlich kleine Werte dt_w abzugreifen, so muß man endliche Werte Δt_w und die zugehörigen Werte $(t_d - t_w)$ benutzen, welche man erhält, wenn die gesamte Fläche in eine passende Anzahl gleicher Teile geteilt wird. Auf diese Weise sind sämtliche Versuche ausgewertet worden. Es hat sich hiernach ergeben, daß der so bestimmte Temperaturexponent in weiten Grenzen veränderlich ist, und zwar hängt er einerseits von der Wassergeschwindigkeit, andererseits aber auch von der Temperaturdifferenz selbst ab, s. Abb. 63. Das Ergebnis des erwähnten Einzelversuches von Josse wird bestätigt, denn sucht man für die bei diesem Versuch vorhandene Wassergeschwindigkeit von 0,18 m/s und die mittlere Temperaturdifferenz von 11° C aus Abb. 63 den Wert von x auf, so findet man 1. Dagegen schien ein Widerspruch mit den Versuchen von Orrok zu bestehen, da dieser für alle Verhältnisse den Wert 7/8 gefunden hat. Tatsächlich hat aber Orrok nicht beachtet, daß auch seine Versuche eine Veränderlichkeit des Temperaturexponenten mit dem Temperaturunterschied ergeben, die sich aus den Versuchswerten leicht nachweisen läßt. Die nach Gl. (42) ermittelten Werte der Temperaturexponenten sind ebenfalls in Abb. 63 angegeben und bilden, wie man erkennt, eine ausgezeichnete Bestätigung und Ergänzung der eigenen Versuche.

Da im Gegensatz hierzu meist angenommen wurde, daß die Wärmeübertragung proportional dem Temperaturunterschied vor sich geht, so seien die besprochenen Versuche noch näher daraufhin untersucht,

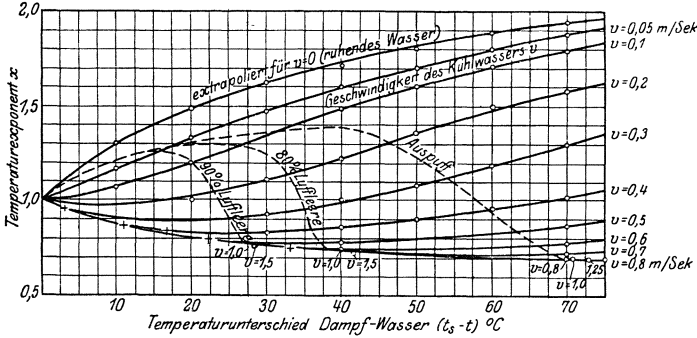


Abb. 63. Temperaturexponenten. + = Werte nach Versuchen von Orrok.

welche Verhältnisse sich ergeben, wenn man den Wärmeübergang Wandung-Wasser statt des Wärmedurchgangs Dampf-Wasser betrachtet. Es sind daher für einige Versuche, für die sich ziemlich weit vom Werte 1 abweichende

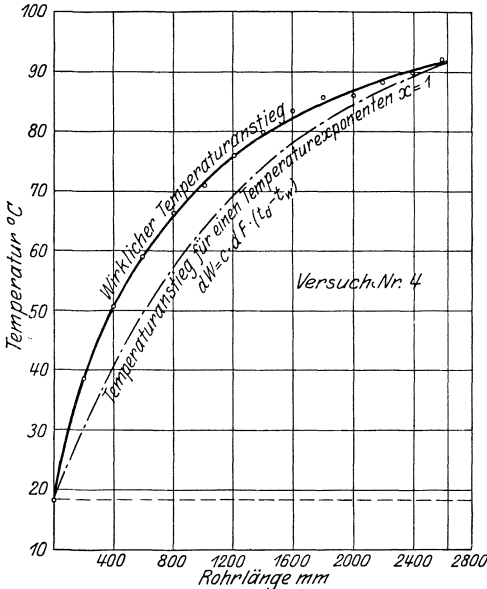


Abb. 64. Temperaturanstieg bei Versuch 4.

Temperaturexponenten ergeben haben, die inneren Rohrwandtemperaturen mit Gl. (34) und (10) ermittelt worden. Hierfür sei einmal Versuch 4, Abb. 64, mit kleiner Wassergeschwindigkeit ($v = 0,13\text{m/s}$) ausgewählt, bei dem α größer als 1 ist, und Versuch 29, Abb. 65, mit größerer Wassergeschwindigkeit ($v = 0,955\text{m/s}$), bei dem sich α kleiner als 1 ergeben hat. Die Wärmeübergangszahl von Dampf an Wandung werde mittleren Verhältnissen entsprechend zu 10000 angenommen, die Wärmeleitfähigkeit $\lambda = 90\text{ kcal/mh}^\circ\text{C}$ gesetzt. In Zahlentafel 4 sind die Rohrwandtemperaturen t_i für die beiden Versuche berechnet. $t_{au} - t_i$ ergibt sich aus Gl. (10). Berechnet man

die Wärmeübergangszahl Wandung-Wasser für die einzelnen Rohrabschnitte, so erhält man für Versuch 4 mit der Rohrlänge stark fallende Werte für α_W , ähnlich wie es die Theorie nach der Arbeit von Nusselt

wenigstens für den Rohranfang verlangt, dagegen bei Versuch 29 mit der Rohrlänge steigende Werte von α_w . Weiter sind aus den Werten in Zahlentafel 4 die Temperaturexponenten für die Temperaturunterschiede Wandung-Wasser nach Gl. (42) ermittelt worden. Für die Ausführung des oben angegebenen Verfahrens werden am einfachsten logarithmische Maßstäbe benutzt (Abb. 66), in welche auch die Kurven zur Ermittlung der Temperaturexponenten für die Temperaturunterschiede Dampf-Wasser eingetragen sind. Man erkennt, daß für Versuch 4, also geringe Wassergeschwindigkeit,

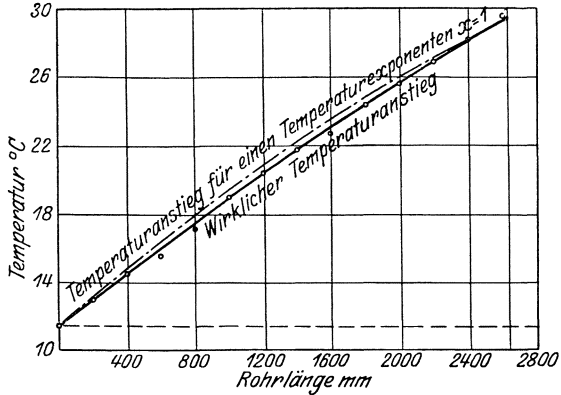


Abb. 65. Temperaturanstieg bei Versuch 29.

die Exponenten noch größere Werte annehmen, wenn man den Wärmeübergang ins Auge faßt, als wenn man vom Wärmedurchgang ausgeht. Umgekehrt ergeben sich für große Wassergeschwindigkeit (Versuch 29) für die Temperaturdifferenz Wandung-Wasser noch kleinere Werte für α als für die Temperaturunterschiede Dampf-Wasser.

Zahlentafel 4.

Auswertung der Versuche Nr. 4 und 29 über die Wärmeübertragung von Dampf an Kühlwasser.

Versuch Nr.	Rohrabschnitt mm	Anstieg der Wassertemperatur Δt_w °C	Übertragene Wärmemenge AW kcal/h	Temperaturunterschied Dampf-Wandung $t_d - t_{au}$ °C	Dampf-Wandungstemperatur t_d °C	Äußere Wandtemperatur t_{au} °C	Temperaturabfall in der Wand $t_{au} - t_i$ °C	Innere Wandtemperatur t_i °C	Mittlere Wassertemperatur t_w °C	Temperaturunterschied Wandung-Wasser $t_i - t_w$ °C	Wärmeübergangszahl Wandung-Wasser α_w kcal/m ² h ^{°C}
4 $Q = 133,9$ kg/h $v = 0,13$ m/s	0—400	31,9	4265	13,6	100,2	86,6	4,21	82,39	37,5	44,9	3790
	400—800	15,6	2086	6,64	100,4	93,76	2,06	91,70	59,0	32,7	2542
	800—1200	9,8	1311	4,18	100,6	96,42	1,29	95,13	71,0	24,1	2166
	1200—1600	6,5	870	2,77	100,8	98,03	0,86	97,17	79,4	17,77	1951
	1600—2000	4,7	629	2,0	101,0	99,0	0,62	98,38	84,8	13,58	1847
	2000—2400	3,6	482	1,54	101,2	99,66	0,48	99,18	88,7	10,48	1832
29 $Q = 1006$ kg/h $v = 0,955$ m/s	0—400	3,06	3076	9,8	59,7	49,9	3,0	46,9	13,03	33,87	3620
	400—800	2,94	2955	9,4	59,8	50,4	2,9	47,5	16,02	31,48	3720
	800—1200	2,90	2915	9,3	59,8	50,5	2,8	47,7	17,94	29,76	3935
	1200—1600	2,72	2735	8,7	59,9	51,2	2,7	48,5	21,76	26,74	4075
	1600—2000	2,58	2594	8,3	59,9	51,6	2,6	49,0	24,41	24,59	4210
	2000—2400	2,47	2483	7,9	60,0	52,1	2,5	49,6	26,94	22,66	4370

Nun ist allerdings zu beachten, daß die wirklichen Temperaturunterschiede Wandung-Wasser von den berechneten Werten abweichen werden. Einmal wird die Wärmeübergangszahl Dampf-Wandung nicht für die ganze Rohrlänge gleichbleibend sein, sie wird vielmehr gemäß 49 in dem Bereich, in welchem größere Wärmemengen übertragen werden, kleiner sein als an Stellen geringerer Wärmeübertragung. Außerdem

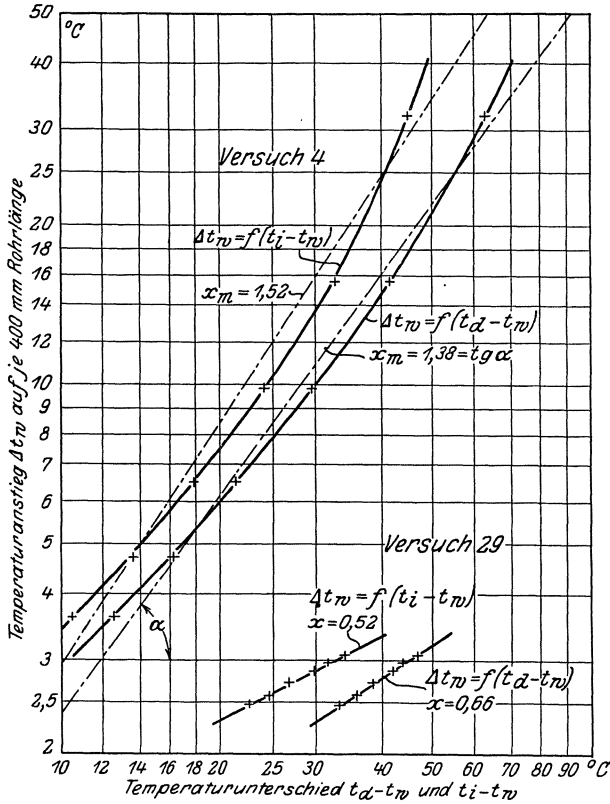


Abb. 66. Temperaturexponenten für Versuch 4 und 29.

findet im Rohr ein Wärmefluß von den Stellen höherer Temperatur nach den Stellen niedrigerer Temperatur hin statt. Beide Umstände wirken im entgegengesetzten Sinne, es ist aber wahrscheinlich, daß am Rohranfang die Rohrtemperaturen höher als errechnet sein werden, am Ende dagegen niedriger. Für geringe Wassergeschwindigkeit (Versuch 4) werden daher die Werte α_w am Rohranfang niedriger, am Ende höher als in der Zahlentafel sein, die Abnahme von α_w über die Rohrlänge wird also geringer ausfallen. Die Werte x würden sich denjenigen für den Wärmedurchgang wieder nähern. Für die große Wassergeschwindigkeit (Versuch 29) ergibt sich dagegen, daß die Steigerung von α_w mit der Rohrlänge noch größer ist, und daß die Temperaturexponenten noch kleinere Werte annehmen als nach Abb. 63.

Nach den theoretischen Arbeiten von Nusselt (Abs. 51) steigt α_w auch proportional der Wärmeleitfähigkeit des Wassers bei der Temperatur der Rohrwand t_i . Da sich diese Temperatur aber bei Versuch 29 nur unwesentlich ändert, so kann dies keine Erklärung für die Zunahme der Werte von α_w bei diesem Versuch für $x = 1$ liefern. Tatsächlich ist auch nicht einzusehen, warum Proportionalität zwischen der übertragenen Wärmemenge und dem Unterschied zwischen der Wand-

Die Werte x würden sich denjenigen für den Wärmedurchgang wieder nähern. Für die große Wassergeschwindigkeit (Versuch 29) ergibt sich dagegen, daß die Steigerung von α_w mit der Rohrlänge noch größer ist, und daß die Temperaturexponenten noch kleinere Werte annehmen als nach Abb. 63.

temperatur und der mittleren Flüssigkeitstemperatur bestehen soll. Es leuchtet zwar ein, daß zwischen zwei unendlich benachbarten Flüssigkeitsteilchen die Wärmeübertragung der unendlich kleinen Temperaturdifferenz zwischen diesen beiden Teilchen proportional ist. Die Versuche weisen die Richtigkeit dieser Annahme auch insofern nach, als sich die Werte des Temperaturexponenten für alle Wassergeschwindigkeiten dem Werte 1 um so mehr nähern, je kleiner die Temperaturdifferenz wird. Dagegen ist die mittlere Flüssigkeitstemperatur ein gedachter Begriff, der durch die verwickelte Gl. (37) definiert ist. Man kann sich vorstellen, daß bei gleicher mittlerer Temperatur die Verteilung über den Rohrdurchmesser eine ganz verschiedene sein kann, s. Abb. 60. Es erhellt, daß bei der links dargestellten Möglichkeit die Wärmeübertragung eine weit lebhaftere als bei der rechts gezeichneten Verteilung sein wird, da im ersteren Falle das Temperaturgefälle in der Nähe der Rohrwandung ein viel größeres ist.

Andererseits kann bei Versuch 4 die außerordentlich starke Abnahme von α_w über die ganze Rohrlänge nur teilweise und nur für den Rohranfang auf den Einfluß der Rohrlänge, d. h. auf die beim Eintritt in das Rohr für die Wärmeübertragung günstigere Temperaturverteilung zurückgeführt werden. Teilweise muß diese Abnahme auch darin ihren Grund haben, daß der Temperaturexponent nicht gleich 1 ist.

Ist es aber erwiesen, daß x nicht gleich 1 ist, so ergibt sich weiter die wichtige Tatsache, daß auch die Wärmeübergangs- und die Wärmedurchgangszahl von der Temperaturdifferenz abhängig ist. Aus Gl. (12) und (40) ergibt sich nämlich allgemein, daß

$$k = c(t_d - t_w)^{x-1} \quad (43)$$

ist. Die Veränderlichkeit der Wärmeübergangszahl mit dem Temperaturunterschied war bereits aus Zahlentafel 4 zu erkennen. Mit Gl. (19) läßt sich mit den bisherigen Bezeichnungen ableiten

$$k = \frac{Q[(t_d - t_e)^{1-x} - (t_d - t_a)^{1-x}]^{\frac{1}{x}}}{F(1-x)[(1-x)(t_a - t_e)]^{\frac{1-x}{x}}} \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}. \quad (44)$$

Da sich x , wie wir gesehen haben, mit zunehmender Erwärmung ändert, so ist die Bestimmung von k aus Gl. (44) sehr umständlich. Ihre Benutzung läßt sich vermeiden, wenn man z. B. durch Planimetrieren aus der Kurve des Temperaturanstiegs die mittlere Temperaturdifferenz $(t_d - t_w)_m$ ermittelt und k aus

$$k = \frac{W}{F(t_d - t_w)_m} = \frac{Q(t_a - t_e)}{F(t_d - t_w)_m} \quad (45)$$

bestimmt. Die aus den eigenen Versuchen auf diese Weise sich ergebenden Wärmedurchgangszahlen zeigt Abb. 67 für atmosphärische Spannung des Dampfes sowie 80 und 90 vH Luftleere. In die Abbildung sind auch die Durchgangszahlen eingetragen, die sich für einen Temperaturexponenten 1 ergeben würden. Bei kleinen Wassergeschwindigkeiten beträgt der Unterschied bis zu 30 vH, bei etwa 0,4 m/s fallen

die Kurven zusammen, da dann $x = 1$ ist, und auch bei großen Geschwindigkeiten ist der Unterschied zwischen beiden nur gering, da der wirkliche Temperaturanstieg und derjenige für $x = 1$ nur wenig voneinander abweichen.

Aus den Kurven lassen sich folgende Werte für die Wärmedurchgangszahl ableiten:

für atmosphärische Spannung

$$k = 1600 + 1743 v^{0,82}$$

und für 80 vH Luftleere

$$k = 650 + 2090 v^{0,82}.$$

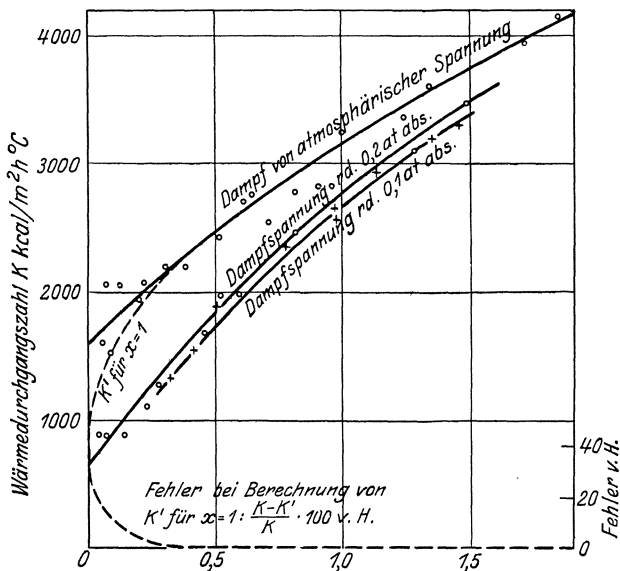


Abb. 67. Wärmedurchgangszahlen bei verschiedener Dampfspannung.

Die Exponenten der Wassergeschwindigkeit v stimmen miteinander überein und liegen zwischen den Werten 0,72 und 0,91, die Soennecken durch seine Versuche gefunden hat (51); sie können daher Anspruch auf Zuverlässigkeit machen.

Da bei Kondensatoren meist höhere Kühlwassergeschwindigkeiten vorkommen, so genügt es in der Regel, Proportionalität zwischen Temperaturunterschied und übertragener Wärmemenge anzunehmen.

Die höheren Werte von k bei höherer Dampftemperatur sind wahrscheinlich auf die größere Dampfdichte und die größere Wärmeleitfähigkeit des Wassers bei der höheren Temperatur zurückzuführen (49 und 51).

Aus Gl. (43) läßt sich allgemein die Abhängigkeit der Wärmedurchgangszahl vom Temperaturunterschied bestimmen. Bei näherer

Untersuchung zeigt sich aber, daß die mit Hilfe von Gl. (42) gefundenen und in Abb. 63 dargestellten Temperaturexponenten nicht richtig sein können. Bestimmt man nämlich z. B. für Versuch 3 die Konstante c der Gl. (43) für die einzelnen Rohrabschnitte, so erhält man folgende Werte:

Rohrabschnitt mm	0—400	400—800	800—1200	1200—1600	1600—2000	2000—2400
c	63,6	214,5	430	596	702	835

d. h. stark veränderliche Werte, während doch gerade $c = \text{konst.}$ vorausgesetzt war. Ebenso war bei der Ableitung von Gl. (42) die Annahme gemacht worden, daß sich x in dem in Frage kommenden Bereich nicht ändert. Tatsächlich hat sich aber x mit dem Temperaturunterschied Dampf-Wasser stark veränderlich ergeben, und die Ableitung von Gl. (41) muß daher lauten:

$$d \lg(c d F) + \lg(t_d - t_w) dx + x d \lg(t_d - t_w) = d \lg d t_w.$$

Die Bestimmung von x aus dieser Gleichung ist nicht möglich, da die Abhängigkeit von x von $(t_d - t_w)$ bekannt sein müßte, d. h. gerade diejenige Größe, welche gesucht wird. Angenähert lassen sich jedoch x und c auf folgende Art und Weise bestimmen. Hierbei wollen wir von dem geringen Einfluß der Temperatur der Flüssigkeit an der Rohrwand auf die Wärmeleitfähigkeit des Wassers und damit auf die Wärmeübergangs- und die Wärmedurchgangszahl absehen. Auch den wegen der wechselnden Temperaturverteilung des Wassers im Rohranfang zweifellos vorhandenen Einfluß der Rohrlänge auf die Wärmeübergangszahl Wandung-Wasser wollen wir vernachlässigen, da er — jedenfalls oberhalb der kritischen Geschwindigkeit — nur gering ist, und davon ausgehen, daß der Wert c über die Rohrlänge gleichbleibend ist.

Sowohl Überlegung als auch Versuche weisen darauf hin, daß bei unendlich kleiner Temperaturdifferenz die Wärmeübertragung diesem Unterschied proportional vor sich geht, d. h. daß $x = 1$ für $t_d - t_w = 0$ ist. Nimmt man also einen beliebigen Wert von c an, berechnet mit Gl. (43) für die einzelnen Rohrabschnitte die Werte von x und trägt x über $t_d - t_w$ auf, so kann man aus dem Verlauf dieser Kurve auf die Richtigkeit der für c gemachten Annahme schließen. Sofern nämlich x für Werte von $t_d - t_w$ bestimmt werden kann, die genügend weit auseinander liegen, um den Verlauf der Kurve auch über diese Werte hinaus beurteilen zu können, so muß die Verlängerung der Kurve durch den Koordinatenanfang gehen, wenn c richtig gewählt war.

Die Rechnung ist für Versuch 3 für eine Reihe von Zahlenwerten für c durchgeführt worden. In Zahlentafel 5 ist zunächst $c' = 63,6$ gesetzt, das ist der Wert der sich für den ersten Rohrabschnitt ergeben hatte. Hiermit ergibt sich zunächst

$$(t_d - t_w)^{x'} = \frac{\Delta W}{\Delta F c'}$$

und mit Hilfe von $(t_d - t_w)$ auch x' . Man erhält um so größere Werte für x' , je kleiner die Temperaturdifferenz wird, dieser Wert von c' muß also ganz falsch sein. Für $c'' = 474$ ändert sich x'' praktisch

Zahlentafel 5.

Bestimmung der Konstanten c und des berichtigten Temperaturexponenten x der Gleichung $dW = c dF (t_d - t_w)^x$ für Versuch 3 von 67). $Q = 82,1$ kg/h, $v = 0,079$ m/s.

Rohrabschnitt mm	Mittlerer Temperaturunterschied Dampf-Wasser	Temperaturanstieg des Kühlwassers	Übertragene Wärmemenge.	Erste Annahme für c		Temperatur-exponent	Zweite Annahme für c		Temperatur-exponent	Dritte Annahme für c		Temperatur-exponent	Endgültige Werte		
	$t_d - t_w$ °C	Δt_w °C	ΔW kcal/h	c	$(t_d - t_w)^x$	x'	c	$(t_d - t_w)^{x''}$	x''	c	$(t_d - t_w)^{x'''}$	x'''	c	$(t_d - t_w)^x$	x
0—400	64,8	35,4	2904	63,6	1820	1,800	474	244,1	1,318	977	115,1	1,139	940	123,1	1,153
400—800	39,0	18,5	1518	63,6	952	1,872	474	127,6	1,323	977	62,0	1,127	940	64,35	1,136
800—1200	25,5	10,1	829	63,6	520	1,932	474	69,7	1,313	977	33,82	1,087	940	35,15	1,100
1200—1600	17,6	6,2	509	63,6	319	2,013	474	42,8	1,311	977	20,73	1,057	940	21,57	1,071
1600—2000	12,7	4,1	336	63,6	211	2,102	474	28,3	1,315	977	13,73	1,029	940	14,26	1,045
2000—2400	9,4	3,0	246	63,6	154	2,254	474	20,7	1,352	977	10,23	1,030	940	10,43	1,047

nicht mit der Temperatur, c'' ist also immer noch zu niedrig angenommen. Für $c''' = 977$ endlich nähert sich x dem Werte 1 um so mehr, je kleiner der Temperaturunterschied wird. Die Auftragung der Kurve $x = f(t_d - t_w)$ zeigt, daß c''' etwas zu hoch gewählt war und daß $c = 940$ als der wahrscheinlichste Wert anzusehen ist.

Für größere Wassergeschwindigkeiten sei Versuch 12 als Beispiel durchgerechnet, Zahlentafel 6. $c = 3600$ ist der Wert, welcher wahrscheinliche Werte für x liefert, nur daß diese jetzt im Gegensatz zu Versuch 3 kleiner als 1 sind. Trotzdem die Werte von x nur wenig voneinander abweichen, ist die Zunahme von x doch eine ganz stetige, und dies beweist, daß das Ermittlungsverfahren als zuverlässig angesehen werden kann. In gleicher Weise sind nun sämtliche auf S. 80 erwähnten 41 Versuche ausgewertet, und als wahrscheinlichstes Ergebnis ist Abb. 68 gewonnen worden. Der Verlauf der Kurven ähnelt teilweise demjenigen in Abb. 63, nur sind hier die Unterschiede in den Werten von x längst nicht so groß wie bei jener (der Maßstab

Zahlentafel 6.

Bestimmung der berichtigten Werte c und x für Versuch 12 aus 67). $Q = 849$ kg/h, $v = 0,814$ m/s.

Rohrabschnitt mm	Mittlerer Temperaturunterschied Dampf-Wasser $t_d - t_w$ °C	Temperaturanstieg des Kühlwassers Δt_w °C	Übertragene Wärmemenge ΔW kcal/h	Konstante c	$(t_d - t_w)^x$	Temperatur-exponent x
0—400	85,1	6,6	5600	3600	62,0	0,930
400—800	79,0	6,3	5350	3600	59,2	0,935
800—1200	73,0	5,9	5010	3600	55,4	0,937
1200—1600	67,6	5,6	4750	3600	52,6	0,942
1600—2000	62,3	5,3	4500	3600	49,8	0,946
2000—2400	57,3	5,0	4245	3600	47,0	0,952

für x ist in Abb. 68 viel größer!). Bei 70°C Temperaturunterschied z. B. ist für $v = 0,1\text{ m/s}$ $x = 1,16$ und für $v = 1,75\text{ m/s}$ ist $x = 0,86$, während die entsprechenden Werte aus Abb. 63 $x = 1,8$ bzw. $0,7$ sind.

Trägt man die für c bestimmten Werte über der Wassergeschwindigkeit auf (Abb. 69), so haben die entstehenden Kurven eine bevorzugte Form, die Punkte liegen nämlich sehr genau auf einer Geraden.

Die vorstehend gegebene Ermittlung des Temperaturexponenten und der Beiwerte c kann nur als ein Versuch zur Klärung angesehen werden. Weitere Versuche zur Nachprüfung und gegebenenfalls Berichtigung der gewonnenen Ergebnisse sind unerlässlich. Die Versuche von Orrok sind nicht nach dem neuen Verfahren ausgewertet worden.

Dies ist auch nicht erforderlich, da die aus diesen Versuchen nach dem alten Verfahren gewonnenen Werte von x gut zu den Werten aus den eigenen Versuchen paßten. Daher ist auch nach dem neuen Verfahren Übereinstimmung zu erwarten. Um möglichste Klarheit über die verwickelten Verhältnisse bei der Wärmeübertragung von einer Rohrwandung an eine Flüssigkeit zu erlangen, müßten Versuche angestellt werden, bei denen außer der Temperatur der Rohrwand auf der Flüssigkeitsseite und der mittleren Wassergeschwindigkeit auch die Geschwindigkeitsverteilung über den Querschnitt sowie vor allem auch die Temperaturverteilung über den Querschnitt gemessen wird, und zwar möglichst nicht nur für einen Querschnitt, sondern für verschiedene Querschnitte, also mit wachsender Rohrlänge, und außerdem für verschiedene Wassergeschwindigkeiten. Es wäre außerordentlich zu begrüßen, wenn derartige Versuche vorgenommen würden, obwohl nicht verkannt wird, daß die versuchstechnischen Schwierigkeiten recht groß sind.

Für die Bestimmung der Wärmeübergangs- bzw. Durchgangszahlen ist man in der Hauptsache auf Versuche angewiesen. Von den Versuchen von Josse, Orrok und dem Verf. abgesehen, sind bei allen übrigen bisher ausgeführten Versuchen die Wärmeüber- bzw. -durch-

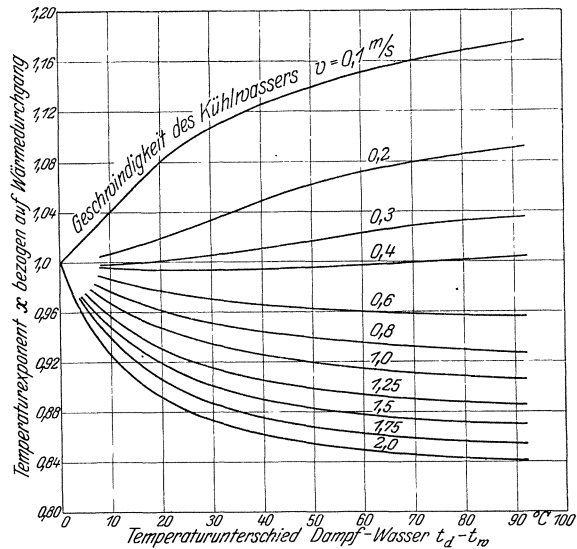


Abb. 68. Berichtigte Temperaturexponenten.

gangszahlen unter der Annahme berechnet worden, daß die Wärmeübertragung dem Temperaturunterschied proportional vor sich geht. Eine andere Auswertung wäre auch gar nicht möglich gewesen, da diese Versuche eine Bestimmung des Temperaturexponenten nicht zu-

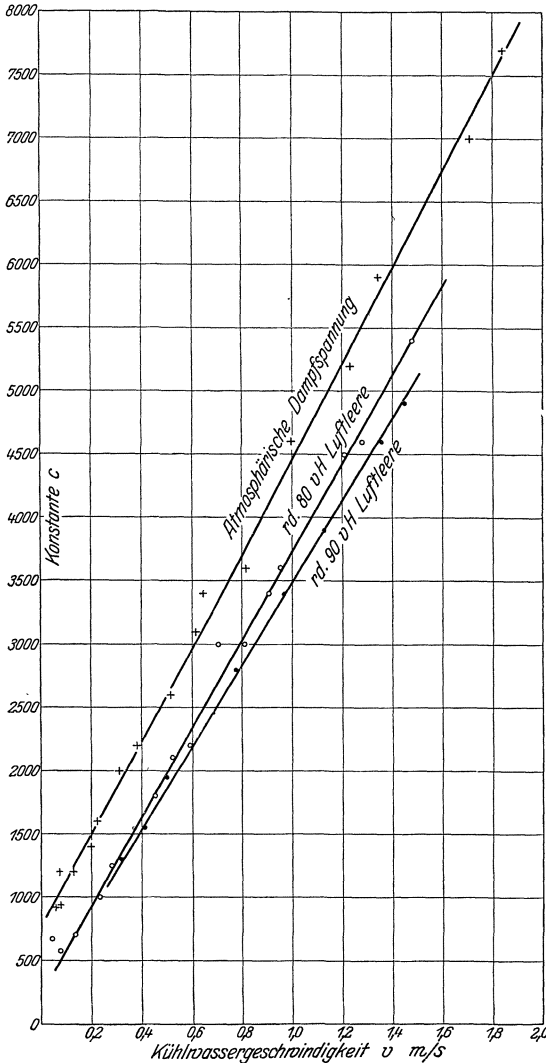


Abb. 69. Konstanten c der Gleichung $dW = c dF (t_d - t_w)^x$.

49. Wärmeübergang Dampf-Wandung. Nusselt hat die Wärmeübergangszahl Dampf-Wandung auf rechnerischem Wege abgeleitet⁸⁸). Die Formel, die er erhält, wenn sich Dampf, der keine nennenswerte

zuließen, man also über seine Größe Annahmen machen müßte. Das in diesen Versuchen enthaltene Material ist aber so reichhaltig, daß es bei der Berechnung von Oberflächenkondensatoren nicht entbehrt werden kann. Die aus den Versuchen gewonnenen Zahlenwerte werden auch bei der Berechnung von Kondensatoren hinreichend genaue Werte liefern, wenn man bei der Berechnung wieder, wie bei der Auswertung der Versuche, Proportionalität zwischen Temperaturunterschied und übertragener Wärmemenge zugrunde legt. Diese Rechnungsweise hat außerdem den Vorteil größerer Einfachheit, da die ziemlich umständliche Benutzung des Temperaturexponenten in Fortfall kommt. Man muß sich nur darüber klar sein, daß man es dann nicht mit den richtigen Werten der Wärmeüber- bzw. -durchgangszahl, sondern mit Rechnungsbeiwerten zu tun hat.

Geschwindigkeit hat, senkrecht auf eine senkrecht stehende Wand von der Höhe H und der Breite B zu bewegt, lautet:

$$\alpha_{Dm}^{Wand} = 10,32 \sqrt[4]{\frac{\rho \gamma_w^2 \lambda_w^3}{4 \eta_w H (t_d - t_{au})}} \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}. \quad (46)$$

Hierin bedeutet

- ρ die Verdampfungswärme des Wassers,
- γ_w das spezifische Gewicht des Wassers,
- λ_w die Wärmeleitzahl des Wassers,
- η_w den Zähigkeitskoeffizienten des Wassers,
- t_d die Sättigungstemperatur des Dampfes und
- t_{au} die Wandtemperatur.

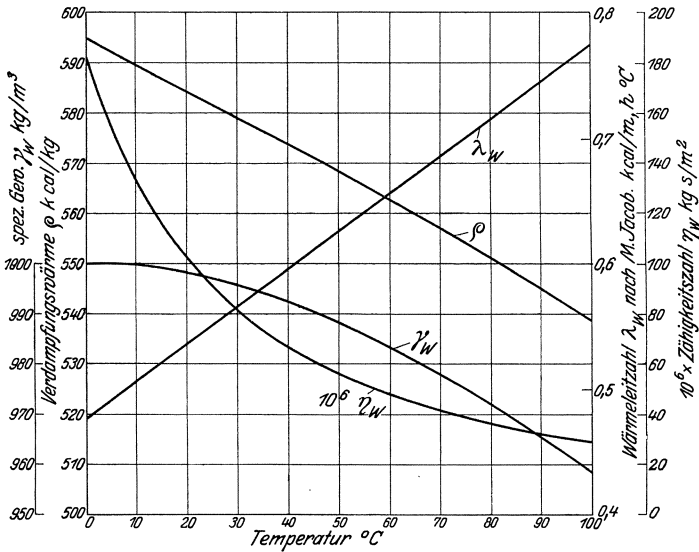


Abb. 70. Physikalische Eigenschaften des Wassers bei verschiedener Temperatur.

Die Größen ρ , γ_w , λ_w und η_w sind in Abb. 70 in Abhängigkeit von der Temperatur aufgetragen. Bei der Bestimmung der Werte ist die mittlere Wassertemperatur der Wasserhaut maßgebend. Die Wärmeleitzahl des Wassers ist nach den neuesten Versuchen von M. Jacob⁶³⁾ im Bereiche von 0 bis 80° C

$$\lambda_w = 0,477 (1 + 0,00298 t) \text{ kcal/m h } ^\circ\text{C},$$

worin t die Temperatur des Wassers ist.

Nach der Formel ist die Übergangszahl nicht der Fläche proportional, sondern ist für die oberen Teile der Fläche größer als für die unteren. Dieses Ergebnis steht mit den Ausführungen auf S. 66 scheinbar in Widerspruch und ist dadurch zu erklären, daß das bei der Kondensation des Dampfes auf der Kühlfläche sich bildende Wasser an der Fläche

entlang nach unten fließt und eine um so dickere Haut bildet, je mehr es sich dem unteren Ende nähert. Man hat es also, wie bereits in 42 kurz erwähnt, tatsächlich nicht mit der Wärmeübertragung Dampfwandung zu tun, sondern es befindet sich zwischen beiden eine Flüssigkeitsschicht von veränderlicher Dicke, in der ein mit der Dicke der Wasserschicht steigender Temperaturabfall stattfindet. Der untere Teil der Fläche unterliegt daher anderen Verhältnissen als der obere.

Fließt der Dampf nicht senkrecht auf die Fläche zu, sondern in ihrer Richtung, so sind zwei Fälle zu unterscheiden. Strömt der Dampf nach unten, so beschleunigt er das Abfließen des Wassers, die Wasserhaut wird dünner und die Übergangszahl steigt entsprechend an. Strömt der Dampf umgekehrt von unten nach oben, so gibt es eine gewisse Geschwindigkeit, bei welcher das Wasser am langsamsten nach unten fließt, so daß die Wasserhaut am dicksten und die Wärmeübertragung daher am schlechtesten wird. Nusselt hat auch hierfür die Vorgänge rechnerisch verfolgt und kommt zu dem Ergebnis, daß bei den niedrigen Spannungen, wie sie im Kondensator vorkommen, die Dampfgeschwindigkeit bis zu etwa 25 m/s den Wärmeübergang nicht verändert, weil der Dampf wegen seiner geringen Dichte praktisch keinen Einfluß auf die Bewegung der Wasserhaut hat. Erst bei größerer Geschwindigkeit vermag der Dampf das Abfließen des Wassers zu fördern oder zu erschweren. Da im Kondensator häufig höhere Geschwindigkeiten auftreten, muß man bestrebt sein, den Dampf so zu führen, daß er das Abfließen des Wassers fördert. Eine nach unten gerichtete Dampfgeschwindigkeit von 150 m/s bewirkt bei einer senkrecht stehenden Wand theoretisch eine Zunahme der Wärmeübergangszahl auf etwa das Doppelte.

Da die übertragene Wärmemenge

$$W = \alpha_{D_m} B H (t_d - t_w)$$

ist und $(t_d - t_w)$ auch in α_{D_m} vorkommt, so folgt hieraus die wichtige Tatsache, daß die Wärmeübertragung nicht dem Temperaturunterschied proportional ist, sondern ihrer $3/4$. Potenz. Es ergeben sich also auf der Dampfseite ähnliche Verhältnisse, wie wir sie auf der Wasserseite gefunden haben.

Die Dicke der Wasserhaut y findet Nusselt für eine senkrechte Wand in der Entfernung x von der oberen Kante zu

$$y = \sqrt[4]{\frac{4 \lambda_w \eta_w (t_d - t_{au}) x}{\rho \gamma_w^3}}$$

Hiermit ergeben sich je nach der Größe von x Werte bis zu etwa 0,2 mm. Die Stärke der Wasserhaut ist von English und Donkin bei ihren Versuchen unmittelbar beobachtet worden²⁴). Sie haben eine Verminderung der Schichtstärke durch daraufblasenden Dampf nicht feststellen können; vielleicht war die Dampfgeschwindigkeit hierfür zu klein. Die Richtigkeit seiner Rechnungsweise hat Nusselt an den soeben genannten Versuchen nachgeprüft⁸⁸) (Zahlentafel 7), und wie man erkennt, ist die Übereinstimmung teilweise eine recht gute.

Zahlentafel 7.

Wärmeübergangszahlen Dampf-Wandung nach Versuchen von English und Donkin und berechnet nach Nusselt.

Versuchskörper	Versuch Nr.	Dampf- tempe- ratur t_d °C	Wand- tempe- ratur t_{au} °C	$t_d - t_{au}$ °C	Wärmeübergangs- zahl α_D kcal/h, m ² , °C,		Abweichung des berechneten Wertes vH
					nach Versuch	berechnet nach Gl. 46	
Blanker gußeiserner Zylinder	175	110,5	100,0	10,5	11 180	9 720	- 13,1
	176	110,5	104,5	6,0	15 050	11 180	- 25,6
	177	111,1	104,5	6,6	14 570	10 930	- 24,9
	179	110,0	102,3	7,7	14 320	10 500	- 26,7
	207	112,2	107,2	5,0	13 100	11 830	- 9,6
	Unbearbeiteter gußeiserner Zylinder	167	111,6	100,0	11,6	7 230	9 390
166		111,1	98,3	12,8	7 480	9 140	+ 22,1
164		110,0	95,6	14,4	7 200	8 890	+ 23,5
168		111,1	90,6	22,4	5 180	7 950	+ 53,4
Blanker Stahl- zylinder	198	110,5	90,5	11,0	9 680	9 610	- 0,7
	199	109,5	95,0	14,5	9 610	9 000	- 6,3
	200	110,0	93,9	16,1	9 360	8 680	- 7,2
	201	132,7	121,6	11,1	11 300	9 970	- 11,8
	202	133,3	117,8	15,5	9 680	9 140	- 5,5
	203	132,2	111,1	21,1	8 320	8 380	+ 0,7
	204	132,2	110,5	21,7	8 680	8 320	- 4,1

Bei einer wagerechten Fläche wird die Wärmeübertragung schlechter, da das Kondensat schwerer abfließen kann. Bei einem wagerechten Kondensatorrohr fließt das Wasser, eine immer dickere Schicht bildend, nach unten und tropft von dort ab. Es stellt sich daher heraus, daß auf der oberen Hälfte etwa 60 vH, auf der unteren dagegen nur etwa 40 vH der ganzen Wärme übertragen werden. Da das Wasser beim senkrechten Rohr viel rascher abfließen kann, so wird an einem senkrechten Rohr von 1 m Länge und 20 mm Durchmesser theoretisch rund die doppelte Wärmemenge vom Dampf an das Rohr übertragen wie bei einem wagerechten Rohr von gleichen Abmessungen.

Für ein wagerechtes Rohr vom Außendurchmesser d_a in Metern ergibt sich

$$\alpha_{D_m}^{\text{Rohr}} = 6,21 \sqrt[4]{\frac{2 \rho \gamma_w^2 \lambda_w^3}{3 \eta_w d_a (t_d - t_{au})}} \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ \text{C}. \quad (47)$$

Ein entsprechendes Rechenverfahren hat Nusselt nun auch für mehrere übereinanderliegende Rohrreihen wie beim Oberflächenkondensator entwickelt. Die Berechnung ist aber recht umständlich und kann entbehrt werden angesichts der Tatsache, daß der Berechnung eines Oberflächenkondensators wegen der Wahl der Übergangszahl Wandung-Wasser und des Vorhandenseins der Luft eine gewisse Unsicherheit anhaftet, so daß übertriebene Genauigkeit in einem Teil der Berechnung die Zuverlässigkeit des Gesamtergebnisses nicht wesentlich zu fördern vermag. Wichtig ist indessen, daß das von einer Rohrreihe abtropfende Kondensat die Wasserhaut auf den darunterliegenden

Rohren verdickt und daher die Wärmeübertragung verschlechtert, Abb. 71. Nusselt und auch Parr⁹²⁾ kommen zu dem Ergebnis, daß an das unter dem ersten liegende zweite Rohr nur etwa zwei Drittel der Wärmemenge des ersten Rohres übertragen werden (vgl. hierzu auch⁶⁰⁾, wo Jacob die Ableitungen von Nusselt und Parr miteinander vergleicht).

Beim Ginabatkondensator, der von der Société des Condenseurs Delas hergestellt wird, werden daher die Rohre nicht wie üblich,

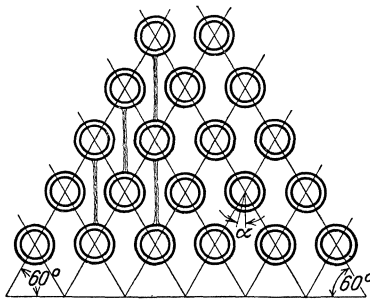


Abb. 71. Gewöhnliche Rohr-anordnung.

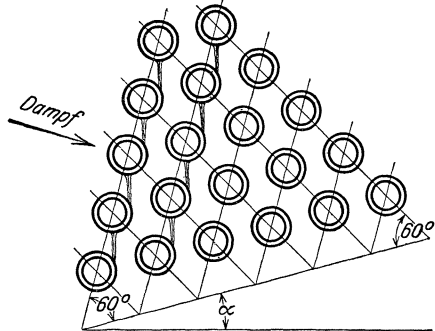


Abb. 72. Rohranordnung beim Ginabat-Kondensator.

sondern gemäß Abb. 72 angeordnet¹¹¹⁾. Sie entsteht dadurch, daß das Rohrfeld etwa um den Winkel α nach der Dampfeintrittsseite zu gedreht wird. Das Wasser prallt dann nicht oben auf die Rohre und benetzt die ganze Fläche, sondern fließt ohne wesentliche Verzögerung nur über etwa ein Viertel der Rohroberfläche weiter. Gleichzeitig wird erreicht, daß der Dampf die wasserfreie Seite der Rohre trifft und seine Kondensation dadurch begünstigt wird. Im Kraftwerk der Union d'Electricité in Gennevilliers bei Paris sind zwischen einem solchen Kondensator und einem gewöhnlichen Vergleichsversuche vorgenommen worden (Zahlentafel 8), welche die bessere Wirkungsweise des Ginabat-

Zahlentafel 8.

Vergleichsversuche zwischen einem Ginabatkondensator und einem Kondensator mit normaler Anordnung der Rohre.

	Vollast		2/3-Last	
	Ginabat-Konden-sator	Gewöhn-licher Konden-sator	Ginabat-Konden-sator	Gewöhn-licher Konden-sator
Belastung des elektrischen Generators . . kW	27 400	27 000	20 000	14'000
Niedergeschlagene Dampfmenge kg/h	138 000	131 000	104 000	68'000
Kühlwassereintrittstemperatur °C	7	6	6	6
Kühlwasseraustrittstemperatur °C	11,5	10,3	9,5	8,4
Dampfperatur Eintritt Kondensator . . °C	23	27,2	21	25
Luftleere bei 760 mm Barometerstand mm Q.-S.	739	733	741,5	736,4
Luftleere in vH von B = 760 mm. . . . vH	97,3	96,6	97,7	96,9
Kondensattemperatur °C	16,5	10,8	17	8,5

kondensators erkennen lassen. Aus der Höhe der Kondensattemperatur folgt, daß die neue Anordnung bei getrennter Luftabsaugung außerdem den Vorteil hat, daß das Kondensat nicht so stark abgekühlt wird, was eine Wärmeersparnis mit sich bringt. Die Kühlflächen der Kondensatoren sind in der Quelle nicht angegeben. Voraussetzung für die Zulässigkeit des Vergleiches ist, daß Kühlfläche, Luftmenge und Luftpumpenleistung bei beiden Kondensatoren die gleichen waren.

Versuchswerte. Aus sämtlichen Versuchsreihen von English und Donkin hat Soenneken¹⁰⁸⁾ die folgenden Mittelwerte für die Wärmeübergangszahl Dampf-Wandung berechnet:

für glatte Rohre $\alpha_D = 13\,000 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ \text{C}$ und

für rauhe Rohre $\alpha_D = 7\,500 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ \text{C}$.

Die hiernach bei rauhen Rohren erheblich schlechtere Wärmeübertragung kann damit erklärt werden, daß bei ihnen eine dickere Wasserschicht am Rohr haftet, die ein größeres Temperaturgefälle in der Schicht verursacht. Demnach wäre die Verwendung verzinnter Rohre für die Wärmeübertragung ungünstig.

Aus Versuchen von Joule⁶⁹⁾ folgt ein Wert

$$\alpha_D = 10\,000 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ \text{C}.$$

Durch Messung der Dampf- und der Wandtemperatur sowie der übertragenen Wärmemenge fand Nusselt⁸⁶⁾ aus mehreren Versuchen an einem Messingrohr von 22 mm l. W. $\alpha_D = 9500$, was mit obigem Wert gut übereinstimmt.

Auch von Ser¹⁰⁴⁾ liegen Versuche vor, welche die Wärmeübergangszahl Dampf-Wandung zu bestimmen gestatten. Sie wurden an einem wagerechten Kupferrohr von 10 mm l. W., 1 mm Wandstärke und 314 mm Länge ausgeführt. Er hat einmal die Durchgangszahlen k Dampf-Wasser bei 100°C Dampftemperatur und dann die Durchgangszahlen k' von Wasser an Wasser bei verschiedenen Wassergeschwindigkeiten bestimmt, Abb. 73. Unter der — nicht ganz richtigen — Annahme, daß bei der Wärmeübertragung Wasser-Wasser die Übergangszahlen auf beiden Seiten des Rohres gleich sind, lassen sich diese Werte α_W berechnen. Aus α_W und den Durchgangszahlen k folgt dann weiter die Übergangszahl Dampf-Wandung. Da das Rohr sehr kleinen Durchmesser hatte, muß zur Berechnung Gl. (18) benutzt werden. α_W und α_D sind ebenfalls in Abb. 73 eingetragen. α_D ergibt sich hiernach rund zu $15\,000 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ \text{C}$. Der geringe Anstieg von α_D mit der Wassergeschwindigkeit ist vielleicht in der bei vermehrter Wärmeübertragung ebenfalls steigenden Dampfgeschwindigkeit begründet. Der oberhalb 0,3 m/s gradlinige Verlauf von k und k' läßt diese Versuche als nicht sehr zuverlässig erscheinen, man tut daher gut, ihnen nicht allzu großes Gewicht beizulegen.

Unter Berücksichtigung sämtlicher Versuchsergebnisse empfiehlt es sich, für die Berechnung von k etwa

$$\alpha_D = 12\,000 \text{ bis } 14\,000 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ \text{C}$$

zugrunde zu legen.

50. Einfluß der Wassergeschwindigkeit auf die Wärmeübertragung.
 Abb. 67 und 73 ließen bereits erkennen, daß die Wärmedurchgangszahl mit der Wassergeschwindigkeit stark ansteigt, und zwar rührt dies von der Verbesserung der Wärmeübertragung auf der Wasserseite her. Der Grund ist leicht einzusehen. Es sei an Abb. 60 erinnert, nach welcher sich im Innern des Rohres ein kälterer Wasserkern befindet, von dem aus die Temperatur nach den Wandungen hin bis zur Wandungstemperatur ansteigt. Die Wärmeübertragung von der Wand an

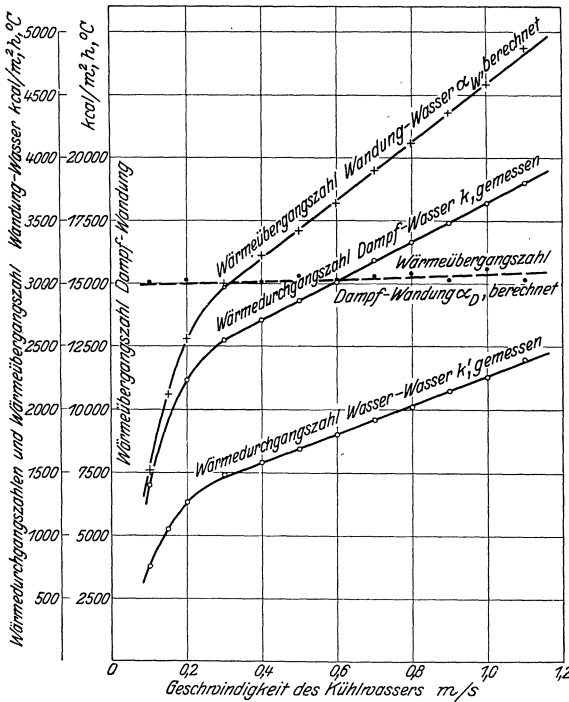


Abb. 73. Wärmedurchgangsversuche von Ser.

wird er — namentlich bei Versuchsergebnissen (52) — meist allein berücksichtigt, obgleich die Wärmeübergangszahl Wandung-Wasser auch von der Höhe des Temperaturunterschiedes, von der Wandtemperatur, vom Rohrdurchmesser, der Rohrlänge und anderen Umständen abhängt.

Außer durch die Geschwindigkeit kann die Durchwirbelung des Wassers auch durch Einbau besonderer Vorrichtungen verstärkt werden. Hierher gehören z. B. die Wirbelstreifen nach dem Patent von Josse, Pape, Henneberg & Co., die aus Metallstreifen bestehen, an denen Zungen abwechselnd nach beiden Seiten herausgebogen sind. Diese Zungen bewirken eine kräftige Durchmischung des Kernes mit den äußeren Schichten und haben eine bedeutende Heraufsetzung der

die Flüssigkeit wird um so lebhafter vor sich gehen, je mehr sich der kältere Kern mit den äußeren Schichten vermischt und je steiler infolgedessen das Temperaturgefälle in der Nähe der Wand ist. Das Fließen des Wassers geht oberhalb der kritischen Geschwindigkeit mit Wirbeln vor sich, und diese bewirken ein Durchmischen des Wassers in dem oben angegebenen Sinne, und zwar um so stärker, je größer die Geschwindigkeit ist. Daher muß auch die Wärmeübergangszahl mit der Geschwindigkeit ansteigen. Da dieser Einfluß am

augenfälligsten ist, so

Wärmedurchgangszahl zur Folge (s. Abb. 74) die aber durch vermehrten Strömungswiderstand des Kondensators und damit höheren Arbeitsbedarf der Kühlwasserpumpe erkauft wird. Ähnlich wirken dreikantige Holzstäbe, die in die Rohre eingesetzt werden, oder die Anordnung von Doppelrohren (Abb. 140 und 141). Auch ist α_w um so größer, je kleiner der Rohrdurchmesser ist. In den letztgenannten Fällen findet keine erhöhte Wirbelung des Wassers statt, es wird nur die Ausdehnung des Kernes eingeschränkt, so daß auf diese Weise eine Verbesserung der Wärmeübertragung erreicht wird. Wirbelstreifen u. dgl. können jedoch nur bei reinem Kühlwasser angewendet werden. Ist dieses unrein, so führt dies zu einer so schnellen Verschmutzung oder gar Verstopfung des Kondensators, daß die Wärmeübertragung hierdurch wieder stark beeinträchtigt wird und die Vorteile durch die Verschlechterung der Wärmeübertragung sowie durch die oft erforderliche Reinigung mehr als aufgehoben werden.

51. Der Wärmeübergang Wandung-Wasser. Auf theoretischem Wege und auf Grund von Versuchen gelangt Nusselt⁸⁶⁾ für Flüssigkeiten oberhalb der kritischen Geschwindigkeit allgemein zu folgender Beziehung für die Wärmeübergangszahl Wandung-Flüssigkeit

$$\alpha = C \frac{\lambda_i}{d_i^{1-n}} \left(\frac{v \gamma c_p}{\lambda} \right)^n \quad (48)$$

Hierin ist

- λ_i die Wärmeleitfähigkeit der Flüssigkeit bei der Temperatur der Wand,
- d_i der innere Rohrdurchmesser,
- v die Geschwindigkeit der Flüssigkeit,
- γ das spezifische Gewicht der Flüssigkeit,
- c_p die spezifische Wärme der Flüssigkeit bei konstantem Druck,
- λ die mittlere Wärmeleitfähigkeit in einem Querschnitt und
- C eine Konstante.

Für Wasser können γ und c_p als gleichbleibend angesehen werden, so daß die Formel mit dem Index w übergeht in

$$\alpha_w = C_w \frac{\lambda_i}{d_i^{1-n}} \left(\frac{v}{\lambda_w} \right)^n \quad (48a)$$

Für Gase ergibt sich aus den Versuchen der Exponent zu $n = 0,786$, der nach den Versuchen von Soenneken, Stanton¹⁰⁹⁾ und vom Verf. für Wasser etwas höher zu sein scheint. Der in Abs. 50 in allgemeiner Form ausgesprochene Grundsatz, daß α_w mit steigendem Rohrdurchmesser abnimmt, ist hiermit auf theoretischer Grundlage der Größe nach ermittelt. Dagegen fehlt in Gl. (48a) der Temperaturunterschied Wand-Flüssigkeit, von dem α_w nach 48 ebenfalls abhängen müßte. Für Wasser kann daher keine volle Übereinstimmung zwischen den durch Versuch gefundenen und den aus Gl. (48a) berechneten Werten von α_w erwartet werden.

¹⁾ Später hat Nusselt Gl. (48) noch etwas abgeändert⁸⁹⁾.

Versuche über die Wärmeübertragung Wandung-Wasser.

Die sorgfältigsten und ausführlichsten Versuche zur Bestimmung der Wärmeübergangszahl Wandung-Wasser oder umgekehrt stammen von Soenneken¹⁰⁸⁾ 1). Auf Grund seiner Versuche stellt er mit den bisherigen Bezeichnungen die Formel auf:

$$\alpha_w = h \frac{v^n}{d_i^{1-n}} (1 + b t_i) (1 - c t_m) \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C}. \quad (49)$$

t_m ist die mittlere Wassertemperatur eines Querschnitts. Die Beiwerte h , n , b und c haben folgende Größe:

	h	n	b	c
Nahtlos gezogenes Messingrohr	2015 (2120)	0,91	0,018 (0,014)	0,0015 (0)
Eisenrohr Nr. 1	818	0,72	0,014	0
Eisenrohr Nr. 2	708	0,69	0,014	0

Der Beiwert c ist auch beim Messingrohr sehr klein und kann daher vernachlässigt werden. Für h und b sind dann die Klammerwerte zu benutzen. Den Versuchsergebnissen haftet deswegen eine gewisse Unsicherheit an, weil Soenneken zur Ermittlung der mittleren Wassertemperatur t_m von der — wie wir gesehen haben — falschen Voraussetzung ausgeht, daß die übertragene Wärmemenge dem Temperaturunterschied proportional ist. Bei den verwendeten Wassergeschwindigkeiten kann der Fehler aber nicht groß sein, und die Versuche bilden daher eine ausgezeichnete Bestätigung der auf theoretischem Wege gefundenen Gl. (48 a). Es ist damit einmal erwiesen, daß die Übergangszahl von der Wärmeleitfähigkeit des Wassers entsprechend der Temperatur der berührten Wandung abhängt, denn der Faktor $(1 + b t_i)$ entspricht dem mit der Temperatur steigenden λ_i in Gl. (48 a). Ebenso entspricht der Faktor $(1 - c t_m)$ dem im Nenner stehenden Wert λ_w'' .

Ferner wird bestätigt, daß die Wärmeübertragung um so lebhafter ist, je kleiner der Rohrdurchmesser ist, und daß die Summe der Exponenten von v und d_i gleich 1 ist. Man muß daher bestrebt sein, den Durchmesser möglichst klein zu halten, um mit einer möglichst kleinen Kühlfläche auszukommen. Auch ist der weitere Vorteil damit verbunden, daß sich in einem gegebenen Raume bei kleinerem Durchmesser der Rohre eine größere Kühlfläche unterbringen läßt. Der Verkleinerung des Durchmessers der Rohre ist aber dadurch eine Grenze gezogen, daß sie um so mehr zum Verschmutzen neigen, je enger sie sind, und daß gleichzeitig die Reinigung immer schwieriger wird.

Die Versuche wurden an senkrechten Rohren bei abwärts strömendem Wasser vorgenommen, die Ergebnisse können aber mit genügender Genauigkeit auch für wagerechte Rohre angewandt werden, besonders

¹⁾ Die während der Drucklegung des Buches veröffentlichten Versuche von Dr.-Ing. W. S t e n d e r (Der Wärmeübergang an strömendes Wasser in vertikalen Rohren, Berlin 1924, Julius Springer) konnten nicht mehr berücksichtigt werden.

da die Abmessungen der Versuchsrohre mit $d_i = 17$ und 28 mm sich den in der Praxis meist üblichen Abmessungen gut anschließen. Zwar ergeben die Versuche von Nichol⁵⁷⁾ für wagerechte Rohre erheblich höhere Wärmeübergangszahlen als für senkrechte Rohre, doch scheinen diese Versuche recht unzuverlässig zu sein. Auch hat Perwanger bei seinen Versuchen¹⁰⁸⁾ gefunden, daß α_w unabhängig von der Lage des Rohres ist.

Aus einer Reihe von Sonderversuchen hat Soennecken ferner folgende Schlüsse gezogen: Der Exponent, welcher den Einfluß der Wassergeschwindigkeit und der Rohrweite auf die Übergangszahl bedingt, hängt nur von der Rauheit der Oberfläche, nicht aber vom Material der Wandung ab und nimmt mit der Rauheit ab. Ebenso richtet sich die Konstante h nur nach der Rauheit der Oberfläche, und zwar nimmt sie mit steigender Rauheit ab. Dies dürfte dadurch zu erklären sein, daß die größere Rauheit die Mischung des Wassers an der Wandung erschwert, so daß das Temperaturgefälle und damit die übertragene Wärmemenge geringer werden.

Der Wasserdruck ist in den Grenzen von $0,13$ bis $0,68$ at Überdruck (nach Stanton bis $2,6$ at Überdruck) ohne Einfluß auf α_w . Bei nach unten strömendem Wasser ist die Wärmeübertragung etwas schlechter als bei abwärts strömendem Wasser, nämlich $\alpha_{\text{aufw.}} = 0,935 \alpha_{\text{abw.}}$. Dies hängt damit zusammen, daß bei Abwärtsströmung relativ hierzu aufwärts gerichtete Konvektionsströme die Wirbelbildung vermehren¹⁾. Der Wärmeübergang Wasser-Wandung ist bei niederen Temperaturen etwas besser als umgekehrt.

Auch von Stanton liegen umfangreiche Wärmeübergangsversuche vor¹⁰⁹⁾. Die von ihm ermittelten Übergangszahlen liegen recht hoch, was teilweise auf die geringe Länge der Versuchsrohre zurückgeführt werden kann. Ferner ist das von ihm gefundene Steigen von α_w mit der mittleren Wassertemperatur unwahrscheinlich. Auch haben seine Formeln ziemlich verwickelten Aufbau und sind aus allen diesen Gründen für den Gebrauch weniger zu empfehlen als Gl. (49). Der Exponent n hat sich nach Stantons Versuchen zu $0,825$ bis $0,86$ ergeben.

Für Oberflächenkondensatoren noch weniger brauchbar sind die Versuchswerte von English und Donkin.

52. Wärmedurchgangsversuche Dampf-Wasser. Versuche zur Bestimmung der Wärmedurchgangszahl sind weit zahlreicher ausgeführt worden als solche zur Ermittlung der Übergangszahl Wandung-Wasser. Der naheliegende Grund ist der, daß jene Versuche weit leichter als diese auszuführen sind. Das Ziel aller dieser Versuche war es, die Größe der Durchgangszahlen und ihre Abhängigkeit von der Wassergeschwindigkeit festzustellen. Die Wärmedurchgangszahl ist meist aus Gl. (21 a), bisweilen sogar nur angenähert aus Gl. (25) berechnet worden. Hierbei wird die oft nicht richtige Annahme der Proportionalität von übertragener Wärmemenge und Temperaturunterschied gemacht, so

¹⁾ Nach Stender ist dieses Ergebnis auf einen Temperaturmeßfehler zurückzuführen.

daß die ermittelten Werte ungenau sind. Trotzdem kann man die so gefundenen Werte zur Berechnung von Oberflächenkondensatoren benutzen, wenn hierbei wieder Gl. (21) bzw. die noch folgende Gl. (75) benutzt wird.

Prüft man die genaueren Bedingungen, die bei den bekannteren der genannten Versuche geherrscht haben, so findet sich, daß nur wenige als gute Grundlage für die Berechnung von Kondensatoren dienen können. Z. B. können die Versuche von Joule⁶⁹⁾ trotz ihrer großen

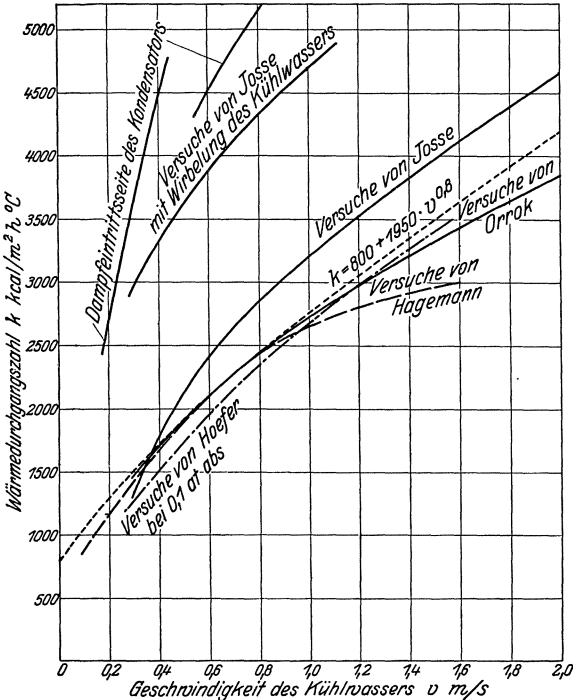


Abb. 74. Wärmedurchgangszahlen Dampf-Wasser nach Versuchen.

material unabhängig ist, daß also unter dieser Voraussetzung Ablagerungen von Öl, Kesselstein u. dgl. auf den Rohren ohne Einfluß sind. Ebenso hat er festgestellt, daß sich k bei 0,12 m/s durch Wirbelspiralen von 860 auf 3500 $\text{kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$ steigern läßt, allerdings bei bedeutender Steigerung der Widerstandshöhe.

Auch die bereits in 49 erwähnten Versuche von Ser können nicht als Grundlage dienen, da sie wegen des geringen Durchmessers und der geringen Länge des Versuchsrohres bei Kondensatoren unter gewöhnlichen Verhältnissen nicht erreichbar hohe Werte für k liefern.

Trägt man die für Kondensation geeignetsten Ergebnisse der Versuche von Josse⁶⁷⁾, Hagemann³⁸⁾, Orrok⁹¹⁾ und vom Verf.⁵⁰⁾ auf (Abb. 74), so zeigen die Werte von k — namentlich aus den letztgenannten

Zahl und trotz der großen Sorgfalt, mit der sie ausgeführt worden sind, hier nicht berücksichtigt werden, weil bei ihnen das senkrechte Versuchsrohr vom Wasser umspült und von Dampf durchflossen wurde. Die Verhältnisse waren daher bei den Versuchen wesentlich andere als bei der überwiegenden Mehrzahl aller Kondensatoren (vgl. auch die ausführliche Besprechung dieser und anderer Versuche von Mollier⁸¹⁾). Erwähnenswert ist das von Soennecken bestätigte Ergebnis, daß die Wärmeübertragung bei gleicher Oberflächentemperatur vom Material

drei Versuchsreihen — eine für derartige Versuche bemerkenswert gute Übereinstimmung. Die Versuchswerte von Hagemann stellen Mittelwerte dar, sie lassen wie die Versuche von Soennecken, Stanton und vom Verf. eine Zunahme von k bzw. α_W mit der Temperatur erkennen. Hagemann verwendete ein von Wasser durchflossenes Messingrohr von 45 mm l. W. und einem festen Kern von 38,5 mm Durchm. Seine Versuche sind trotzdem benutzt worden, weil hierbei ähnliche Ergebnisse wie bei einem gewöhnlichen Kondensatorrohr zu erwarten sind.

Auf den bedeutenden Einfluß der Wirbelung des Kühlwassers, der aus den Versuchen von Josse (Abb. 74) hervorgeht, sei auch hier hingewiesen. In dieser Abbildung ist ferner eine Schaulinie gegeben, welche die erwähnten Versuche in möglichst gleicher Weise berücksichtigt, und die für die Berechnung von Oberflächenkondensatoren benutzt werden kann. Sie wird durch die Gleichung dargestellt:

$$k = 800 + 1950 v^{0,8} \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}. \quad (50)$$

Für genauere Berechnungen empfiehlt es sich jedoch, k aus den einzelnen Wärmeübergangszahlen und der Wärmeleitfähigkeit des Materials nach Gl. (13) zu ermitteln.

53. Einfluß von Ablagerungen auf die Wärmedurchgangszahl. Im Betriebe können sich auf den Rohren sowohl außen wie innen Ablagerungen bilden. Außen können sie von den Bestandteilen, die dem Kessel Speisewasser zwecks Enthärtung zugesetzt werden, vom Kühlwasser, namentlich Seewasser, das durch Undichtigkeiten eindringt, sowie vom Ölgehalt des Dampfes herrühren, auf der Wasserseite von Steinablagerungen, Schlamm, organischen Resten u. dgl. Die Wärmedurchgangszahl wird durch diese Ablagerungen selbst bei geringer Dicke stark beeinflusst, da die Wärmeleitfähigkeit dieser Stoffe sehr gering ist, s. Zahlentafel 3. Um den schädlichen Einfluß der Ablagerungen zu zeigen, sei einmal k aus Gl. (13) für $\alpha_D = 12\,000$, $\delta = 1$ mm, $\lambda = 300$ und $\alpha_W = 2000$ kcal/m² h °C berechnet. Es ergibt sich $k = 1706$. Nehmen wir dann an, daß sich auf der äußeren Seite des Rohres eine Schicht von 0,1 mm Dicke und der Leitfähigkeit 0,5 sowie eine innere Schicht von 0,2 mm und $\lambda = 2$ gebildet hat, so erhalten wir mit Gl. (13a) $k' = 1128$, also 34 vH weniger. Hieraus erhellt, wie wichtig es ist, entweder derartige Ablagerungen vom Kondensator fernzuhalten, oder wenn dies nicht möglich ist, eine entsprechend häufige Reinigung desselben vorzunehmen.

Die Maschinenbau-A.-G. Balcke berichtet über einen Fall, in welchem durch einen Steinbelag von 0,2 mm Dicke die Dampftemperatur bei entsprechender Verschlechterung der Luftleere von 43,6 auf 47,8° C stieg. Gleichzeitig sank die Wärmedurchgangszahl auf etwa 1400 gegenüber 2100 beim reinen Kondensator. Abb. 75 zeigt nach einem der Praxis entnommenen Beispiele, wie sich unter ungünstigen Verhältnissen die Luftleere durch die Verschmutzung des Kondensators durch Steinablagerungen verschlechtern kann. Nach Ablauf der 6 Monate verbrauchte die angeschlossene Turbine 9 vH mehr Dampf.

54. Berechnung des Oberflächenkondensators unter Berücksichtigung der in den Kondensator eindringenden Luft. Bei der genauen Berechnung eines Oberflächenkondensators muß die in den Kondensator eindringende Luft berücksichtigt werden. Wie

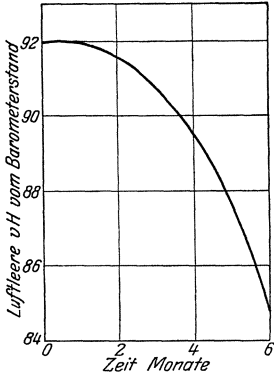


Abb. 75. Verschlechterung der Luftleere durch Steinablagerungen in den Röhren.

überraschend groß ihr Einfluß ist, wird sich in diesem und in den folgenden Abschnitten zeigen.

Die Anwesenheit der Luft im Kondensator hat zur Folge, daß die Dampftemperatur nicht dauernd gleich der dem Kondensatordruck p_c entsprechenden Sättigungstemperatur des Dampfes t_c ist, sondern daß sie bei Abnahme des Dampfgewichtes durch Kondensation, der Abnahme des Teildruckes des Dampfes entsprechend, fällt. Die Dampftemperatur t_d wird also im Kondensator etwa einen Verlauf haben, wie ihn Abb. 76 zeigt, in welcher auch der angenommene Verlauf der Kühlwassertemperatur t und die jeweils noch niederzuschlagende Dampfmenge G_d über der durchlaufenen Kühl-

fläche F des Kondensators aufgetragen ist. Hierbei ist angenommen, daß sich Dampf und Wasser im wesentlichen im Gegenstrom bewegen, was bei den meisten ausgeführten Anlagen der Fall ist. D ist die gesamte in den Kondensator eintretende Dampfmenge, D' diejenige nach Abzug des Feuchtigkeitsgehaltes. Bei den folgenden Ableitungen ist der Strömungswiderstand des Dampfes im Kondensator als verschwindend klein angesehen und vernachlässigt worden. Glaubt man ihn nicht vernachlässigen zu können, so kann er etwa zur Hälfte dem Strömungswiderstand des Abdampfrohres zugeschlagen werden.

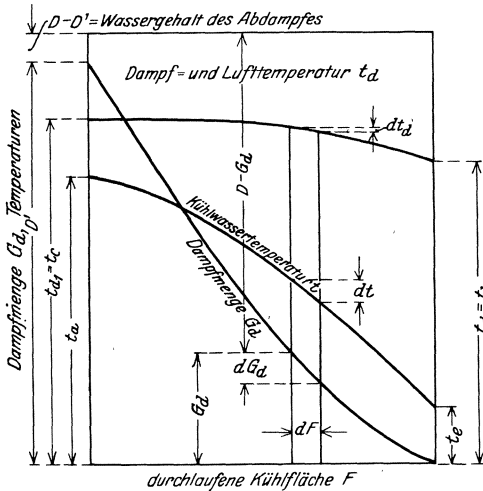


Abb. 76. Schematischer Verlauf der Temperaturen im Oberflächenkondensator bei Anwesenheit von Luft.

fläche F des Kondensators aufgetragen ist. Hierbei ist angenommen, daß sich Dampf und Wasser im wesentlichen im Gegenstrom bewegen, was bei den meisten ausgeführten Anlagen der Fall ist. D ist die gesamte in den Kondensator eintretende Dampfmenge, D' diejenige nach Abzug des Feuchtigkeitsgehaltes. Bei den folgenden Ableitungen ist der Strömungswiderstand des Dampfes im Kondensator als verschwindend klein angesehen und vernachlässigt worden. Glaubt man ihn nicht vernachlässigen zu können, so kann er etwa zur Hälfte dem Strömungswiderstand des Abdampfrohres zugeschlagen werden.

Wird an dem Kühlflächenelement dF die Dampfmenge dG_d niederschlagen, so sinkt die Dampftemperatur um den Betrag dt_d . Die dem Dampf

hierbei entzogene Wärmemenge sei dW_1 . Da man annehmen kann, daß infolge der innigen Mischung Luft und Dampf dieselbe Temperatur haben, so muß an der Kühlfläche dF auch die Luft um dt_d

abgekühlt werden. Die für diesen Zweck übertragene Wärmemenge sei dW_2 . Ebenso muß die gesamte bis dahin gebildete Kondensatmenge ($D - G_d$) um den Betrag dt_d abgekühlt werden, damit ihre Temperatur dem am Ende von dF herrschenden Partialdruck des Dampfes p_d entspricht. Die zur Abkühlung des Kondensates erforderliche Wärmemenge sei dW_3 . Die gesamte an der Kühlfläche dF übertragene Wärmemenge dW ist daher

$$dW = dW_1 + dW_2 + dW_3. \quad (51)$$

Es ist ferner

$$dW_1 = dG_d(i - t_d), \quad (52)$$

wenn i den Wärmehalt des Dampfes an der betreffenden Stelle des Kondensators bedeutet, und

$$dW_2 = G_l c_p (-dt_d). \quad (53)$$

Hierin bedeutet G_l das in den Kondensator eintretende Luftgewicht in kg/h und c_p die spezifische Wärme der Luft. Die Einführung der spezifischen Wärme bei konstantem Druck c_p ist strenggenommen nicht richtig. Die wirkliche spezifische Wärme c_l ist vielmehr größer als c_p , da es sich um eine Zustandsänderung bei steigendem Druck (Teildruck der Luft) handelt. Da c_l nicht bekannt und auch von Fall zu Fall verschieden ist, so werde mit c_p gerechnet, da dies c_l näher kommt als c_v , die spezifische Wärme bei konstantem Volumen. Der hierdurch begangene Fehler wird später in entsprechender Weise berücksichtigt werden.

Ist ferner c_w die spezifische Wärme des Wassers, so ist

$$dW_3 = (D - G_d)c_w(-dt_d). \quad (54)$$

Man denke sich nun das Kühlflächenelement dF aus drei Teilen dF_1 , dF_2 und dF_3 bestehend, von denen dF_1 zum Niederschlagen der Dampfmenge dG_d , dF_2 zur Abkühlung der Luft und dF_3 zur Abkühlung des Kondensates dient. Es ist dann

$$dF = dF_1 + dF_2 + dF_3 \quad (55)$$

und

$$F = F_1 + F_2 + F_3. \quad (56)$$

Gl. (56) gibt an, daß von der gesamten Kühlfläche F der Teil F_1 zum Niederschlagen des Dampfes, F_2 zur Abkühlung der Luft und F_3 zur Abkühlung des Kondensates verbraucht wird. Bezeichnet man ferner mit k_1 , k_2 und k_3 die Wärmedurchgangszahlen von Dampf (k_1), von Luft (k_2) und vom Kondensat (k_3) an das Kühlwasser, so ist

$$dW_1 = dF_1 k_1 (t_d - t), \quad (57)$$

$$dW_2 = dF_2 k_2 (t_d - t) \quad (58)$$

und

$$dW_3 = dF_3 k_3 (t_d - t). \quad (59)$$

Ausschlaggebend für die Erwärmung des Kühlwassers ist die vom Niederschlagen des Dampfes herrührende Wärmemenge. Die zur Abkühlung der Luft erforderliche Wärmemenge bleibt stets unter 0,1 vT der Gesamtwärme und kann daher vernachlässigt werden. Die Wärmemenge zur Abkühlung des Kondensates kann zwar 3 vH der Gesamt-

wärmeübertragung erreichen. Um die Ableitung von F_1 nicht unnötig zu verwickeln, werde die jeweilige Erwärmung des Kühlwassers durch Abkühlung des Kondensates hier ebenfalls vernachlässigt. Bei Berechnung der Kühlwasseraustrittstemperatur muß aber die Gesamterwärmung des Kühlwassers durch Abkühlung des Kondensates berücksichtigt werden. Ist wieder Q die Kühlwassermenge in kg/h und dt die Erwärmung des Kühlwassers an dem Flächenelement dF , so kann nach obigem auch gesetzt werden

$$dW_1 = Q dt. \quad (60)$$

Die Vereinigung der Gl. (57) und (60) ergibt

$$dF_1 = \frac{Q}{k_1} \frac{dt}{t_a - t}$$

und

$$F_1 = \frac{Q}{k_1} \int_{t_e}^{t_a} \frac{dt}{t_a - t}. \quad (61)$$

Da t_a veränderlich ist, so muß t_a durch t ausgedrückt werden. Es ist nun

$$t_a = f(P_d),$$

wenn P_d der jeweilige Teildruck des Dampfes in kg/m² ist, und um zu einer einfachen Lösung zu gelangen, sei angenommen, daß in dem jeweils in Frage kommenden Bereich die Dampftemperatur dem Dampfdruck proportional, also

$$t_a = c_1 P_d \quad (62)$$

ist. Bezeichnet ferner wie bisher P_l den Partialdruck der Luft, V_l das Volumen der Luft in cbm/h, R_l ihre Gaskonstante und T_l ihre absolute Temperatur, so ist nach der Zustandsgleichung

$$P_l V_l = G_l R_l T_l. \quad (63)$$

Angenähert läßt sich auch für Dampf die Zustandsgleichung in dieser Form anschreiben, also

$$P_d V_d = G_d R_d T_d. \quad (64)$$

Da nun $V_l = V_d$ und $T_l = T_d$ ist, so folgt durch Division von Gl. (63) durch Gl. (64)

$$P_l = \frac{G_l R_l}{G_d R_d} P_d = c_2 \frac{P_d}{G_d}, \quad (65)$$

wenn der gleichbleibende Teil $\frac{G_l R_l}{R_d} = c_2$ gesetzt wird. Aus dem Daltonschen Gesetz

$$P_d + P_l = P_c$$

folgt ferner durch Einsetzen von Gl. (65)

$$P_d \left(1 + \frac{c_2}{G_d} \right) = P_c \quad (66)$$

und durch Vereinigung mit Gl. (62)

$$t_a = \frac{c_1 P_c}{1 + \frac{c_2}{G_d}}. \quad (67)$$

Nun ist

$$G_d r = Q(t - t_e), \quad (68)$$

wenn r die Verdampfungswärme des Wassers ist, daher

$$G_d = \frac{Q}{r}(t - t_e) = c_3(t - t_e)$$

oder eingesetzt in Gl. (67)

$$t_a = \frac{c_1 P_c}{1 + \frac{c_2}{c_3(t - t_e)}} = \frac{t_c}{1 + \frac{c_2}{c_3(t - t_e)}}. \quad (67a)$$

Mit Gl. (67a) erhält Gl. (61) die Form

$$F_1 = \frac{Q}{k_1} \int_{t_c}^{t_a} \frac{dt}{\frac{t_c}{1 + \frac{c_2}{c_3(t - t_e)}} - t}. \quad (69)$$

Setzt man $\frac{c_2}{c_3} = c_4$ und $t_c + t_e - c_4 = c_5$, so ergibt sich nach einigen Umformungen

$$F_1 = \frac{Q}{k_1} \int_{t_c}^{t_a} \frac{(t_e - c_4) - t}{t_c t_e - c_5 t + t^2} dt. \quad (69a)$$

Die Lösung lautet mit $\sqrt{\frac{1}{4}c_5^2 - t_c t_e} = c_6$

$$F_1 = \frac{Q}{k_1} \left\{ \frac{1}{2} \ln \frac{t_c t_e - c_5 t_e + t_e^2}{t_c t_e - c_5 t_a + t_a^2} + \frac{t_e - t_e + c_4}{4c_6} \ln \frac{[c_6 + \frac{1}{2}c_5 - t_a][c_6 - \frac{1}{2}c_5 + t_e]}{[c_6 - \frac{1}{2}c_5 + t_a][c_6 + \frac{1}{2}c_5 - t_e]} \right\} \quad (70)$$

Diese Formel ist für den praktischen Gebrauch ungeeignet. Nun läßt sich zeigen, daß die Konstante c_4 stets einen sehr kleinen Wert hat. Es war

$$c_4 = \frac{c_2}{c_3} = \frac{G_l R_l r}{R_d Q}.$$

Unter normalen Verhältnissen ist $Q = 50 D$, $G_l = 0,001 D$ und $c_4 = \frac{0,001 \cdot D \cdot 29,27 \cdot 500}{47 \cdot 50 D} = \infty 0,006$.

Daher kann c_4 gegenüber den stets endlichen Werten von $t_c + t_e$ und $t_c - t_e$ vernachlässigt werden. Durch Zusammenfassen erhält man dann für F_1 den einfachen Ausdruck

$$F_1 = \frac{Q}{k_1} \ln \frac{t_c - t_e}{t_c - t_a}. \quad (71)$$

Die Lösung besagt, daß für die Berechnung der dampf-niederschlagenden Oberfläche stets die Anwendung der dem Kondensatordruck entsprechenden Sättigungstemperatur an Stelle der veränderlichen Dampftemperatur zulässig ist. Voraussetzung hierbei ist allerdings, daß der Dampf nicht stark überhitzt in den Kondensator eintritt, was selten der Fall ist. Der Form nach stimmt Gl. (71) mit der bereits gebrachten Gl. (21) überein.

Für die Berechnung der zur Luftabkühlung erforderlichen Oberfläche folgt nun weiter aus den Gl. (53) und (58)

$$dF_2 = -\frac{G_l c_p}{k_2} \frac{dt_d}{t_d - t}$$

und

$$F_2 = -\frac{G_l c_p}{k_2} \int_{t_c}^{t_l} \frac{dt_d}{t_d - t}, \quad (72)$$

wenn t_l die Temperatur der Luft beim Austritt aus dem Kondensator ist. Nun läßt sich Gl. (67a) auflösen nach

$$t = \frac{t_c t_e - t_d (t_e - c_4)}{t_c - t_d}.$$

Dies in Gl. (72) eingesetzt und integriert ergibt für F_2 einen entsprechenden Ausdruck wie für F_1 in Gl. (70), aus dem wieder durch Vernachlässigung von c_4 die einfache Lösung folgt

$$F_2 = \frac{G_l c_p}{k_2} \ln \frac{t_c - t_e}{t_l - t_e}. \quad (73)$$

Für die Berechnung der luftkühlenden Oberfläche darf also bei Gegenstrom statt der veränderlichen Kühlwassertemperatur die Eintrittstemperatur gesetzt werden.

Wenn Kondensat und Luft gemeinsam abgesaugt werden, so muß auch das Kondensat bis auf die Temperatur t_l abgekühlt werden, so daß sich für F_3 mit $c_w = 1$ in gleicher Weise wie für F_2 ergibt

$$F_3 = \frac{D}{k_3} \ln \frac{t_c - t_e}{t_l - t_e}. \quad (74)$$

Die gesamte Kondensatorkühlfläche ist daher

$$F = \frac{Q}{k_1} \ln \frac{t_c - t_e}{t_c - t_a} + \frac{G_l c_p}{k_2} \ln \frac{t_c - t_e}{t_l - t_e} + \frac{D}{k_3} \ln \frac{t_c - t_e}{t_l - t_e}. \quad (75)$$

Werden Kondensat und Luft getrennt abgesaugt, so hängt der auf F_3 entfallende Teil der Gesamtkühlfläche von der Bauart und den Betriebsverhältnissen des Kondensators ab und läßt sich nicht rechnerisch angeben. Je nachdem die Temperatur des Kondensates t_k höher oder niedriger als die Lufttemperatur t_l ist, wird F_3 größer oder kleiner als nach Gl. (74). Im allgemeinen genügt die Annahme, daß das Kon-

densat auf eine Temperatur abgekühlt werden muß, die praktisch mit der Lufttemperatur übereinstimmt. Ein Fehler in der Annahme von t_k hat nur geringen Einfluß, da der Anteil von F_3 an der Gesamtkühlfläche im allgemeinen gering ist.

Die Kühlwasseraustrittstemperatur ergibt sich aus

$$Q(t_a - t_e) = D(i_2 - t_k),$$

worin i_2 der Wärmehalt des Abdampfes ist, zu

$$t_a = t_e + \frac{D}{Q}(i_2 - t_k). \quad (76)$$

Die Brauchbarkeit von Gl. (75) läßt sich an Hand eines Versuches von Josse nachprüfen⁶⁴), der den Verlauf der Kühlwassertemperatur gemessen hat, wenn aus dem Kondensator größere Mengen von Luft abzusaugen sind. In Abb. 18 seiner Veröffentlichung sind die Ergebnisse von zwei derartigen Versuchen dargestellt. Von diesen Versuchen eignet sich besonders derjenige mit 9,6 kg/h Luftgewicht für die Nachprüfung von Gl. (75), da für diesen Versuch auch die übrigen für die Berechnung erforderlichen Werte in Zahlentafel 4 auf S. 381 unter Versuch Nr. 6 angegeben sind. Setzt man in Gl. (71) statt der Kühlwasseraustrittstemperatur t_a die jeweilige Kühlwassertemperatur t , in Gl. (73) statt der Anfangstemperatur der abgesaugten Luft t_c die jeweilige (mit der Dampftemperatur übereinstimmende) Temperatur t_d , die entsprechend dem aus Gl. (66) zu berechnenden Partialdruck des Dampfes einzusetzen ist, und in Gl. (74) statt t_c die jeweilige Temperatur des Kondensates t'_k und statt der Lufttemperatur t_l die Temperatur des abfließenden Kondensates t_k ein, so erhält man durch Addition der dadurch entstehenden Gl. (71a), (73a) und (74a)

$$F' = \frac{Q}{k_1} \ln \frac{t_c - t_e}{t_c - t} + \frac{G_l c_p}{k_2} \ln \frac{t_d - t_e}{t_l - t_e} + \frac{D}{k_3} \ln \frac{t'_k - t_e}{t_k - t_e}. \quad (75a)$$

Setzt man nun in Gl. (75a) verschiedene Werte von t ein, so erhält man die zugehörigen Werte von F' und damit den rechnerischen Verlauf der Kurve $t = f(F')$, die auch durch Messung festgestellt worden ist. Eine Schwierigkeit macht hierbei noch die Einsetzung der Temperatur t'_k , deren Verlauf unsicher ist und über die auch keine Messungen vorliegen. Da nun die Endtemperatur des Kondensates t_k niedriger als die Endtemperatur der Luft t_l ist, so sei angenommen, daß die jeweilige Temperatur t'_k entsprechend tiefer als die jeweilige Temperatur t_d unter t_e liegt, wie t_k tiefer unter t_c liegt als t_l , d. h. es wurde die Beziehung angenommen

$$(t_c - t'_k) : (t_c - t_d) = (t_c - t_k) : (t_c - t_l). \quad (77)$$

Für die Dampfmenge wurde nicht der Wert $D = 3196$ kg/h, wie gemessen, eingesetzt, sondern wegen der Überhitzung des in den Kondensator eintretenden Dampfes der Wert $D = 3230$ kg/h, worin D die Menge trocken gesättigten Dampfes bedeutet, die dem Kondensator die gleiche Wärmemenge zuführt wie die wirkliche Menge überhitzten

Dampfes. Die Sättigungstemperatur des Dampfes ist neueren Tabellen entsprechend nicht mit 45,6, sondern mit 45,4° C eingesetzt worden. Die Wärmedurchgangszahl k_1 von Dampf an Wasser hat entsprechend dem ansteigenden Ast der von Josse gemessenen Temperaturkurve den Wert $k_1 = 2300$. Für die Wärmedurchgangszahl Kondensat-Kühlwasser ist $k_3 = 1000$ angenommen worden, da die Geschwindigkeit des Kondensates nur eine geringe ist. Aus Gl. (75) ergibt sich dann mit $c_p = 0,238$ kcal/kg für die Wärmedurchgangszahl Luft-Kühlwasser $k_2 = 0,0515$, ein Wert, der außerordentlich niedrig ist. In Wirklichkeit ist, wie bereits gezeigt, die spezifische Wärme der Luft c_l bei der Abkühlung im Kondensator größer als c_p , und es ist daher auch k_2 etwas größer als berechnet. Da jedoch die Größe von c_l nicht bekannt ist, sei weiter mit c_p gerechnet und dafür der obige Wert für k_2 beibehalten.

Die Kühlfläche wurde, wie sie in Abb. 18 der Veröffentlichung von Josse aufgetragen ist, mit 82,5 m² angenommen, obgleich dies im Widerspruch zu der Angabe von 89 m² bei Zahlentafel 4 des Aufsatzes steht. Unter Zugrundelegung der in Zahlentafel 9 zusammen-

Zahlentafel 9.

Kühlfläche	F	m ²	82,5
Gemessene Dampfmenge	D	kg/h	3196
Auf trocken gesättigten Dampf reduzierte Dampfmenge	D'	„	3230
Kühlwassermenge	Q	„	63 600
Luftmenge	G_l	„	9,6
Absoluter Druck im Kondensator	p_c	at abs.	0,0998
Sättigungstemperatur entsprechend p_c	t_c	° C	45,4
Kühlwassereintrittstemperatur	t_e	„	10,3
Kühlwasseraustrittstemperatur	t_a	„	40,49
Temperatur der abgesaugten Luft	t_l	„	30,6
Temperatur des ablaufenden Kondensates	t_k	„	20,95
Wärmedurchgangszahl Dampf-Kühlwasser	k_1	kcal/m ² , h, °C	2300
Wärmedurchgangszahl Luft-Kühlwasser	k_2	„	0,0515
Wärmedurchgangszahl Kondensat-Kühlwasser	k_3	„	1000

Zahlentafel 10.

Kühlwassertemperatur	Kühlfläche zum Niederschlagen des Dampfes	Dampfmenge, die noch niederzuschlagen ist	Teildruck des Dampfes	Dampf- bzw. Lufttemperatur entspr. p_d	Kühlfläche zur Abkühlung der Luft	Kondensattemperatur	Kühlfläche zur Abkühlung des Kondensates	Gesamte durchlaufene Kühlfläche
t ° C	F'_1 m ²	G_d kg/h	p_d at abs.	t_d ° C	F'_2 m ²	t'_k ° C	F'_3 m ²	F'' m ²
10,4	0,096	10,7	0,064	37,0	12,2	31,5	2,2	14,496
10,6	0,242	21,4	0,078	40,6	17,8	37,5	3,0	21,042
11	0,56	74,9	0,0924	43,9	22,4	42,9	3,6	26,56
12	1,37	181,8	0,0966	44,7	23,4	44,2	3,7	28,47
15	3,98	502,5	0,0986	45,1	23,9	44,9	3,8	31,68
20	8,95	1037	0,0993	45,3	24,15	45,25	3,84	36,94
25	14,98	1572	0,0994	45,3	24,2	45,25	3,84	43,02
30	22,75	2106	0,0995	45,35	24,2	45,3	3,85	50,80
35	33,65	2641	0,0996	45,35	24,25	45,3	3,85	61,75
40,49	54,4	3230	0,0997	45,4	24,25	45,4	3,85	82,50

gestellten Werte sind nun für verschiedene Werte von t die Werte G_d aus Gl. (68), P_d aus Gl. (66), t_d entsprechend P_d aus den Dampftabellen, t'_k aus Gl. (77) und die Kühlflächen F'_1, F'_2, F'_3 und F' berechnet worden, s. Zahlentafel 10. In Abb. 77 sind dann über den durchlaufenen Kühlflächen F' als Abszissen die Temperaturen des Kühlwassers t , der Luft und des Dampfes t_d und des Kondensates t'_k als Ordinaten aufgetragen worden. Außerdem sind die gemessenen Temperaturen eingetragen, und man erkennt, daß zwischen den gemessenen und den berechneten Werten der

Kühlwassertemperatur sehr gute Übereinstimmung besteht. Die Abbildung zeigt ferner, daß für die Berechnung der Kühlfläche zum Niederschlagen des Dampfes die veränderliche Dampftemperatur t_d gleich der gleichbleibenden Temperatur t_c gesetzt werden kann, weil in dem Bereich des Kondensators, in dem im wesentlichen der Dampf niedergeschlagen wird, die Dampftemperatur tatsächlich praktisch gleichbleibend ist, und daß andererseits für die Berechnung der Kühlflächen zur Abkühlung der Luft und des Kondensates die veränderliche Kühlwassertemperatur gleich der Eintrittstemperatur gesetzt werden konnte, weil in dem

Bereich des Kondensators, in dem im wesentlichen die Abkühlung der Luft und des Kondensates vor sich geht, die Kühlwassertemperatur nur unerheblich ansteigt. Daher liefert Gl. (75) trotz der großen Vereinfachungen, die vorgenommen wurden, Ergebnisse, die der Wirklichkeit sehr nahe kommen, und ihre Brauchbarkeit ist somit erwiesen. k_1 und k_3 sind nach Abs. 42, 49, 51 bzw. 52 zu bestimmen; hierbei darf die Übergangszahl Kondensat-Wandung nicht höher als etwa 400 kcal/m² h °C eingesetzt werden. Über die Größe von G_l und k_2 s. 56 und 57.

Abb. 77 zeigt auch, wie falsch es ist, wenn man, wie es vielfach geschieht, mit dem Mittelwert der Dampf- und der Kondensattemperatur einerseits und dem Mittelwert der Kühlwasserein- und -austrittstemperatur andererseits rechnet, um den mittleren Temperaturunterschied

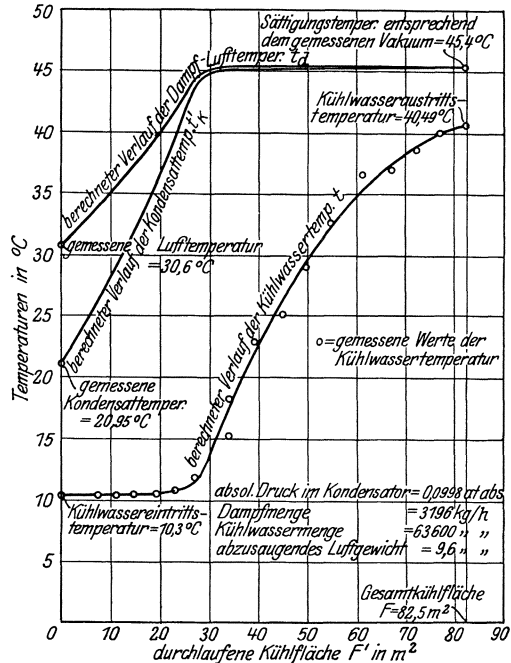


Abb. 77. Vergleich des berechneten und des gemessenen Verlaufs der Kühlwassertemperatur.

und hieraus die Kühlfläche zu bestimmen. Im vorliegenden Falle ergäbe dies einen mittleren Temperaturunterschied von $7,7^\circ\text{C}$ und selbst bei Annahme einer Wärmedurchgangszahl von $2300\text{ kcal/m}^2\text{ h }^\circ\text{C}$ für die ganze Kühlfläche 108 m^2 , also einen viel zu großen Wert.

55. Gleichstrom und Gegenstrom. Sieht man von der verhältnismäßig geringen für die Abkühlung des Kondensates erforderlichen Kühlfläche ab, so hängt die Frage, ob beim Oberflächenkondensator Gleichstrom oder Gegenstrom vorteilhafter ist, wie beim Einspritzkondensator einzig und allein von der Luft im Kondensator ab. Wäre sie nicht vorhanden, so wäre es wegen der gleichbleibenden Dampftemperatur gleichgültig, welche der beiden Betriebsarten angewendet wird. Die stets vorhandene Luft kann aber bei Gleichstrom eine er-

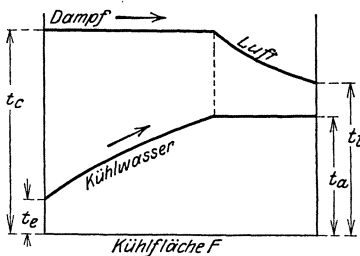


Abb. 78. Schema des Temperaturverlaufs bei Gleichstrom-Luftkühlung im Oberflächenkondensator.

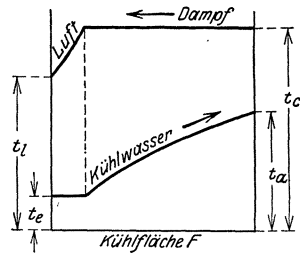


Abb. 79. Schema des Temperaturverlaufs bei Gegenstrom-Luftkühlung im Oberflächenkondensator.

heblich größere Kühlfläche verbrauchen, wie aus dem Vergleich der beiden Abb. 78 und 79 hervorgeht. Bei Gleichstrom steht nämlich für die Kühlung der Luft ein erheblich kleinerer Temperaturunterschied zur Verfügung. Wird die Luft bei Gegenstrom unter die Kühlwassertemperatur abgekühlt, so ist eine gleich starke Abkühlung bei Gleichstrom auch bei Anwendung noch so großer Kühlfläche nicht möglich. Dagegen ist der Temperaturverlauf in dem Teil der Kühlfläche, an welcher der Dampf niedergeschlagen wird, bei beiden Verfahren derselbe. In diesem Teil des Kondensators ist es also in bezug auf die Kühlung der Luft ganz gleichgültig, wie der Dampf geführt wird, und man ist daher von der früher öfters ausgeführten Gegenstrombauart (s. Abb. 124) ganz allgemein zur Querstrombauart (s. z. B. Abb. 125) übergegangen. Die Abkühlung der Luft dagegen muß stets am Kühlwassereintritt erfolgen oder an Stellen mit noch möglichst niedriger Kühlwassertemperatur. Für das Kondensat gilt das gleiche bei gemeinsamer Absaugung von Kondensat und Luft, bei getrennter Absaugung dagegen ist dafür zu sorgen, daß es nur mit Rohren mit möglichst hoher Temperatur in Berührung kommt.

Sollte die Abkühlung der Luft aus besonderen Gründen doch im Gleichstrom erfolgen, so ist zur Berechnung der Kühlfläche im zweiten Glied von Gl. (75) t_a an die Stelle von t_e zu setzen.

Allgemein ist derjenige Oberflächenkondensator bei getrennter Absaugung als der beste zu bezeichnen, welcher unter gegebenen Verhältnissen mit der kleinsten Kühlfläche die höchste Luftleere, die höchste Kondensattemperatur und die niedrigste Lufttemperatur erzeugt.

56. Größe der Luftmenge. Die in den Oberflächenkondensator eindringende Luftmenge setzt sich zusammen aus der Luftmenge, die vom Dampf mitgeführt wird, und der durch Undichtigkeiten eindringenden Luft. Es herrscht die Meinung vor, daß der letztere Anteil der weitaus überwiegende ist; dagegen ist Verf. der Ansicht, daß in den meisten Fällen die durch den Dampf vom Kessel her mitgebrachte

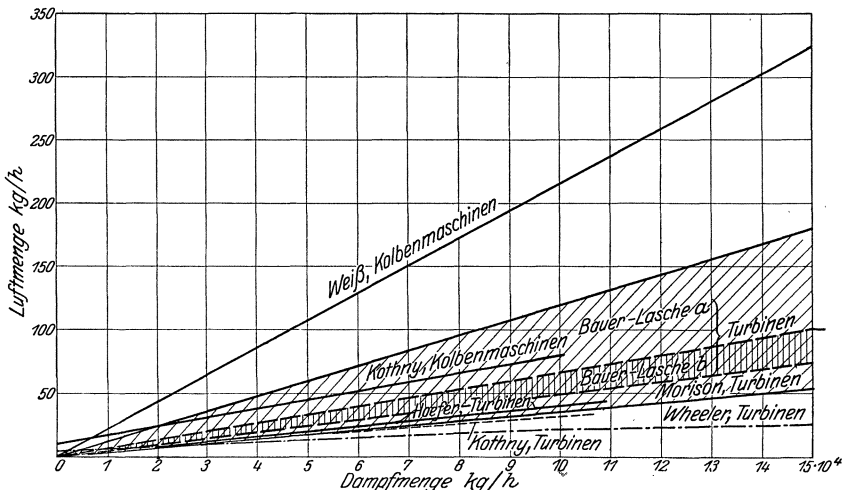


Abb. 80. Größe der Luftmenge bei Oberflächen-Einzelkondensation.

Luftmenge mindestens ebenso groß ist. Zahlenangaben über die Größe des Luftgewichtes sind nur spärlich vertreten. Die mir bekanntgewordenen sind in Abb. 80 zusammengestellt. Die Kurve nach Weiss, die nur für Kolbenmaschinen gilt und sich nach 19 ergibt, wenn man die Einspritzwassermenge und die Länge der Abdampfleitung gleich Null setzt, liegt am höchsten. Bauer-Lasche²⁾ geben zwei verschiedene Beziehungen an, die den mit a und den mit b bezeichneten engeren Bereich ergeben. Beide setzen die Luftmenge der Dampfmenge proportional. Damit soll zwar nicht gesagt sein, daß die Luft nur vom Dampf herrühre, sie nehmen nur an, daß die Undichtigkeiten ebenfalls mit der Maschinengröße und damit auch mit der Dampfmenge zunehmen. Da dieser Ansatz für die Dampfmenge 0 auch die Luftmenge 0 liefert, kann er nicht richtig sein, da bei Dampfmenge 0 die durch Undichtigkeiten eintretende Luftmenge ebenso groß, wenn nicht größer als bei der Dampfmenge entsprechend Vollast ist. Diesem Umstande trägt Wheeler¹¹⁵⁾ Rechnung, dessen Kurve die Ordinatenachse bei rd. 5 kg/h schneidet, anfangs langsam, dann schneller ansteigt und bei ganz großen Dampfmenen nur ganz langsam zunehmende Werte

der Luftmenge liefert. Ob die von Wheeler angegebenen Werte durch Versuche gefunden worden sind, entzieht sich meiner Kenntnis. Den Angaben von Morison⁸²⁾ sollen die Erfahrungen an zahlreichen gut ausgeführten Landturbinenanlagen zugrunde liegen. Die hiernach verzeichnete Kurve fällt mit der unteren Begrenzungslinie des Bereiches *a* von Bauer-Lasche zusammen. Die Kurve nach Versuchen des Verfassers liegt nur ganz wenig darüber. Die Kurve für Turbinen nach Kothny⁷⁶⁾ beginnt bei 3,4 kg/h für $D = 0$, verläuft geradlinig und fällt anfangs nahezu mit der Kurve von Wheeler, später mit derjenigen von Morison nahezu zusammen. Die erste Hälfte der Kurve ist der Deutlichkeit halber nicht eingezeichnet. Es scheint demnach, daß die Werte von Bauer-Lasche reichlich hoch, die von Wheeler aber ziemlich knapp sind. Daß bei sehr guter Ausführung sehr kleine

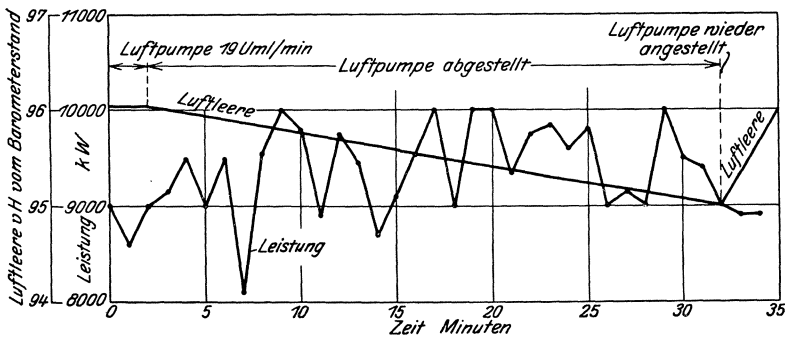


Abb. 81. Abfall der Luftleere bei abgestellter Luftpumpe.

Luftgewichte vorkommen können, zeigt Abb. 81, die den Verlauf der Luftleere im Kondensator einer 10 000-kW-Turbine im Kraftwerk Boston Elevated Station zeigt, nachdem die Trockenluftpumpen außer Tätigkeit gesetzt worden waren. In einer halben Stunde fiel die Luftleere nur um rd. 1 vH, was auf sehr kleine Luftmengen schließen läßt. Auch Brown, Boveri & Co. berichten von einer 7500-kW-Turbine mit einem Dampfverbrauch von rd. 35 000 kg/h, bei welcher die Luftmenge nur etwa 8 kg/h betragen habe.

Für Dampfturbinen mit Einzelkondensation wird empfohlen, das Luftgewicht nach folgender Formel zu schätzen:

$$G_l = 3 + 4,5 \left(\frac{D_{\text{kg/h}}}{10000} \right)^{0,9} \text{ kg/h.} \quad (78)$$

Diese berücksichtigt einmal die Undichtigkeiten für die Dampfmenge 0 und trägt auch dem Umstand Rechnung, daß die Luftmenge bei großen Einheiten nicht der Dampfmenge proportional ansteigen kann, da die Ausdehnung der unter Unterdruck stehenden Dichtungsflächen verhältnismäßig langsamer zunimmt als die Leistung. Im allgemeinen werden die Luftmengen bei Bordanlagen etwas größer sein als bei Landanlagen, da jene etwas schwerer dicht zu bekommen und zu erhalten sind.

Morison empfiehlt, die Luftpumpe für eine zwei- bis viermal größere Menge vorzusehen⁸²⁾. Als Probe dafür, daß die Luftpumpe ausreichend bemessen worden ist, schlägt er folgende vor: Beträgt die normale Luftleere 93 bis 94 vH vom Barometerstand, so muß diese von der Luftpumpe allein unter sonst gleichen Bedingungen bei einer Luftmenge von rd. 1,1 kg/h für je 1 t der normalen Dampfmenge erreicht werden. Bei vollbelasteter Turbine und Zusatz von rd. 0,7 kg/h Luft pro t Dampf darf die Luftleere höchstens um 6,5 mm Q.-S. fallen. Bei einer normalen Luftleere von 96 bis 97 vH sind die entsprechenden Zahlen für die Luftmenge rd. 0,9 bzw. 0,5 kg/h und t Dampf.

Eine Nachprüfung von Gl. (77) durch Messung der bei ausgeführten Anlagen tatsächlich auftretenden Luftmengen nach Abs. 6 wäre zu begrüßen. Besonders erwünscht sind solche Messungen bei Anlagen mit Kolbenmaschinen, da die Kurven von Weiss und Kothny weit auseinanderliegende Werte liefern. Wenn auch zuzugeben ist, daß bei Kolbenmaschinen die Möglichkeit für das Eindringen von Luft größer ist als bei Turbinen, so wird man doch meist mit geringeren Luftmengen als nach Weiss rechnen können. Die Gleichung

$$G_l = 10 + \frac{D \text{ kg/h}}{1000} \text{ kg/h} \quad (78a)$$

kann als Anhalt dienen, bis genauere Werte vorliegen.

57. Wärmedurchgangszahl Luft-Wasser. Nusselt kommt zu dem Ergebnis⁸⁶⁾, daß sich die Wärmeübergangszahl von einer Wandung an Luft durch die Formel darstellen läßt

$$\alpha = 5,772 (w \varrho)^{0,7856}. \quad (79)$$

Hierin bedeutet w die Luftgeschwindigkeit und ϱ die Dichte der Luft. Gl. (79) gilt jedoch nur, wenn die Geschwindigkeit größer als die kritische ist, und dies ist bei dem geringen im Kondensator herrschenden Druck in dem zur Abkühlung der Luft dienenden Teil des Kondensators nicht der Fall. Unterhalb der kritischen Geschwindigkeit ist die Wärmeübergangszahl von der Geschwindigkeit fast unabhängig und es bleibt nur die Abhängigkeit vom Druck. Setzt man nun z. B. für w den Wert 1 und $\varrho = 0,12$ entsprechend einem Druck von 0,1 at abs. ein, so erhält man $\alpha = 1,14$. Dieser Wert ist zweifellos noch viel zu hoch, denn aus dem in 54 angeführten Versuche von Josse ergibt sich für die Wärmedurchgangszahl ein Wert von $k_2 = 0,0515$ für den gleichen Gesamtdruck, also nur etwa der 20. Teil. (Wärmeübergangszahl Luft-Wandung und Wärmedurchgangszahl Luft-Wasser müssen praktisch miteinander übereinstimmen, da die Übergangszahl Wasser-Wandung und die Wärmeleitzahl des Rohrmaterials gegenüber der Übergangszahl Luft-Wandung sehr groß sind.) Ganz unbrauchbar sind die Werte, die sich aus den Formeln von Joule, $\alpha_L = 16\sqrt{w}$, und von Ser, $\alpha_L = 2 + 10\sqrt{w}$, ergeben, da bei diesen der Einfluß des Luftdrucks nicht berücksichtigt ist. Aus den Versuchen von Josse⁶⁵⁾ über die Wärmeübertragung von Luft an Kühlwasser ergibt sich für einen Druck von 0,1 at abs. und eine Geschwindigkeit von 1 m/sec etwa

ein Wert von $k_2 = 0,7$, also auch viel größer als $k_2 = 0,0515$. Der Unterschied dürfte dadurch zu erklären sein, daß einmal die Geschwindigkeit der Luft eine kleinere als 1 m/s sein wird, und daß beim Kondensator die Luft mit Wasserdampf gesättigt ist, so daß für die Luft nur ihr Teildruck in Frage kommt. Außerdem ist es wahrscheinlich, daß die Anwesenheit des Wasserdampfes den Wärmeaustausch zwischen Luft und Wandung behindert. Diese Verhältnisse sind noch recht ungeklärt, und es sei daher die einfache Beziehung zur Benutzung empfohlen:

$$k_2 = p_c, \quad (80)$$

da nach obigem k_2 bei den hier in Frage kommenden Verhältnissen nur vom Druck abhängig ist.

Für $p_c = 0,1$ erhält man hiermit einen Wert, der höher als der aus dem Kondensatorversuch ermittelte ist, da angenommen ist, daß die Abkühlungsverhältnisse für die Luft in der Regel etwas günstiger als bei dem untersuchten Kondensator sind. Statt des Exponenten 0,7856 kann einfache Proportionalität angenommen werden, da in den engen in Frage kommenden Grenzen die Exponenten 0,7856 und 1 nur wenig voneinander abweichende Werte liefern, und besonders da die absolute Größe der Werte von k_2 etwas unsicher ist.

Gl. (80) darf nicht benutzt werden, wenn die Luft nicht unmittelbar an den Rohren gekühlt wird, sondern mittelbar durch tiefgekühltes Kondensat (Abb. 136) oder auf ähnliche Weise. In diesem Falle wird das zweite Glied von Gl. (75) gleich Null oder sehr viel kleiner, und es ist dafür eine größere Fläche zur Tiefkühlung des Kondensates aufzuwenden.

58. Erreichbare Luftleere unter verschiedenen Verhältnissen. Einfluß des Luftgewichts und der Kühlwassermenge. Um beim Entwurf einer Kondensationsanlage einen Überblick darüber zu bekommen, die Wahl welcher Kühlwassermenge, Kondensatorgröße und Luftpumpengröße sich empfiehlt, ist es zweckmäßig, den Einfluß dieser Größen auf die erreichbare Luftleere näher zu untersuchen. Es darf dies nicht nur für jede der wählbaren Größen einzeln geschehen, sondern es muß ihr Einfluß in ihrer Wechselwirkung auf die Luftleere klargelegt werden. Da die Größe der zu fördernden Luftmenge oder vielmehr ihre Größe im Verhältnis zur Luftpumpenleistung hierbei von entscheidendem Einfluß ist, wird bei den folgenden Untersuchungen die wechselnde Größe des zu fördernden Luftgewichts stets mitberücksichtigt. Da es nicht möglich ist, Gl. (75) nach t_c aufzulösen, so ist es auch nicht möglich, die Beeinflussung der Luftleere durch die verschiedenen Größen allgemein zu erörtern. Es müssen vielmehr bestimmte Zahlenverhältnisse zugrunde gelegt werden, die aber, wie man erkennen wird, doch einen recht guten Überblick gewähren. Glaubt man bei einem Entwurf besonders sorgfältig vorgehen zu müssen, so empfiehlt es sich, für die gerade vorliegenden Zahlenwerte entsprechende Untersuchungen durchzuführen, die dann die besten Verhältnisse auszuwählen gestatten.

Für die Wärmedurchgangszahlen k_1 und k_3 werden die Werte aus Abb. 82 benutzt. Die Schaulinie von k_1 stimmt mit der in Abb. 74

gegebenen mittleren Kurve nicht ganz überein. Der Einfluß der Kühlwassergeschwindigkeit ist dann zu berücksichtigen, wenn die von einem Kondensator von bestimmter Größe bei verschiedenen Kühlwassermengen erreichbare Luftleere bestimmt werden soll. Je nach der Kühlwassermenge muß dann die Wassergeschwindigkeit und damit auch die Wärmedurchgangszahl eine andere sein. Der Einfluß der — erst zu ermittelnden — Dampfspannung auf k_1 bleibe unberücksichtigt, da seine Berücksichtigung die Rechnung sehr erschweren würde. Die Unterschiede würden auch nur gering sein.

Es sei nun ein Oberflächenkondensator von 100 m^2 Kühlfläche angenommen, dem Kühlwasser von 15° C zugeführt wird. Der Kondensator sei an eine Dampfturbine angeschlossen, die mit Dampf von 12 at abs. und 300° C Überhitzung betrieben wird, so daß der Frischdampf einen Wärmeinhalt von $728,3 \text{ kcal/kg}$ hat. Bei voller Belastung von 800 PS sei der Dampfverbrauch der Turbine 4000 kg/h , wenn die Kühlwassermenge $200\,000 \text{ kg/h}$, also das 50fache der Dampfmenge ist, und wenn im Kondensator eine Luftleere herrscht, die sich einstellen würde, wenn die in den Kondensator eintretende Luftmenge gleich Null ist. Wie sich

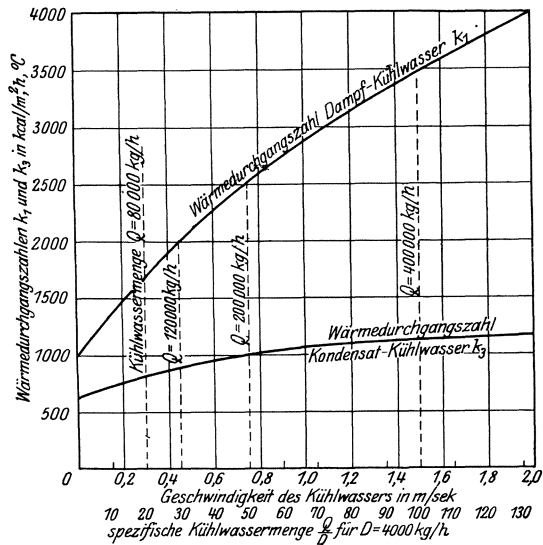


Abb. 82. Wärmedurchgangszahlen.

später zeigen wird, ergibt sich hierfür eine absolute Kondensatorspannung von $0,046 \text{ at}$, und hieraus sowie aus Dampfmenge, Anfangszustand des Dampfes und Leistung folgt ein effektiver Gütegrad der Turbine von $\eta_g = 0,58$. Für andere Luftleeren im Kondensator wurde nun davon ausgegangen, daß die Leistung der Turbine die gleiche bleiben soll. Wird also die absolute Kondensatorspannung höher als $0,046 \text{ at}$, so muß auch die Dampfmenge größer als 4000 kg/h werden und umgekehrt. Diese Festsetzung entspricht den tatsächlichen Verhältnissen besser als die Annahme einer gleichbleibenden Dampfmenge. Zur Berechnung der jeweiligen Dampfmenge wurde der effektive Gütegrad der Turbine gleichbleibend zu $0,58$ angenommen. Dies entspricht nicht ganz der Wirklichkeit, da jedoch die Veränderlichkeit des Gütegrades mit der Luftleere nur gering und außerdem von Fall zu Fall verschieden ist, so sei davon abgesehen, diese Veränderlichkeit zu berücksichtigen. In Abb. 83 sind theoretisches (adiabatisches) Wärmegefälle λ_{th} , ausgenutztes Wärmegefälle λ_{eff} und

Dampfverbrauch D der Turbine für verschiedene Kondensatorspannungen zusammengestellt. Der Spannungsabfall zwischen Turbine und Kondensator wurde hierbei vernachlässigt.

Zur Berechnung der jeweiligen Luftleere fehlt nun noch eine Festsetzung über die Luftleistung der Luftpumpe. Es sei eine Trocken-

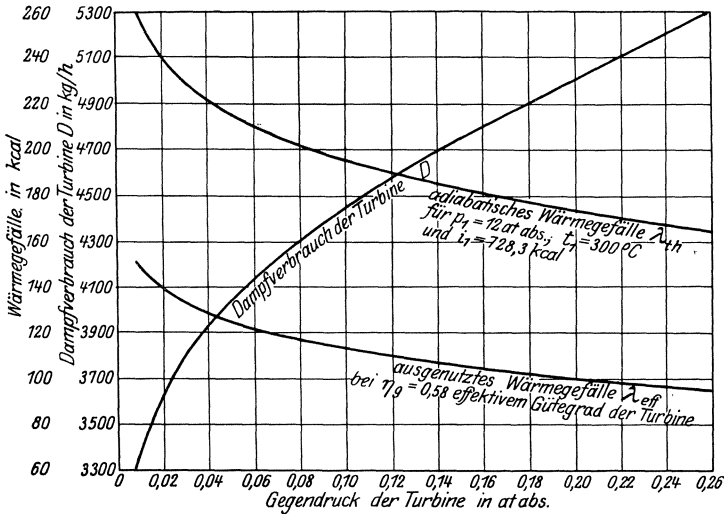


Abb. 83. Wärmegefälle und Dampfverbrauch einer Dampfturbine von 800 PS bei veränderlichem Gegendruck.

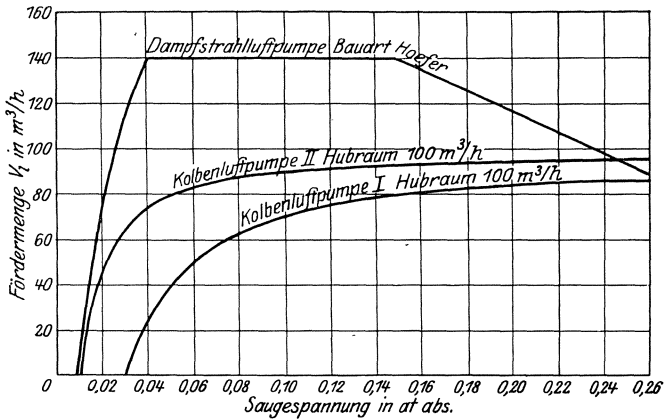


Abb. 84. Fördermengen verschiedener Luftpumpen.

luftpumpe (I) mit einem Hubvolumen von $100 \text{ m}^3/\text{h}$ angenommen. Die wirkliche Fördermenge V_1 ist nun je nach dem absoluten Druck verschieden, und zwar hängt der volumetrische Wirkungsgrad von der Größe des schädlichen Raumes ab. Es wurde zunächst die in Abb. 84 für die Trockenluftpumpe I angegebene Schaulinie für V_1 zugrunde gelegt, die auf theoretischem Wege bei Annahme eines schädlichen

Raumes von 3 vH berechnet worden ist (vgl. 106). Bei jeder Kondensatorspannung p_c muß das in den Kondensator eintretende Luftgewicht von G_l kg/h auf eine bestimmte Temperatur t_l °C bzw. T_l °C abs. abgekühlt werden, die aus Gl. (63) folgt. T_l läßt sich aber nicht unmittelbar aus Gl. (63) berechnen, man muß vielmehr für eine bestimmte Kondensatorspannung p_c eine Temperatur t_l annehmen und aus Gl. (63) P_l berechnen. Aus $p_c = p_d + p_l$ (in at abs.) ergibt sich dann der Partialdruck des Dampfes p_d , und die diesem Druck entsprechende Sättigungstemperatur t_d muß mit der angenommenen Lufttemperatur t_l übereinstimmen. Ist dies nicht der Fall, so muß der angenommene Wert von t_l so lange geändert werden, bis t_d mit t_l übereinstimmt. In Zahlentafel 11 ist ein Beispiel dieser Berechnung gezeigt. Die unter Um-

Zahlentafel 11.

Stündliches Luftgewicht G_l kg/h	Kondensatorspannung p_c at abs.	Fördermenge der Luftpumpe I V_l m³/h	Geschätzte Lufttemperatur		Teildruck der Luft p_l at abs.	Teildruck des Dampfes p_d at abs.	Dampf-temperatur = Lufttemperatur t_d °C	Lufttemperatur t_l °C
			t_l' °C	T_l' °abs.				
10	0,14	78,1	30	303	0,1137	0,0263	21,8	
10	0,14	78,1	23	296	0,1110	0,0290	23,3	
10	0,14	78,1	23,2	296,2	0,1111	0,0289	23,2	23,2

ständen mögliche Abkühlung der Luft sowie der Druckverlust im Luftsaugerrohr sind vernachlässigt worden.

Nun ist jedoch zu beachten, daß der Wert der Kondensatorspannung p_c nicht feststeht, sondern gerade für bestimmte Verhältnisse berechnet werden soll. Da sich aber Gl. (75) nicht nach t_c auflösen läßt, muß zunächst ein geschätzter Wert von p_c angenommen und für diesen die Lufttemperatur t_l und aus Gl. (75) die erforderliche Kühlfläche berechnet werden. Stimmt diese berechnete Kühlfläche F nicht mit der gegebenen überein, so muß p_c geändert werden, bis man den gegebenen Wert für F erhält. In der Regel genügt zwei-, höchstens dreimalige Berechnung von F und Intrapolation zwischen den angenommenen Werten von p_c . Trotzdem ist das Verfahren etwas umständlich, und es empfiehlt sich daher, für verschiedene Luftgewichte Schaulinien zu verzeichnen, aus denen für jede Kondensatorspannung die zugehörige Lufttemperatur entnommen werden kann. Dies erleichtert die Berechnung von F und damit des gesuchten Wertes p_c . In Abb. 85 sind derartige Schaulinien $t_l = f(p_c)$ für ein stündlich in den Kondensator eintretendes Luftgewicht von $G_l = 0, 5, 10, 15$ und 20 kg dargestellt. Ein Luftgewicht von 20 kg/h ist bei einer Dampfmenge von 4000 kg/h zwar sehr hoch, es ist aber lehrreich, die Untersuchung auch für extreme Verhältnisse durchzuführen.

Bezüglich der Abkühlung des Kondensates wurde angenommen, daß dieses ebenfalls bis auf die Lufttemperatur t_l abgekühlt wird. Setzt man daher in Gl. (76) t_l statt t_k und den Wärmehalt des Abdampfes

$$i_2 = i_1 - \lambda_{\text{eff}} = 728,3 - \lambda_{\text{eff}}$$

gemäß Abb. 83, so wird

$$t_a = t_e + \frac{D}{Q} (728,3 - \lambda_{\text{eff}} - t_i). \tag{76 a}$$

Hiermit sind alle Grundlagen für die Berechnung von p_e gegeben, und zwar sei p_e nicht nur für verschiedene Luftgewichte, sondern auch für verschiedene Kühlwassermengen, nämlich $Q = 80\ 000, 120\ 000, 200\ 000, 400\ 000$ und ∞ kg/h berechnet, entsprechend rd. 20-, 30-, 50-, 100- und ∞ -facher Kühlwassermenge $\left(\frac{Q}{D}\right)$. Der Gang der Berechnung ist an einem Beispiel in Zahlentafel 12 erläutert. Die Ergebnisse sind aus Abb. 86 zu ersehen. Man erkennt, daß, von kleinen Luftgewichten abgesehen, die Kondensatorspannung im allgemeinen proportional mit

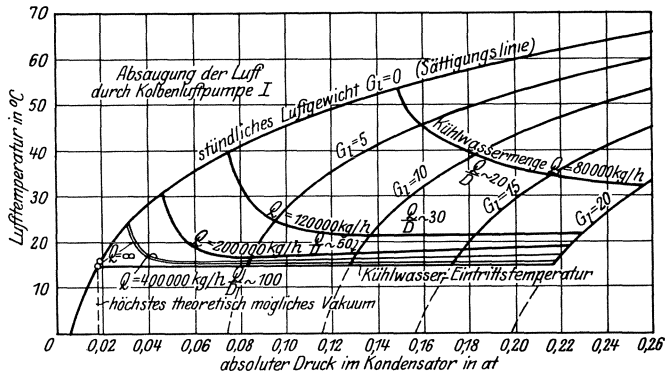


Abb. 85. Lufttemperaturen.

dem Luftgewicht ansteigt. Je größer das Luftgewicht ist, mit um so kleinerer Kühlwassermenge kommt man aus. Es zeigt sich ferner, daß die Steigerung der Kühlwassermenge über das 50fache der Dampfmenge hinaus fast gar keinen Wert hat. Durch das Luftgewicht und die Größe der Luftpumpe ist eine bestimmte Luftleere bedingt, die auch durch noch so große Steigerung der Kühlwassermenge nicht überschritten werden kann. Nur bei ganz kleinem Luftgewicht wird die Luftleere durch Verdoppelung der Kühlwassermenge um rd. 1 vH verbessert. Die Steigerung der Kühlwassermenge über das 100fache hinaus hat auch bei kleinstem Luftgewicht keinen Zweck, weil die angenommene Luftpumpe einen niedrigeren Druck als 0,03 at abs. nicht zuläßt. Nur bei Luftgewicht 0 und abgeschalteter Luftpumpe würde die Kondensatorspannung auf 0,019 at abs. fallen. Hieraus geht hervor, daß zur Erzielung einer hohen Luftleere sowohl Kühlwasserpumpe als auch Luftpumpe leistungsfähig sein müssen, die Steigerung der Kühlwasserpumpenleistung allein oder der Luftpumpenleistung allein hat wenig Wert. Z. B. könnte bei einem Luftgewicht von 2 kg/h, das als praktischer Durchschnittswert gelten kann, und einer Kühlwassermenge von 80 000 kg/h die Luftleere durch beliebige Steigerung

der Luftpumpenleistung nur um 0,15 vH verbessert werden, bei einer Kühlwassermenge von 400 000 kg/h dagegen um rd. 2,5 vH.

In Abb. 85 sind nun die Schaulinien derjenigen Temperaturen eingetragen, auf welche die Luft bei den verschiedenen oben angenommenen Kühlwassermengen und den verschiedenen Luftgewichten abgekühlt werden muß. Bei gleichem Luftgewicht muß natürlich die Luft um so mehr abgekühlt werden, je größer die Kühlwassermenge ist, da bei der größeren Menge eine niedrigere Kondensatorspannung erreicht werden kann. Diese würde eine Vergrößerung des Luftvolumens bewirken, die durch entsprechend tiefere Abkühlung ausgeglichen werden muß. Bei rd. 50facher Kühlwassermenge

($Q = 200\,000\text{ kg/h}$), die mittleren Verhältnissen entspricht, ist die Lufttemperatur bei Luftgewichten, die rd. 2 kg/h übersteigen, nur wenige °C höher als die Kühlwassereintrittstemperatur. Bei rd. 4 kg Luft/h hat die Lufttemperatur einen Kleinstwert, bei größeren Luftgewichten steigt sie langsam an, bei kleineren dagegen rascher, und zwar bis zur

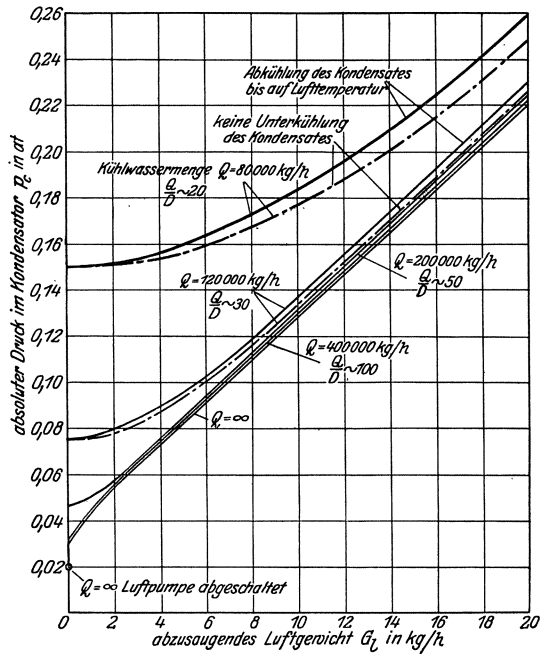


Abb. 86. Einfluß der Luftmenge und der Kühlwassermenge auf die Kondensatorspannung.

Kühlfläche des Kondensators $F = 100\text{ m}^2$,
 Kühlwassereintrittstemperatur $t_e = 15^\circ\text{C}$,
 volle Belastung der Hauptturbine, Absaugung der Luft durch Kolbenluftpumpe I.

Zahlentafel 12.

Stündliches Luftgewicht G_L kg/h	Geätzte Kondensatorspannung p_c at abs.	Sättigungstemperatur entsprechend p_c t_c °C	Dampfverbrauch der Hauptturbine D kg/h	Lufttemperatur, Austritt Kondensator t_l °C	Kühlwasser-Eintrittstemperatur t_e °C	Kühlwassermenge Q kg/h	Kühlwasser-austrittstemperatur t_a °C	Wärmedurchgangszahlen in kcal/m ² , h, °C			Kühlfläche			Gesamtkühlfläche F m ²
								Dampf-Kühlwasser k_1	Luft-Kühlwasser k_2	Kondensat-Kühlwasser k_3	zum Niederschlagen des Dampfes F_1 m ²	zur Abkühlung der Luft F_2 m ²	zur Abkühlung des Kondensates auf t_e F_3 m ²	
5	0,0855	42,4	4355	17,4	15	200 000	27,92	2500	0,0855	1000	50,8	34,1	10,7	95,6
5	0,0850	42,3	4350	17,0	15	200 000	27,93	2500	0,0850	1000	51,4	36,6	11,3	99,3

Für $F = 100\text{ m}^2$ ergibt sich durch Extrapolation $p_c = 0,0849\text{ at abs.}$

Sättigungstemperatur entsprechend dem Kondensatordruck, die bei Luftgewicht 0 erreicht wird. Allgemein ergibt sich aus diesen Schaulinien, daß bei einem in Betrieb befindlichen Kondensator das Luftgewicht um so kleiner ist, je mehr die Temperatur der abgesaugten Luft sich der Sättigungstemperatur entsprechend dem Kondensatordruck nähert. Umgekehrt kann bei ausreichender Kühlwassermenge auf größere in den Kondensator eindringende Luftmengen geschlossen werden, wenn die Lufttemperatur nur wenige Grade höher als die Kühlwassereintrittstemperatur ist. Sehr große Luftmengen können natürlich auch an der erheblichen Verschlechterung der Luftleere erkannt werden.

Die Schaulinien von Abb. 86 sind zunächst berechnet worden unter der Annahme, daß das Kondensat ebenfalls bis auf Lufttemperatur

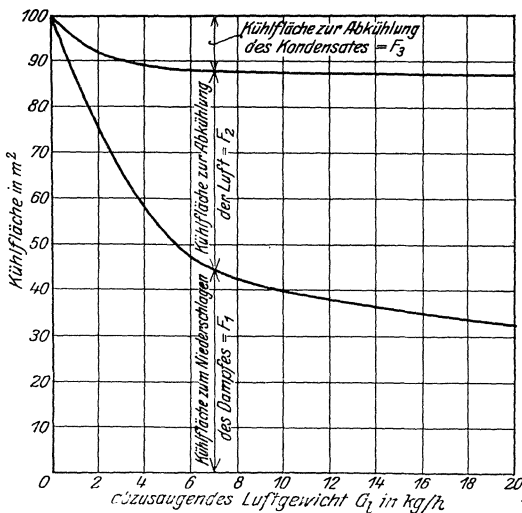


Abb. 87. Einfluß der Luftmenge auf die Ausnutzung der Kühlfläche.

Kühlfläche des Kondensators $F = 100 \text{ m}^2$,
 Kühlwassermenge $Q = 200\,000 \text{ kg/h}$,
 Kühlwassereintrittstemperatur $t_e = 15^\circ \text{ C}$,
 volle Belastung der Hauptturbine, Absaugung der Luft durch Kolbenluftpumpe I, Abkühlung des Kondensates bis auf Lufttemperatur.

abgekühlt wird. Da bei getrennter Absaugung von Luft und Kondensat letzteres nicht oder nur wenig unterkühlt zu werden braucht, sind für 20- und 30fache Kühlwassermenge die Schaulinien von p_c auch für Nichtunterkühlung des Kondensates berechnet und in Abb. 86 strichpunktirt eingetragen worden. Für die kleinste Kühlwassermenge beträgt die größte Verbesserung der Luftleere 1 vH. Da eine gewisse Unter-
 terkühlung des Kondensates stets eintritt, so wird bei getrennter Absaugung die wirkliche Luftleere zwischen den ausgezogenen und den strichpunktirten Schaulinien liegen. Für größere Kühlwassermengen ist der Unterschied zwischen beiden Schaulinien so gering, daß von ihrer

Verzeichnung für Nichtunterkühlung des Kondensates abgesehen wurde.

In Abb. 87 ist beispielsweise für rd. 50fache Kühlwassermenge ($Q = 200\,000 \text{ kg/h}$) dargestellt, welche Anteile der Gesamtkühlfläche des Kondensators von 100 m^2 bei den verschiedenen Luftgewichten auf das Niederschlagen des Dampfes (F_1), die Abkühlung der Luft (F_2) und diejenige des Kondensates (F_3) entfallen, wieder vorausgesetzt, daß letzteres ebenso tief wie die Luft abgekühlt wird. Die Kühlflächen F_2 und F_3 wachsen bei steigendem Luftgewicht rasch an und schon bei $4,65 \text{ kg}$ Luft/h steht zum Niederschlagen des Dampfes nur noch die

Hälfte der Gesamtkühlfläche zur Verfügung. Für kleine Luftgewichte sind F_2 und F_3 etwa einander gleich, für große Luftmengen dagegen ist F_2 ein Vielfaches von F_3 .

Für den Betrieb ist es wichtig zu wissen, welchen Dampfverbrauch die Turbine bei gleicher Belastung unter den verschiedenen Verhältnissen hat. Abb. 88 gibt hierüber Aufschluß. Es ist Vollast der Turbine angenommen und, wie oben festgelegt, ein Normaldampfverbrauch von 4000 kg/h. Der Mehr- oder Minderverbrauch ist in vH von diesem Wert und in kg/h angegeben. Der Verlauf der Schaulinien ist natürlich ähnlich wie derjenige der Schaulinien von p_c in Abb. 86.

59. Einfluß der Größe und Art der Luftpumpe bei verschiedenen Luftmengen. Die Untersuchungen in 58 sind für eine bestimmte Luftpumpe durchgeführt, deren Leistung durch die Schaulinie I von Abb. 84 gekennzeichnet ist. Um nun zu zeigen, in welcher Weise die Luftleere durch die Größe der Luftpumpe beeinflusst wird, sind in Abb. 89 für eine

Kühlwassermenge $Q = 200\,000$ kg/h die Schaulinien $p_c = f(G_l)$ dargestellt für ein stündliches Hubvolumen der Luftpumpe von 100 m^3 wie in 58

und dann für 200, 300, 400, 500 und $\infty\text{ m}^3/\text{h}$. Die Steigerung des Hubvolumens von 100 auf $200\text{ m}^3/\text{h}$ verbessert die Luftleere verhältnismäßig am meisten. Während jedoch die Steigerung der Kühlwassermenge über einen gewissen Betrag hinaus keinen Wert hat, läßt sich durch Steigerung der Luftpumpenleistung die Luftleere immer weiter steigern bis zu dem Höchstwert, der durch die Kühlwassermenge bedingt ist. Hieraus erkennt man, daß bei größeren in den Kondensator eintretenden Luftmengen die Steigerung der Luftpumpenleistung ein weit wirksameres Mittel zur Verbesserung der Luftleere ist als die Steigerung der Kühlwassermenge. Bei kleinen Luftgewichten ist die Steigerung der Luftpumpenleistung um so nützlicher, je steiler bei

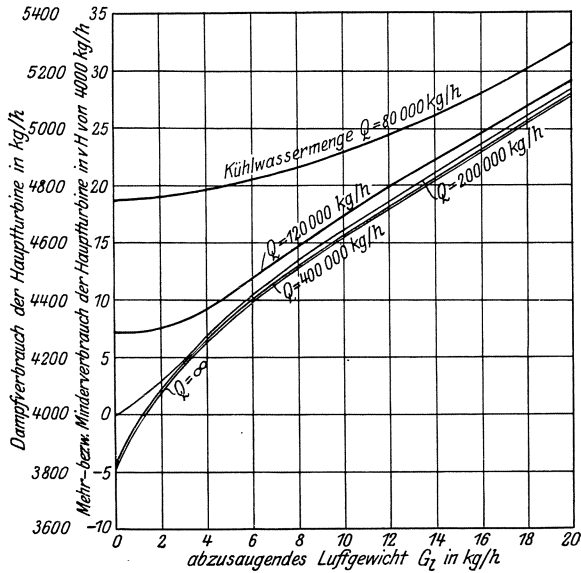


Abb. 88. Einfluß der Luftmenge und der Kühlwassermenge auf den Dampfverbrauch der Hauptturbine.

Kühlfläche des Kondensators $F = 100\text{ m}^2$,

Kühlwassereintrittstemperatur $t_c = 15^\circ\text{ C}$,

volle Belastung der Hauptturbine, Absaugung der Luft durch Kolbenluftpumpe I, Abkühlung des Kondensates bis auf Lufttemperatur.

der kleineren Luftpumpe die Kurve $p_c = f(G_i)$ verläuft, sie wird also z. B. bei rd. 100facher Kühlwassermenge ($Q = 400\,000$ kg/h) wirksamer als bei $Q = 200\,000$ kg/h sein (vgl. Abb. 86). Eine beliebige Steigerung der Luftpumpenleistung ist natürlich nicht angängig, weil sonst die Wirtschaftlichkeit der Gesamtanlage darunter leiden würde. Man kann jedoch mit der Steigerung der Luftpumpenleistung kaum zu weit gehen, weil hierdurch wahrscheinlich auch eine Vergrößerung der Wärmedurchgangszahl k_2 von der Luft an das Kühlwasser durch Vergrößerung der Luftgeschwindigkeit bewirkt wird, so daß eine weitere

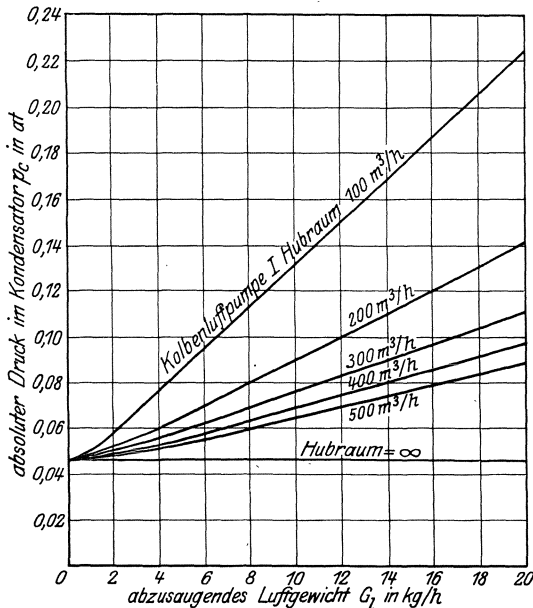


Abb. 89. Einfluß der Luftpumpengröße auf die Kondensatorspannung.

Kühlfläche des Kondensators $F = 100$ m²,
 Kühlwassermenge $Q = 200\,000$ kg/h,
 Kühlwassereintrittstemperatur $t_e = 15^\circ$ C,
 volle Belastung der Hauptturbine, Abkühlung des
 Kondensates bis auf Lufttemperatur.

linie sind die theoretischen volumetrischen Wirkungsgrade einer Pumpe mit 1 vH schädlichem Raum zugrunde gelegt worden. Die mit der Luftpumpe II bei den verschiedenen Kühlwasser- und Luftgewichten erreichbaren absoluten Kondensatorspannungen sind in Abb. 90 dargestellt. Der Verlauf der Schaulinien ist im allgemeinen ebenso wie in Abb. 86, nur liegen sie natürlich wegen der größeren Leistung der Luftpumpe II tiefer. Die Steigerung der Kühlwassermenge ist in bezug auf die Luftleere wirksamer als bei Luftpumpe I. Dies kommt insbesondere bei den kleinen Luftmengen von 0 bis 2 kg/h deutlich zum Ausdruck, bei denen die Steigerung der Kühlwassermenge

Verbesserung der Luftleere die Folge ist, welche durch die Schaulinien der Abb. 89 nicht zum Ausdruck kommt.

Außer der Vergrößerung des Hubvolumens der Luftpumpe kann auch ihre Art einen Einfluß auf die jeweilig erreichbare Luftleere haben. Nimmt man z. B. eine Kolbenluftpumpe von 100 m³ stündlichem Hubvolumen an, die aber einen erheblich kleineren schädlichen Raum hat, dann sind von dieser Pumpe erheblich größere volumetrische Wirkungsgrade und demzufolge Fördermengen zu erwarten, siehe die Schaulinie für Pumpe II der Abb. 84. Außerdem ist angenommen, daß der niedrigste erreichbare Druck von 0,03 auf 0,01 at abs. sinkt. Zur Verzeichnung der Schaulinie

über das 100fache der Dampfmenge hinaus noch einen gewissen Nutzen hat. Dies bestätigt den oben ausgesprochenen Grundsatz, daß zur Erzielung hoher Luftleeren Leistungsfähigkeit der Kühlwasserpumpe und der Luftpumpe Hand in Hand gehen müssen. Der größeren Fördermenge der Luftpumpe II entspricht natürlich auch ein größerer Arbeitsbedarf als bei Pumpe I.

Für den Fall, daß man es statt mit einer Kolbenluftpumpe mit einer DampfstrahlLuftpumpe zu tun hat, sei z. B. für eine DampfstrahlLuftpumpe Bauart Hoefler in Abb. 84 die durch Versuch gefundene Abhängigkeit des Förderolumens vom absoluten Luftdruck gegeben. Der Dampfverbrauch der Strahlpumpe ist schätzungsweise derselbe wie derjenige der Kolbenluftpumpe II. Die DampfstrahlLuftpumpe hat die Eigentümlichkeit, daß ihr Förderolumen bei steigendem Druck des abgesaugten Mittels rasch bis zu einem Höchstwert ansteigt, der für Spannungen von rd. 0,04 bis 0,15 at abs. praktisch unveränderlich ist, um dann wieder langsam abzufallen. Bei niedrigen Spannungen übersteigt die Fördermenge der Strahlpumpe diejenige der Kolbenpumpe wesentlich und erreicht für 0,04 at abs. sogar die doppelte Menge der Kolbenpumpe. Bei Spannungen über rd. 0,25 at abs., die fast nur während des Anfahrens in Frage kommen, sinkt das Förderolumen des Strahlsaugers unter dasjenige der Kolbenpumpe. Die mit dem Strahlsauger erreichbaren Kondensatorsspannungen sind für eine Kühlwassermenge von 200 000 kg/h ($\frac{Q}{D} = \text{rd. } 50\text{fach}$, mittleren Verhältnissen entsprechend), und zwar einmal bei Abkühlung des Kondensates bis auf Lufttemperatur, und zweitens bei Nichtunterkühlung desselben in Abb. 90 zum Vergleich mit Kolbenluftpumpe II angegeben.

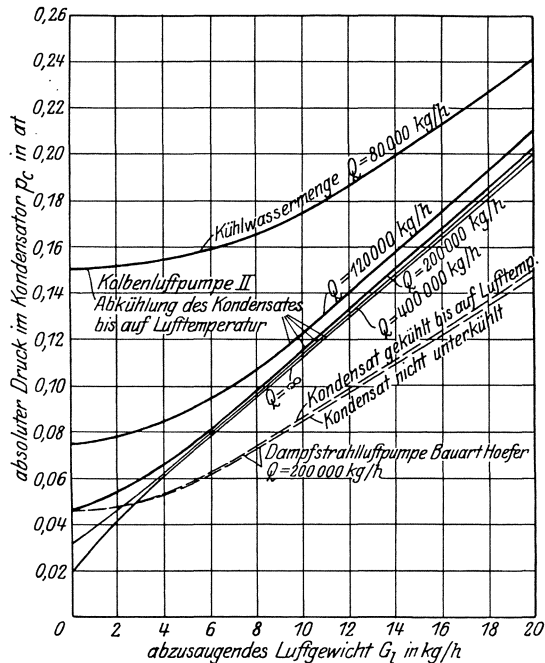


Abb. 90. Einfluß der Luftpumpenart und der Luftmenge auf die Kondensatorsspannung.
 Kühlfläche des Kondensators $F = 100 \text{ m}^2$,
 Kühlwassereintrittstemperatur $t_c = 15^\circ \text{ C}$,
 volle Belastung der Hauptturbine.

Diese beiden Schaulinien — mit und ohne Unterkühlung — weichen nur sehr wenig voneinander ab, liegen dagegen erheblich unter der entsprechenden Schaulinie für die Kolbenluftpumpe. In Wirklichkeit wird der Unterschied noch größer sein, als sich aus Abb. 90 ergibt, da sich aus den Versuchen des Verf. (131) ergibt, daß die Fördermenge des Strahlsaugers auch von der Art des geförderten Mittels abhängt, und zwar ist bei gleichem Druck die Fördermenge größer, wenn ein Dampf-Luftgemisch — wie beim Kondensator —, als wenn reine Luft abgesaugt wird. Nun bezieht sich die Fördermenge in Abb. 84 auf reine

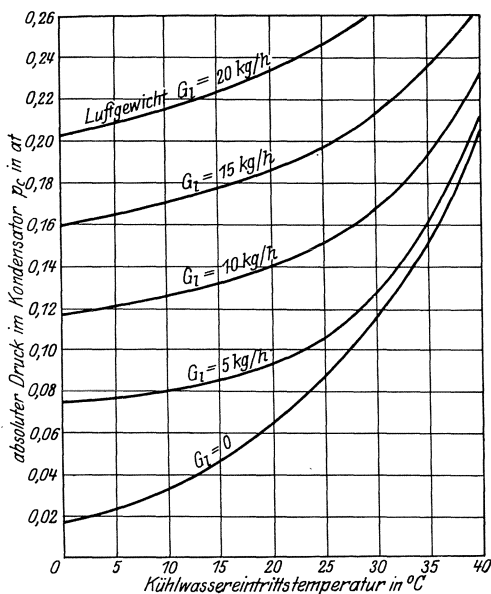


Abb. 91. Einfluß der Kühlwassereintrittstemperatur und der Luftmenge auf die Kondensatorspannung.

Kühlfläche des Kondensators $F = 100 \text{ m}^2$,
Kühlwassermenge $Q = 200\,000 \text{ kg/h}$.

volle Belastung der Hauptturbine,
Absaugung der Luft durch Kolbenluftpumpe I,
Abkühlung des Kondensates bis auf Lufttemperatur.

60. Einfluß der Kühlwassertemperatur bei verschiedenen Luftmengen.

Um den Einfluß der Kühlwassertemperatur zu zeigen, sei derselbe Kondensator wie bisher, Vollast der Turbine, eine mittlere Kühlwassermenge von $Q = 200\,000 \text{ kg/h}$ ($\frac{Q}{D} = \text{rd. } 50$) und Absaugung der Luft durch Luftpumpe I angenommen. Neben der Kühlwassereintrittstemperatur ist auch das Luftgewicht veränderlich gedacht, um den Einfluß dieser beiden Größen im Zusammenhang zu zeigen. In Abb. 91 sind die Kondensatorspannungen über den Kühlwassereintrittstempera-

Luft, so daß beim Absaugen der dampfhaltigen Luft größere Fördermengen und damit niedrigere Kondensatorspannungen zu erwarten sind. Durch die Verwendung der Dampfstrahlluftpumpe kann daher die Forderung möglichst reichlicher Luftpumpeleistung in einfachster und wirtschaftlichster Weise erfüllt werden, und es kann bei gleichem Dampfverbrauch der Luftpumpe entsprechend der höheren Luftleere eine nicht unerhebliche Dampfersparnis bei der Hauptturbine erzielt werden. Zu beachten ist namentlich, daß sich beim Strahlsauger zwischen 0 und 4 kg stündlicher Luftmenge, den praktisch in Frage kommenden Grenzen, die Kondensatorspannung nur wenig ändert und im Mittel rd. 0,01 at, entsprechend 1 vH Luftleere, unter derjenigen für die Kolbenluftpumpe bleibt (vgl. hierzu auch 157).

turen für Luftgewichte von 0, 5, 10, 15 und 20 kg/h aufgetragen. Die Schaulinien lassen erkennen, daß der Einfluß der Kühlwassertemperatur auf die Luftleere namentlich bei tiefen Temperaturen um so größer ist, je kleiner das abzusaugende Luftgewicht ist. Da nun das Luftgewicht nur im Verhältnis zur Luftpumpe als klein oder groß bezeichnet werden kann — ein großes Luftgewicht kann durch eine große Luftpumpe ausgeglichen werden —, so folgt hieraus, daß die Vorteile niedriger Kühlwassertemperatur um so besser ausgenutzt werden können, je reichlicher die Luftpumpe und, wie sich oben gezeigt hatte, je reichlicher auch die Kühlwasserpumpe bemessen ist. Andererseits ergibt sich aus Abb. 91, daß bei höheren Kühlwassertemperaturen, z. B. bei rückgekühltem Wasser, eine besonders leistungsfähige Luftpumpe weniger lohnend ist, da hier die Schaulinien für verschiedene Luftgewichte viel dichter beieinander liegen als bei niedrigen Temperaturen. Die oben ausgesprochene Forderung, daß zur Erzielung hoher Luftleeren Luft- und Kühlwasserpumpe leistungsfähig zu machen sind, ist also dahin zu ergänzen, daß dies nur erstrebenswert ist, wenn die Kühlwassertemperatur gleichzeitig niedrig genug ist.

Der Einfluß der Wärmedurchgangszahl Dampf-Wasser ist nicht für sich untersucht worden. An Hand des soeben Besprochenen läßt sich dieser Einfluß jedoch einigermaßen beurteilen, da höhere Wärmedurchgangszahlen bei höheren Kühlwassertemperaturen etwa dieselben Verhältnisse ergeben wie niedrige Durchgangszahlen bei tiefen Temperaturen, und dies um so mehr, je kleiner das Luftgewicht ist, da dann ein um so größerer Teil der Gesamtkühlfläche auf das Niederschlagen des Dampfes entfällt. Hohe Wärmedurchgangszahlen wirken also bei gleicher Kühlfläche in demselben Sinne wie niedrige Kühlwassertemperaturen, und es kommt also zu den bisherigen Voraussetzungen für hohe Luftleere: 1. leistungsfähige Luftpumpe, 2. leistungsfähige Kühlwasserpumpe und 3. niedrige Kühlwassertemperatur als vierte hohe Wärmedurchgangszahl hinzu. Oder anders ausgedrückt: Ist aus irgendeinem Grunde, z. B. durch Verschmutzung der Rohre eines Kondensators, die Wärmeübertragung an das Kühlwasser sehr schlecht, so kann auch durch Steigerung der Luftpumpen- und Kühlwasserpumpenleistung eine erhebliche Verbesserung der Luftleere nicht erreicht werden.

61. Einfluß der Kühlfläche bei verschiedenen Luftmengen. Die Schaulinien $p_c = f(F)$ (s. Abb. 92) lassen sich am leichtesten ableiten, da Gl. (75) unmittelbar die zusammengehörigen Werte liefert. Der Berechnung sind wieder eine Kühlwassermenge von 200 000 kg/h, eine Eintrittstemperatur von 15° C und Luftpumpe I zugrunde gelegt, außerdem Luftgewichte von 0, 5, 10, 15 und 20 kg/h. Diese Schaulinien, die ihrer Entstehung gemäß hyperbelähnlichen Verlauf zeigen, können in erster Linie einen Anhalt dafür bieten, welche Kühlfläche für gegebene Verhältnisse zweckmäßig zu wählen ist. Z. B. ergibt sich für unseren Fall, daß die mit 100 m² angenommene Kühlfläche ohne Schaden etwas kleiner, nämlich zu 90 m², gewählt werden könnte. Hierdurch werden Gewicht und Anschaffungskosten um rd. 10 vH

herabgesetzt, während eine um nur 0,1 bis 0,2 vH schlechtere Luftleere zu erwarten ist. Andererseits gestattet, wie Abs. 62 zeigt, die reichliche Bemessung der Kühlfläche eine erhebliche Überlastung des Kondensators, ohne daß die Luftleere merklich sinkt. Ob eine Verkleinerung der Kühlfläche auch bei anderer Luftpumpe usw. zweckmäßig ist, muß von Fall zu Fall untersucht werden. Die Kühlfläche darf natürlich dann nicht zu knapp gewählt werden, wenn eine Hälfte eines Kondensators oder einer von zwei Kondensatoren soll zu Reinigungszwecken abgeschaltet werden können, ohne daß die Luftleere wesentlich sinkt. In diesem Falle würden 100 m^2 etwa richtig gewählt sein. Kleine

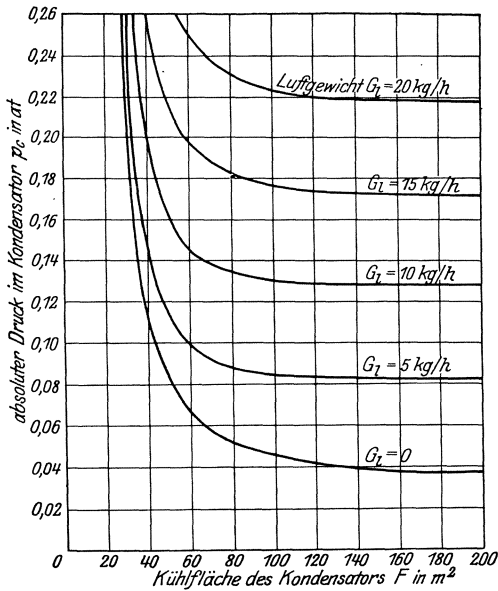


Abb. 92. Einfluß der Kühlfläche und der Luftmenge auf die Kondensatorspannung.

Kühlwassermenge $Q = 200\,000 \text{ kg/h}$,
 Kühlwassereintrittstemperatur $t_e = 15^\circ \text{C}$,
 volle Belastung der Hauptturbine,
 Absaugung der Luft durch Kolbenluftpumpe I,
 Abkühlung des Kondensates bis auf Lufttemperatur.

sationsanlage überhaupt möglich ist, meist nur in beschränktem Maße Nutzen. In bestimmten Fällen ist ein Ausgleich möglich, z. B. kann eine niedrigere Wärmedurchgangszahl, als bei der Berechnung angenommen war, oder eine zu hohe Kühlwassertemperatur in gewissen Grenzen durch Steigerung der Kühlwassermenge ausgeglichen werden. Erweist sich aber z. B. die Kühlfläche eines ausgeführten Kondensators als unzureichend, so ist Abhilfe durch Steigerung der Luftpumpen-

Kühlflächen unter 50 m^2 ergeben sehr rasch ansteigende Werte für die Kondensatorspannung, und hieraus folgt, daß zu den bisher gefundenen Bedingungen für hohe Luftleere als fünfte und wichtigste hinzutritt: ausreichende Kühlfläche. Aus den Untersuchungen folgt, daß zur Erreichung höchster Luftleere, wie sie für Dampfturbinen meist gefordert wird, die folgenden Bedingungen gleichzeitig erfüllt sein müssen:

- leistungsfähige Luftpumpe (im Verhältnis zum Luftgewicht),
- leistungsfähige Kühlwasserpumpe,
- niedrige Kühlwassertemperatur,
- hohe Wärmedurchgangszahl und
- ausreichende Kühlfläche.

Ist eine dieser Bedingungen nicht erfüllt, so hat die Verbesserung der übrigen Bedingungen, soweit dies bei einer bestimmten, fertigen Kondensationsanlage

und der Kühlwasserpumpenleistung nur in sehr beschränktem Maße möglich, da die Wärmedurchgangszahl durch die Steigerung der Kühlwassermenge nicht allzu erheblich erhöht und die Kühlwassertemperatur in der Regel nicht erniedrigt werden kann.

62. Einfluß der Belastung des Kondensators bei verschiedenen Luft- und Kühlwassermengen. Die Untersuchung über den Einfluß der Belastung des Kondensators auf die Kondensatorspannung gibt darüber

Aufschluß, wie sich der Kondensator bei wechselnder Belastung der Hauptmaschine verhält. Es sei wieder die Kühlwassertemperatur zu 15°C und Luftpumpe I angenommen. Die Kondensatorspannungen sind in Abb. 93 über der dem Kondensator zugeführten Wärmemenge aufgetragen, und zwar für Luftgewichte von 0, 10 und 20 kg/h und für jedes Luftgewicht für Kühlwassermengen von 80 000, 120 000, 200 000, 400 000 und ∞ kg/h. Als Abszissen sind außer den kcal/h auch die im Kondensator niederzuschlagenden Dampfmengen in kg/h angegeben, jedoch können diese Werte nur einen ungefähren Anhalt bieten, da der Wärmeinhalt des in den Kondensator tretenden Dampfes und die Kondensatortemperatur je nach der Kondensatorspannung verschieden sind. Außer der bei den bisherigen Untersuchungen als normal angenommenen Dampfmenge von 4000 kg/h ist auch eine vertikale für 50 vH Überlastung, einer Dampfmenge von 6000 kg/h entsprechend, eingetragen. Der Kondensator kann natürlich eine um so größere Überlastung vertragen, je größer die Kühlwassermenge ist, andererseits kann die Überlastung bei ein- und derselben Kühlwassermenge um so größer sein, je größer die Luftmenge (im Verhältnis zur Luftpumpe) ist. Selbstverständlich sind trotzdem zu große Luftmengen schädlich, da sie ja schlechtere Luftleere und damit höheren Dampf-

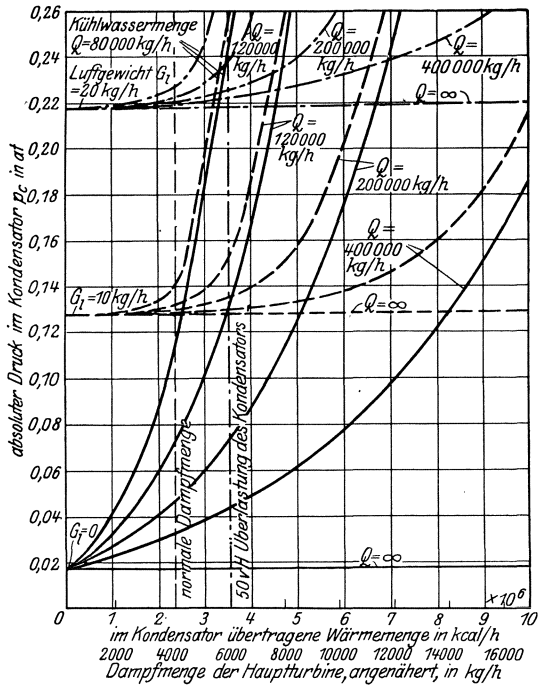


Abb. 93. Einfluß der Belastung und der Luftmenge auf die Kondensatorspannung.

Kühlfläche des Kondensators $F = 100\text{ m}^2$,
 Kühlwassereintrittstemperatur $t_e = 15^{\circ}\text{C}$,
 Absaugung der Luft durch Kolbenluftpumpe I,
 Abkühlung des Kondensates bis auf Lufttemperatur.

... sind. Außer der bei den bisherigen Untersuchungen als normal angenommenen Dampfmenge von 4000 kg/h ist auch eine vertikale für 50 vH Überlastung, einer Dampfmenge von 6000 kg/h entsprechend, eingetragen. Der Kondensator kann natürlich eine um so größere Überlastung vertragen, je größer die Kühlwassermenge ist, andererseits kann die Überlastung bei ein- und derselben Kühlwassermenge um so größer sein, je größer die Luftmenge (im Verhältnis zur Luftpumpe) ist. Selbstverständlich sind trotzdem zu große Luftmengen schädlich, da sie ja schlechtere Luftleere und damit höheren Dampf-

verbrauch der Hauptmaschine bewirken. Auch bei kleineren Belastungen als der normalen wird die Luftleere bei Luftgewicht 0 je nach der Kühlwassermenge bis zu 10 vH besser, bei 10 und 20 kg stündlichem Luftgewicht dagegen nur um rd. 1 vH. Dies zeigt, wie wichtig die Aufstellung leistungsfähiger Luftpumpen ist, damit die Hauptmaschine auch bei kleineren Belastungsgraden möglichst wirtschaftlich arbeitet.

63. Einfluß der Belastung der Kühlfläche auf die Wärmedurchgangszahl. Versuche von Weighton. Diese Versuche werden erst an dieser Stelle besprochen, weil bei ihnen die Luft, deren Einfluß in den vorhergehenden Abschnitten behandelt worden ist, eine ausschlaggebende Rolle spielt.

Die Mehrzahl der Forscher haben zur Bestimmung der Wärmedurchgangszahl Versuchsreihen bei gleichbleibender Dampftemperatur ausgeführt. Abweichend hiervon hat Weighton Versuche bei verschiedener, aber bei jeder Versuchsreihe gleichbleibender Wassergeschwindigkeit und zunehmender Belastung des Kondensators, d. h. der auf 1 m^2 Kühlfläche übertragenen Wärmemenge, vorgenommen¹¹³). Hieraus ergeben sich gleichzeitig umgekehrt Versuchsreihen bei gleichbleibender Belastung und steigender Wassergeschwindigkeit. Für die Versuche wurden zwei verschiedene Kondensatoren von 9,29 bzw. $5,76 \text{ m}^2$ Kühlfläche benutzt. Der kleinere Kondensator unterschied sich von dem größeren nur durch die Länge der Kühlrohre, die im Verhältnis von 5,76 zu 9,29 kürzer waren. Das Wasser wurde mit dreifacher Umkehr, also vierfachem Durchgang, durch den Kondensator geschickt. Der Dampf durchströmte nacheinander drei durch Zwischenwände gebildete Kammern. Kondensat und Luft wurden teils gemeinsam durch eine Naßluftpumpe, teils getrennt durch eine Trockenluftpumpe mit Wassereinspritzung und eine Kondensatpumpe abgesaugt. Die Versuche mit der Trockenluftpumpe lassen jede Gesetzmäßigkeit vermissen, so daß eine Besprechung dieser Versuchsergebnisse keinen Wert hat. Sie zeigen höchstens, mit welcher Sorgfalt solche Versuche ausgeführt werden müssen, wenn die Ergebnisse einwandfrei sein sollen. Für die Versuche mit der Naßluftpumpe sind in Abb. 94 für beide Kondensatoren die Wärmedurchgangszahlen in Abhängigkeit von der übertragenen Wärmemenge für die verschiedenen Wassergeschwindigkeiten aufgetragen. Der Verlauf der Kurven mußte ziemlich willkürlich geschätzt werden, da, wie ersichtlich, die Versuchswerte auch hier wenig Gesetzmäßigkeit zeigen. Die Unregelmäßigkeiten sind wahrscheinlich auf verschiedene Luftmengen oder auf verschiedene Gangart der Pumpe zurückzuführen, denn bei Durchsicht der Versuchswerte findet sich, daß der Unterschied zwischen der Dampftemperatur und der Temperatur des Kondensates sehr verschieden, und zwar unregelmäßig, ist.

Aus Abb. 94 ergibt sich zunächst, daß beim kleineren Kondensator die Durchgangszahlen bedeutend kleiner sind. Dies ist auf das Vorhandensein der Luft zurückzuführen. Nimmt man an, daß die Luftmenge bei beiden Kondensatoren die gleiche gewesen ist, so ist für ihre Abkühlung unter sonst gleichen Verhältnissen in beiden Fällen

die gleiche Kühlfläche verbraucht worden, beim kleinen Kondensator also ein verhältnismäßig viel größerer Anteil. Da nun die Wärmedurchgangszahl Luft-Wasser außerordentlich viel kleiner als diejenige Dampf-Wasser ist und die berechneten Werte Mittelwerte für die ganze Fläche sind, so müssen sich diese Werte für den kleineren Kondensator

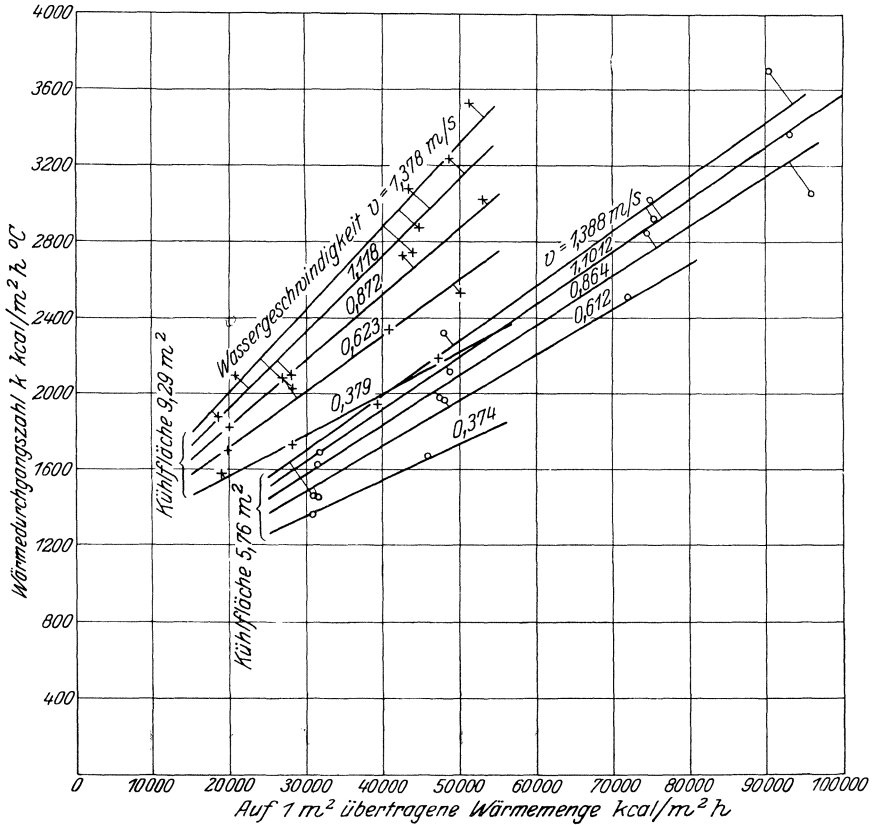


Abb. 94. Versuche von Weighton. Wärmedurchgangszahlen bei wechselnder Belastung der Kondensatoren.

niedriger ergeben. Wie groß der für die Luftkühlung erforderliche Anteil der Fläche ist, ist weiter unten besprochen.

Es wäre nun irrig zu glauben, daß man die für gleiche Belastung der Gesamtkühlfläche bei beiden Kondensatoren gewonnenen Werte von k miteinander vergleichen und daraus Schlußfolgerungen ziehen könne. Weil nämlich beim kleineren Kondensator ein größerer Teil der Fläche zur Luftkühlung verbraucht wird, ist tatsächlich an der übrigbleibenden, zum Niederschlagen des Dampfes dienenden Fläche die auf 1 m² übertragene Wärmemenge erheblich größer als bei dem größeren Kondensator gewesen. An einem Beispiel sei dies näher ausgeführt. Bei zwei Parallelversuchen mit praktisch gleicher Kühl-

wassermenge und -temperatur betrug die Belastung beim großen Kondensator 48 700 kcal/m² h auf die ganze Fläche bezogen, beim kleinen 48 800 kcal/m² h. Bei $F = 5,76$ m² lag die Kondensattemperatur 6,65° C unter der Dampftemperatur, bei 9,29 m² dagegen nur 1,13° C. Hieraus folgt, daß beim kleinen Kondensator zur Luftkühlung wahrscheinlich mehr Fläche nötig war. Nehmen wir sogar nur an, daß die Luftkühlfläche in beiden Fällen gleich, etwa 2 m², war, so erhält man für die Dampf niederschlagende Fläche des großen Kondensators eine Belastung von 62 100 kcal/m², für den anderen dagegen 74 800 kcal/m², also wesentlich mehr.

Auch wenn es möglich gewesen wäre, die Versuche bei vollständiger Abwesenheit von Luft durchzuführen, könnten die Ergebnisse der beiden Kondensatoren nicht miteinander verglichen werden, bzw. man dürfte

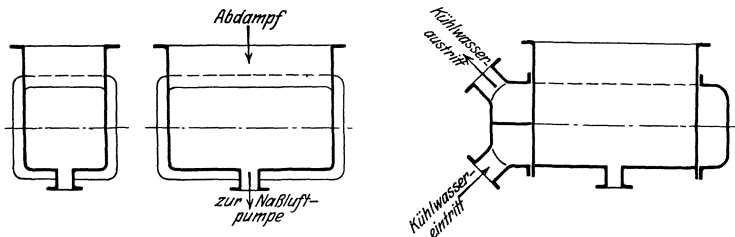


Abb. 95 bis 97. Vergleichskondensatoren verschiedener Kühlfläche.

nicht in beiden Fällen gleiche Werte von k erwarten. Denn bei gleicher Wärmemenge für 1 m² Kühlfläche ergibt sich für den größeren Kondensator insgesamt eine größere übertragene Wärmemenge, und da bei beiden Kondensatoren die Kühlwassermenge die gleiche war, so folgt für den größeren Kondensator bei gleicher Kühlwassereintrittstemperatur notwendig eine höhere Austrittstemperatur. Diese bedingt nun wieder eine höhere Dampftemperatur, so daß also die Versuchsbedingungen für beide Kondensatoren durchaus verschieden sind. Da die Übergangszahl Dampf-Wand einerseits von der Dampftemperatur, die Übergangszahl Wand-Wasser andererseits von der Wassertemperatur abhängt, so müssen sich bei der Versuchsanordnung verschiedene Werte von k für den großen und den kleinen Kondensator ergeben.

Gleiche Versuchsbedingungen für Kondensatoren verschiedener Größe lassen sich nur verwirklichen, wenn man bei gleicher Rohrlänge gemäß Abb. 95 bis 97 viereckige Kondensatoren von verschiedener Breite wählt. Es ergeben sich dann für gleiche Wassergeschwindigkeit, gleiche Kühlwassereintrittstemperatur und gleiche Wärmemenge für 1 m² Kühlfläche auch gleiche Austrittstemperaturen und somit — abgesehen von der Luft — vollkommen gleiche Versuchsbedingungen. Die viereckige Form des Kondensators ist zweckmäßig, um für die untereinanderliegenden Rohrreihen gleiche Verhältnisse zu schaffen. Für gleichmäßige Verteilung des Wassers muß gesorgt werden. Setzt man dann für diese Vergleichskondensatoren voraus, daß Luft hauptsächlich durch Undichtigkeiten eindringt, daß sie also stets etwa gleich groß ist und

die gleiche Fläche zu ihrer Abkühlung verbraucht, so läßt sich die Größe dieses Anteils der Gesamtfläche folgendermaßen ermitteln. Es sei:

- F die Gesamtkühlfläche des großen Kondensators,
- F_1 der Anteil von F zum Niederschlagen des Dampfes,
- F_2 der Anteil zum Kühlen der Luft bei beiden Kondensatoren,
- F' die Gesamtkühlfläche des kleinen Kondensators,
- F'_1 der Anteil zum Niederschlagen des Dampfes beim kleinen Kondensator und

k bzw. k' die aus den Versuchen ermittelten Wärmedurchgangszahlen.

Die Flächen zum Kühlen des Kondensates sind vernachlässigt, um die Rechnung nicht unnötig zu verwickeln. Da fast die ganze Wärmemenge nicht an F bzw. F' , sondern an F_1 bzw. F'_1 übertragen wird, so ist die für F_1 geltende Durchgangszahl im Verhältnis der Flächen größer

$$k_1 = k \frac{F}{F_1}$$

und ebenso

$$k'_1 = k' \frac{F'}{F'_1}.$$

Da das Niederschlagen des Dampfes bei beiden Kondensatoren unter den gleichen Verhältnissen erfolgt, so ist

$$k_1 = k'_1,$$

also auch

$$k \frac{F}{F_1} = k' \frac{F'}{F'_1}. \quad (81)$$

Gemäß Voraussetzung ist ferner die Luftkühlfläche in beiden Fällen gleich groß, daher

$$F_2 = F - F_1 = F' - F'_1. \quad (82)$$

F'_1 aus Gl. (82) in Gl. (81) eingesetzt ergibt

$$k \frac{F}{F_1} = k_1 \frac{F'}{F_1 + F' - F'}.$$

Hieraus folgt

$$F_1 = \frac{k(F - F')}{k - k' \frac{F'}{F}} \quad (83)$$

sowie

$$F_2 = F - F_1 = \frac{F F' (k - k')}{k F - k' F'}. \quad (84)$$

Auch bei dieser Ermittlung besteht noch eine Unsicherheit, weil der Dampf stets Luft mit sich führt und die Luftmenge und damit auch die Luftkühlfläche beim größeren Kondensator immer etwas größer sein wird. Für die Versuche von Weighton können die Gl. (83) und (84) natürlich nur Näherungswerte liefern, die aber wegen ihrer Größenordnung lehrreich sind. In Zahlentafel 13 sind F_1 und F_2 für 30 000, 40 000 und 50 000 kcal/m² und h berechnet. Die Werte von k und k' sind aus Abb. 94 entnommen. Schätzungsweise ergibt sich hier-

Zahlentafel 13.

Versuche von Weighton. Anteile der dampfniederschlagenden und der luftkühlenden Fläche an der Gesamtfläche.

Kühlflächenbelastung kcal/m ² , h	Mittlere Kühlwasser- geschwindigkeit m/s	Wärmedurch- gangszahl k bei $F = 9,29 \text{ m}^2$ Kühlfläche kcal/m ² , h, °C	Wärmedurch- gangszahl k' bei $F' = 5,76 \text{ m}^2$ Kühlfläche kcal/m ² , h, °C	Dampfnieder- schlagende Fläche des großen Kon- densators F_1 m ²	Luftkühlende Fläche bei beiden Konden- satoren $F_2 = F'_2$ m ²	Dampfnieder- schlagende Fläche des kleinen Kon- densators F'_1 m ²
30 000	0,376	1785	1350	6,66		
	0,618	2010	1490	6,53		
	0,868	2175	1575	6,42		
	1,11	2330	1645	6,28		
	1,383	2445	1705	6,22		
			Mittelwert	6,42	2,87	2,89
40 000	0,376	2000	1540	6,76		
	0,618	2300	1720	6,58		
	0,868	2520	1830	6,42		
	1,11	2730	1920	6,27		
	1,383	2880	1985	6,17		
			Mittelwert	6,44	2,85	2,91
50 000	0,376	2215	1730	6,84		
	0,618	2600	1965	6,64		
	0,868	2875	2095	6,44		
	1,11	3130	2195	6,25		
	1,383	3315	2280	6,15		
			Mittelwert	6,46	2,83	2,93

aus, daß beim größeren Kondensator rund 30 vH, beim kleineren sogar rund die Hälfte der ganzen Kühlfläche zur Abkühlung der Luft verbraucht wird!

Abb. 94 zeigt ferner ein Ansteigen von k mit der Belastung des Kondensators. Es bleibt aber zu untersuchen, inwieweit diese Zunahme von k durch die Zunahme der Belastung oder etwa durch andere Einflüsse verursacht ist. Der besseren Übersichtlichkeit halber ist für den größeren Kondensator zunächst aus Abb. 94 Abb. 98 entwickelt worden, welche die Kurven $k = f(v)$ für gleiche Wärmemengen darstellt. Gleichzeitig sind auch mit Hilfe der Versuchswerte die Dampftemperaturen aufgetragen, und man erkennt, daß die Dampftemperatur um so höher war, je mehr Wärme auf 1 m² übertragen wurde. Nun wird nach 49 die Übergangszahl Dampf-Wandung von der Dampftemperatur stark beeinflußt. Für einen bestimmten Fall, z. B. für die Wassergeschwindigkeit 1 m/s, seien die Verhältnisse näher untersucht. Bei Zunahme der Belastung von 20 000 auf 50 000 kcal nimmt k von 1880 auf 3000, d. h. um rd. 60 vH zu, Abb. 99. Aus Abb. 98 ist ferner die Zunahme der Dampftemperatur entnommen. Die Kühlwasser-eintrittstemperatur ist bekannt und die Austrittstemperatur läßt sich

aus der gesamten übertragenen Wärmemenge berechnen. Zur Beurteilung des Temperaturunterschiedes Dampf-Wasser genügt hier die mittlere Wassertemperatur $\frac{t_e + t_a}{2}$. Von dem gesamten Temperaturunterschied von $15,5^\circ\text{C}$ bei $20\,000\text{ kcal}$ entfallen auf Dampf-Wandung schätzungsweise 3 bis $3,5^\circ\text{C}$, bei $50\,000\text{ kcal}$ etwa $4,5$ bis 6°C . Gl. (47) in Verbindung mit Abb. 70 läßt erkennen, daß verschiedene Dampftemperaturen bestimmte Temperaturunterschiede Dampf-Wandung zugeordnet sind, für welche sich die Werte der Übergangszahl α_D nicht ändern. Für $t_a = 100^\circ\text{C}$ und $d_a = 20\text{ mm}$ erhält man

für Temperaturunterschiede von

10	20	30 °C
----	----	-------

folgende Werte für α_D

13 710	11 230	9 860
--------	--------	-------

Die zu anderen Werten von t_a gehörigen Temperaturunterschiede lassen sich nur durch Probieren finden. Das Ergebnis zeigt Abb. 100. Wäre der Temperaturunterschied Dampf-Wandung bei $20\,000$ bzw. $50\,000\text{ kcal/m}^2$ sehr verschieden, nämlich 3 bzw. 5°C , so ließe Abb. 100 mit den Dampftemperaturen aus Abb. 98 erkennen, daß α_D überhaupt nicht verschieden wäre. Bei $3,5$ bzw. $4,5^\circ\text{C}$ Temperaturunterschied

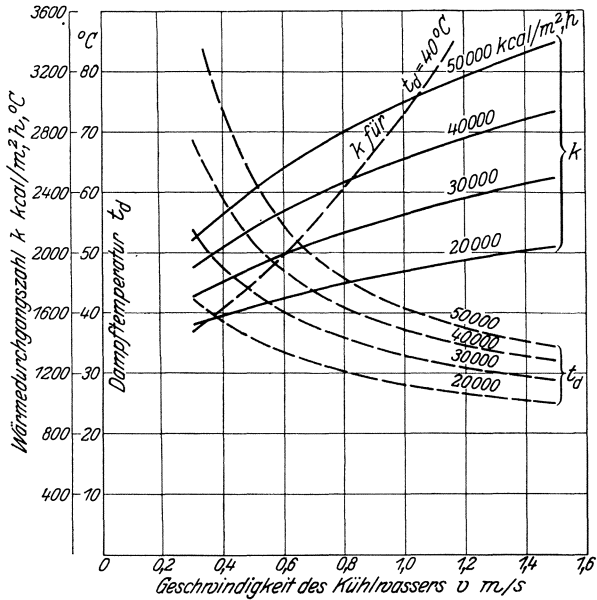


Abb. 98. Versuche von Weighton. Wärmedurchgangszahlen und Dampf Temperatur. Kühlfläche $F = 9,29\text{ m}^2$.

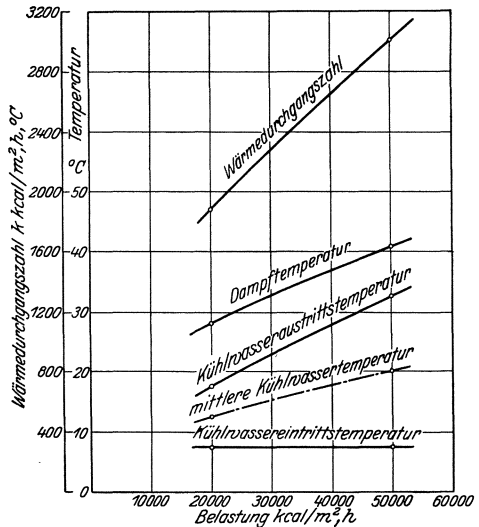


Abb. 99. Versuche von Weighton. Temperaturverhältnisse bei steigender Belastung und bei $F = 9,29\text{ m}^2$ und $v = 1\text{ m/s}$.

ergibt sich die in Abb. 100 eingezeichnete Zunahme von 11 200 auf 11 800, also nur um etwa 6 vH. Nun ist weiter zu berücksichtigen, daß auch die Wärmeübergangszahl Wandung-Wasser nach Gl. (48) mit der Temperatur der Wand auf der Wasserseite steigt. Die Zunahme ergibt sich in diesem Falle bei Steigerung der Wärmemenge von 20 000 auf 50 000 kcal zu etwa 9 vH. Die Zunahme von k nach Abb. 99 ist nun aber weit bedeutender als die von α_D nach Gl. (47) einerseits und die von α_W andererseits und läßt sich allein durch deren Steigerung infolge der höheren Dampftemperatur nicht erklären. Diese beträchtliche Zunahme von k kann nur durch die Zunahme der auf

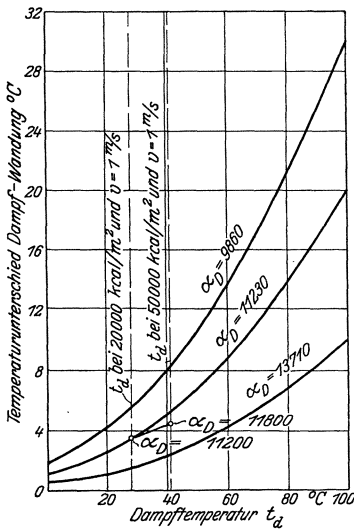


Abb. 100. Kurven nach Gl. (47).

1 m² übertragenen Wärmemenge erklärt werden, oder was dasselbe bedeutet, durch die Zunahme der Wärmeübergangszahl Dampf-Wandung. Dies steht grundsätzlich in Übereinstimmung mit den Ermittlungen von Nusselt (49), der rechnerisch nachweist, daß die Dampfgeschwindigkeit einen um so höheren Einfluß auf α_D hat, je höher der Druck ist. Da nun bei den Versuchen von Weighton mit der Steigerung der Wärmemenge eine Zunahme des Dampfdruckes Hand in Hand geht, so bewirkt die Zunahme der Dampfgeschwindigkeit zusammen mit der Zunahme des Dampfdruckes die beobachtete Steigerung von k . Ob diese Zunahme jedoch quantitativ richtig ist, erscheint zweifelhaft. Nusselt betrachtet eine senkrechte Wand, bei welcher der Dampf nach unten strömt und so ein schnelleres Abfließen des sich bildenden Kondensates bewirkt, während bei den Versuchen von Weighton die Verhältnisse hierfür ungünstiger liegen. Bestimmt man ferner aus den Kurven von Abb. 98 eine Schaulinie, welche die Zunahme von k mit der Wassergeschwindigkeit aber bei gleichbleibender Dampftemperatur von z. B. 40° C darstellt, so erhält man eine Linie, die nach der Abszissenachse zu konvex ist. Im Gegensatz hierzu haben alle anderen Forscher — mit Ausnahme der wenig zuverlässigen Versuche von Nichol an einem wagerechten Rohr — eine konkave Form dieser Kurve gefunden (vgl. Abb. 74), d. h. eine mit steigender Wassergeschwindigkeit immer geringere Zunahme von k . Abb. 98 läßt aber erkennen, daß bei konkavem Verlauf der Kurve $k = f(v)$ die Zunahme von k nur etwa halb so groß sein würde.

Einwandfrei ließe sich durch Versuche der Einfluß der Belastung des Kondensators auf k (d. h. auf α_D) nur dann feststellen, wenn man gemäß Abb. 101 mit veränderlicher Kühlwassereintrittstemperatur arbeiten und gleichzeitig den Temperaturanstieg in den Rohren messen

würde. Bei einem ersten Versuch mögen sich die Kühlwassertemperaturen t_e und t_a sowie die Dampftemperatur t_d ergeben haben. Die Eintrittstemperatur werde nun auf t'_e erniedrigt und bei gleichbleibender Kühlwassergeschwindigkeit so viel Dampf zugeführt, daß sich wieder die gleiche Dampftemperatur einstellt. Würde sich nun z. B., wie in der Abbildung angedeutet, eine so hohe Ablauftemperatur t'_a ergeben, daß der mittlere Temperaturunterschied Dampf-Wasser bei beiden Versuchen der gleiche war, so hat eine erhebliche Zunahme der übertragenen Wärmemenge und damit von k stattgefunden, die nur durch die Steigerung der Belastung bewirkt sein kann, da alles andere gleichgeblieben ist. Der andere Grenzfall würde der sein, daß t''_a unter t_a bleibt, und daß die übertragene Wärmemenge nur um so viel zunimmt, wie dem größergewordenen mittleren Temperaturunterschied (unter Berücksichtigung des Temperaturexponenten) entspricht. In diesem Falle würde die auf 1 m^2 übertragene Wärmemenge gar keinen Einfluß auf die Wärmedurchgangszahl haben. Wahrscheinlich wird sich eine dazwischenliegende Wassertemperatur t'''_a einstellen, aus der eine Zunahme von k folgt, die zum Teil in der gestiegenen Belastung begründet ist. Da die Zunahme des Temperaturunterschieds und die Temperaturen selbst durch den Versuch festliegen, so kann der Einfluß der Kondensatorbelastung auf die Wärmedurchgangszahl ermittelt werden.

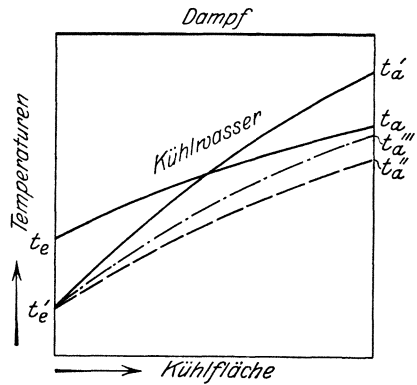


Abb. 101. Bestimmung des Einflusses der Belastung.

Planmäßige Versuche für verschiedene Dampf- und Kühlwassertemperaturen sowie für verschiedene Wassergeschwindigkeiten würden hier die nötige Klarheit schaffen. Es wäre dabei darauf zu achten, daß die in den Kondensator eindringende Luftmenge so klein wie irgend möglich gehalten wird, daß der Kessel mit vollkommen luftfreiem Speisewasser mit einer Vorrichtung gespeist wird, die das Ansaugen von Luft vollkommen ausschließt, und daß endlich eine Luftpumpe von möglichst gleichmäßiger Wirkung, am besten eine Dampf- oder Wasserstrahl Luftpumpe verwendet wird, um so eine Beeinträchtigung der Ergebnisse durch das Vorhandensein von Luft so gering wie möglich zu machen.

Da bei den im Betriebe befindlichen Anlagen die Kühlwassertemperaturen im Winter erheblich niedriger als im Sommer zu sein pflegen, so könnten unter Umständen auch planmäßige Messungen an solchen Anlagen wertvolle Aufschlüsse geben.

Brown, Boveri & Co.³⁾ haben aus Versuchen die in Abb. 102 dargestellte Abhängigkeit der Wärmeübertragung von der Belastung des Kondensators gefunden. Hierdurch ist aber nicht bewiesen, daß die Zunahme des Wärmeübergangs von der Zunahme der kcal/m^2

dampfniederschlagender Fläche herrührt, da bei sinkender Belastung ein ständig steigender Anteil der Gesamtkühlfläche zur Abkühlung der Luft dient. Abb. 102 gestattet nicht, den Einfluß der Luftkühlung vom Einfluß der Belastungsabnahme zu trennen, gibt aber ein Bild der gemeinsamen Einwirkung beider Faktoren. Nach Ansicht des Verf. müßte die Kurve bei 100 vH steiler verlaufen, da bei Überlastung des Kondensators eine nicht unerhebliche Zunahme der auf 1 m² übertragenen Wärmemenge einzutreten pflegt (vgl. 84).

64. Gemeinsame und getrennte Absaugung von Kondensat und Luft.

Kondensat und Luft können gemeinsam durch eine Naßluftpumpe oder getrennt aus dem Kondensator abgesaugt werden.

Bei Kolbenmaschinen wird fast stets gemeinsame Absaugung ausgeführt, bei Dampfturbinen beides, getrennte Absaugung jedoch häufiger. Gemeinsame Absaugung hat im allgemeinen den Vorzug größerer Einfachheit und Billigkeit, da nur eine Pumpe erforder-

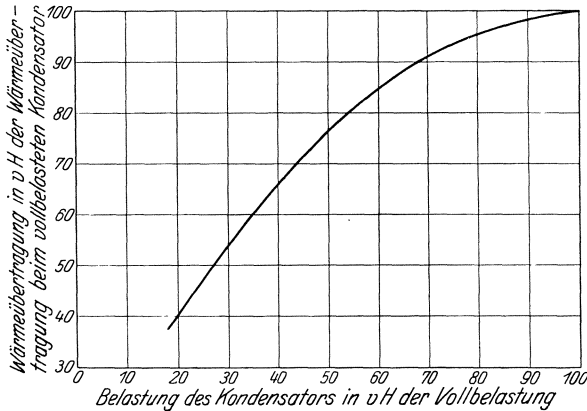


Abb. 102. Einfluß der Belastung des Kondensators auf die Wärmeübertragung nach Brown, Boveri & Co.

lich ist, getrennte Absaugung kann den Vorteil höherer Kondensatortemperatur (wenn das Kondensat nicht entölt zu werden braucht), niedrigerer Lufttemperatur und damit geringerer Luftpumpenabmessungen und geringeren Arbeitsbedarfs für die Luftförderung mit sich bringen. Auch hat man größere Freiheit in der Wahl der Pumpen und ihrer Anordnung, und es kann das Kondensat für sich auf größere Höhen gefördert werden.

Nach O. H. Mueller³³⁾ ist es bei liegenden Oberflächenkondensatoren zwecklos, die Luft getrennt vom Kondensat abzusaugen, da die Luft in der Regel schwerer als der Dampf sei und daher zweck-

Zahlentafel 14.

Spezifische Gewichte von Dampf und Luft bei 0,1 at abs. im Kondensator.

Temperatur ° C	Teildruck des Dampfes at abs.	Teildruck der Luft at abs.	Spezifisches Gewicht des Dampfes kg/m ³	Spezifisches Gewicht der Luft kg/m ³
25	0,031	0,069	0,0225	0,0828
30	0,0414	0,0586	0,0298	0,0673
35	0,055	0,045	0,0389	0,0517
40	0,072	0,028	0,0504	0,0316
45	0,094	0,006	0,0647	0,0066

mäßig unten abgezogen werde. Zum Beweise gibt er Zahlentafel 14, die für eine Luftleere von rd. 90 vH aufgestellt ist, und zeigt, daß für Temperaturen an der Luftabsaugestelle bis zu 35° C, die nach Mueller die Regel bilden, das spezifische Gewicht der Luft in der Tat größer ist. Trotzdem kann man Muellers Ansicht nicht beipflichten, solange es gelingt, die Luft kälter als das Kondensat abzusaugen, da dann entweder eine kleinere Luftpumpe gewählt werden kann oder eine bessere Luftleere erreicht wird.

Nach Versuchen von Berling⁹⁾ ist es bei einem Kondensator, bei dem eine Luftkühlkammer gemäß Abb. 103 vorgesehen ist, möglich, mit Kühlwasser von 24° die Luft auf 28° abzukühlen, während das Kondensat 60° C warm bleibt.

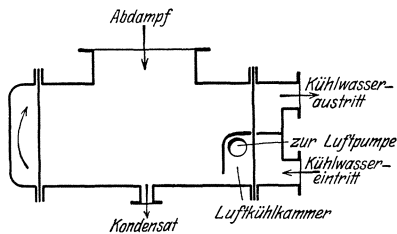


Abb. 103. Oberflächenkondensator mit Luftkühlkammer nach Berling.

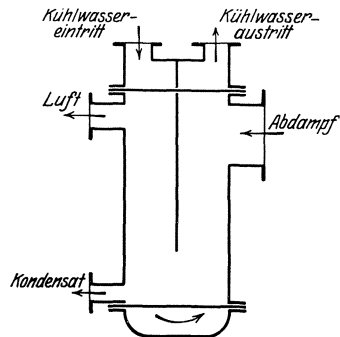


Abb. 104. Stehender Oberflächenkondensator mit getrennter Kondensat- und Luftabsaugung.

Auch wenn die Luft schwerer als Dampf ist, wird sie ohne weiteres zu einer höherliegenden Absaugestelle hinströmen, da ihr kein anderer Weg bleibt. Außerdem verschiebt sich die Sachlage etwas, wenn man dieselbe Untersuchung für 95 vH Luftleere anstellt, s. Zahlentafel 15. Diese Luftleere bildet aber für Turbinenkondensationen die Regel, und man kann hierbei mit einer Temperatur von 25° C und darüber rechnen. Für diese Temperatur ist aber bereits Dampf schwerer als Luft, so daß der von Mueller angegebene Grund für gemeinsame Absaugung für höhere Luftleeren hinfällig wird. Trotzdem ist hier umgekehrt die getrennte Absaugung zwecklos, wenn das Kondensat auf den gleichen Betrag wie die Luft abgekühlt wird. Die gemeinsame Absaugung wird daher auch bei Kondensationen für hohe Luftleere ebenfalls ausgeführt (vgl. Abb. 127), selbst wenn Kondensat und Luft von getrennten Pumpen gefördert werden.

Zahlentafel 15.

Spezifische Gewichte von Dampf und Luft bei 0,05 at abs. im Kondensator.

Temperatur ° C	Teildruck des Dampfes at abs.	Teildruck der Luft at abs.	Spezifisches Gewicht des Dampfes kg/m ³	Spezifisches Gewicht der Luft kg/m ³
15	0,0174	0,0326	0,01283	0,0386
20	0,0238	0,0262	0,0173	0,0306
25	0,0324	0,0176	0,023	0,0202
30	0,0432	0,0068	0,0304	0,0077

Bei stehenden Kondensatoren ist die Absaugung gemäß Abb. 104 das allein zweckmäßige, weil sonst die linke Hälfte des Kondensators schlecht ausgenutzt werden würde.

Neuere Bestrebungen zielen darauf hin, die Luft gemäß Abb. 105 und 106 in der Mitte des Kondensators abzusaugen. Der Dampf strömt von allen Seiten der Mitte zu und hierdurch sollen tote Räume vollkommen vermieden werden. Da das kalte Kühlwasser natürlich auch in der Mitte zu- und am Umfange wieder abgeführt wird, so ergibt sich gleichzeitig der Vorteil, daß nur ein Teil des Kondensates über die kältesten Rohre fließt, so daß höhere Kondensattemperatur zu erwarten ist.

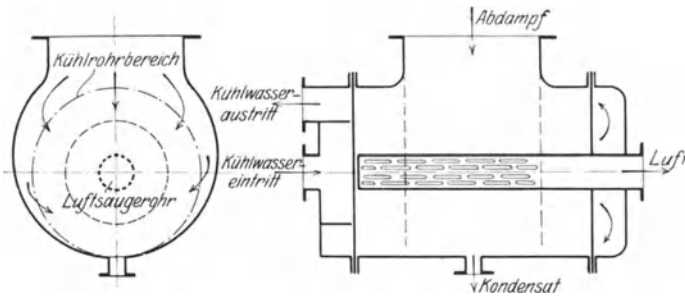


Abb. 105 und 106. Oberflächenkondensator mit zentraler Absaugung der Luft.

B. Ausführung der Oberflächenkondensatoren.

65. Allgemeines. Durch die konstruktive Ausführung des Kondensators soll bei möglichst kleiner Kühlfläche die gewünschte Luftleere erreicht werden. Bei Bordanlagen ist die Erzielung einer kleinen Kühlfläche mit Rücksicht auf Gewicht und Platzbedarf besonders wichtig. Gleichzeitig ist bei getrennter Absaugung von Kondensat und Luft das Bestreben darauf zu richten, daß das Kondensat möglichst wenig unter die dem absoluten Druck im Kondensator entsprechende Temperatur abgekühlt wird. Wie dieses Ziel erreicht werden kann, dafür können hier nur allgemeine Fingerzeige gegeben werden.

Die Wassergeschwindigkeit ist so hoch wie möglich zu wählen, ohne daß der Widerstand im Kondensator und damit der Arbeitsbedarf der Kühlwasserpumpe unangemessen hoch werden. Man findet bis 2,5 m/s ausgeführt. 1,5 m/s ist ein guter Mittelwert; darunter sollte man nicht bleiben. Hohe Geschwindigkeit erschwert das Verschmutzen der Rohre. In den obersten Rohren wird die Geschwindigkeit zweckmäßig am größten gewählt, da dort die Wärmeübertragung am lebhaftesten und die Neigung zu Schlammablagerung und Kesselsteinbildung am größten ist.

Vielfach sind mehrere Rohrbündel hintereinandergeschaltet, so daß das Wasser den Kondensator in zwei-, drei- oder mehrfachem „Fluß“ durchströmt. Durch wieviel solcher Flüsse die beabsichtigte Geschwindigkeit bei der errechneten Kühlfläche des Kondensators erreicht wird,

hängt von der Kühlwassermenge und der Form des Kondensators ab, ob kurz und von größerem Durchmesser oder lang bei kleinerem Durchmesser. Der Dampf soll auf eine möglichst große Kühlfläche treffen und der Widerstand, den er im Kondensator findet, soll tunlichst gering sein. Dabei ist er so zu führen, daß tote Räume vermieden werden, in denen Luft sich ansammelt und stehenbleibt und deren Fläche für das Niederschlagen des Dampfes verlorengeht.

Um das Kondensat bei getrennter Absaugung möglichst wenig abzukühlen, sind verschiedene Mittel versucht worden. Z. B. wird der Kondensator durch horizontale oder etwas geneigte Böden unterteilt, auf denen das Kondensat getrennt aufgefangen und abgeleitet wird. Dadurch wird vermieden, daß Kondensat aus den oberen Abteilungen über die darunterliegenden Rohrreihen tropft und sich weiter abkühlt (vgl. Abb. 124 und 135). Bei dem Kondensator nach Abb. 124 ergibt sich aber ein langer Dampfweg und daher großer Widerstand. Solche Böden finden sich auch beim Lovekinkondensator. Sodann ist von Quiggins vorgeschlagen worden, Rohre mit einem Querschnitt nach Abb. 107 zu verwenden und den Kondensator etwas schräg zu stellen, damit das an jedem Rohre sich bildende Kondensat an diesem entlang läuft und erst an der Rohrplatte nach unten fließt. Solche Rohre sind im „Dripplesskondensator“ der Mirrlees-Watson Co. verwendet. Wenn auch hierdurch zweifellos ein wärmeres Kondensat erreicht wird, so hat doch diese Bauart schwerwiegende Nachteile, nämlich einmal die hohen Kosten der Rohre und weiter den Umstand, daß der rinnenförmige Teil jedes Rohres seiner eigentlichen dampfniederschlagenden Wirkung mehr oder weniger entzogen wird.



Abb. 107.
Kondensator-
rohr nach
Quiggins.

Gangbarer ist dagegen der Weg, die Kondensatorvorlagen nicht wagrecht, sondern senkrecht zu unterteilen (vgl. Abb. 134), so daß der größte Teil des Kondensates mit den kalten Kühlrohren überhaupt nicht in Berührung kommen kann. Sehr zweckmäßig scheint auch die Rohranordnung des Ginabatkondensators (vgl. Abb. 72) zu sein. Auch wird ein stehender Kondensator wärmeres Kondensat liefern als ein liegender.

66. Kondensatormantel. Der Kondensatormantel wird meist rund ausgeführt. Die auch nicht selten anzutreffende umgekehrt birnenförmige Gestalt ist entweder aus dem Bestreben entstanden, mit abnehmender Dampfmenge abnehmende Querschnitte zu schaffen und tote Räume zu vermeiden, oder sie ist bei Bordanlagen der günstigeren Raumausnutzung wegen gewählt (vgl. Abb. 150). Im Gegensatz zu obiger Auffassung vertritt Brown, Boveri & Co. den Standpunkt, daß ein niedriger breiter Kondensator besser ist als ein hoher schmaler, da der Dampf sofort auf eine möglichst große Kühlfläche treffen und sein Weg im Kondensator möglichst kurz sein soll, und hat diesen Gedanken in ihrem OV-Kondensator verwirklicht (Abb. 134). Auch der Lovekinkondensator⁷⁰⁾ und andere sind so ausgeführt. Verf. ist der Meinung, daß sich mit einem runden Kondensator bei zweckmäßiger

Ausbildung die gleiche Wirkung erzielen läßt wie mit einem birnenförmigen Kondensator. Da nun dieser in der Herstellung wegen der schwierigeren Bearbeitung nicht unerheblich teurer ausfällt, ist seine Wahl nur dann gerechtfertigt, wenn Platzrücksichten es erfordern. Diese können auch noch zu anderen Formen führen, vgl. Abb. 167.

Der Mantel mit dem Abdampf- und sonstigen Stutzen wird in der Regel aus Flußeisen hergestellt. Konische Erweiterung des Abdampfstutzens ist zweckmäßig, damit der Dampf gleich auf einen größeren Teil der Fläche verteilt wird. Die Wandstärke beträgt 5 bis 20 mm, je nach der Größe des Mantels und den Versteifungen. Sie soll nicht zu gering sein, da sonst der ganze Kondensator zu weich wird. Dies kann unter anderem Undichtwerden von Nietverbindungen, besonders beim Transport, mit sich bringen. Springen Niete leck und müssen neu eingezogen werden, so ist dies meist nur nach Entfernen eines großen Teiles der Rohre, einer langwierigen und kostspieligen Arbeit, möglich.

Bei getrennter Luftabsaugung wird zweckmäßig vom ganzen Rohrbündel in der unteren Hälfte des Kondensators durch eine vom Mantel schräg nach unten gehende Scheidewand (Abb. 130) eine Kammer zur Luftkühlung abgeteilt. Bei größeren Kondensatoren werden vielfach zwei Luftsaugestutzen vorgesehen.

Die einzelnen Teile des Kondensatorgehäuses, wie Mantel, Stutzen, Winkelringe und Füße, werden durch Nietung oder Schweißung miteinander verbunden. Schweißen ist meist billiger und verbürgt an sich bessere Dichtigkeit als das Nieten. Dafür besteht beim Schweißen wieder die Gefahr, daß das Gehäuse sich verzieht, so daß Dichtungsflächen, z. B. am Abdampfstutzen, unter Umständen schwieriger zum guten Anliegen zu bringen sind. Häufig findet man den Mantel teils genietet, teils geschweißt. Bei der Anbringung der Füße ist darauf zu achten, daß das Gewicht des Kondensators auf diese übertragen wird, ohne daß das Gehäuse unzulässigen Formänderungen ausgesetzt wird. Dabei ist zu bedenken, daß zum Gewicht des Kondensators selbst beim Auskochen oder Abdrücken das Gewicht der Wasserfüllung hinzukommt.

Am untersten Teile des Mantels wird zweckmäßig ein Topf angebracht, in dem das Kondensat sich sammelt, und der mit einem Wasserstand zu versehen ist, damit man das Arbeiten der Kondensatpumpe beobachten kann. Bei Vorhandensein eines Sammeltopfes kann der Mantel bis unten hin mit Kühlrohren ausgefüllt werden, ohne daß eine allzu große Unterkühlung des Kondensates eintritt, die mit Wärmeverlusten verbunden und daher schädlich sein würde. Bei kleineren querschiffsstehenden Schiffskondensatoren, z. B. auf Fischdampfern, empfiehlt sich die Ausbildung des Sammelbehälters nach Abb. 108 und 109, da sonst das Kondensat beim Schlingern des Schiffes der Pumpe sehr unregelmäßig zufließen würde. Abdampfstutzen größerer Abmessungen, namentlich viereckige, sind durch aufgenietete Winkelisen und eingezogene Anker gut zu versteifen.

Die Ausführung des Kondensators aus Gußeisen bringt nicht unerheblich höheres Gewicht mit sich. Sie wurde früher bei Schiffs-

mashinen kleinerer Leistung ziemlich häufig ausgeführt (vgl. Abb. 145) und findet sich auch jetzt noch bisweilen. Bei Landanlagen trifft man gußeiserne Kondensatoren im Ausland nicht selten auch bei großer Leistung an, s. Abb. 432. Abgesehen von ihrem großen Gewicht dürften sie sich namentlich bei Einzelausführung auch teurer stellen. Demgegenüber steht der Vorteil, daß sie gut dicht zu bekommen sind. In der Kriegsmarine wurden die Mäntel früher vielfach aus Kupfer hergestellt, da man gegen Anfressungen ganz sicher sein wollte. Des hohen Preises wegen ist man hiervon aber ganz abgekommen, besonders da die Gefahr der Anfressung beim Kondensatormantel nicht groß ist.

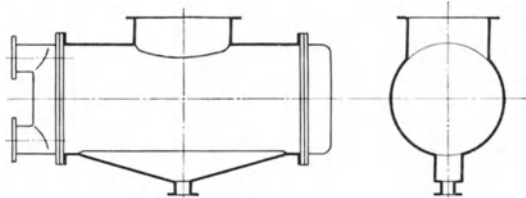


Abb. 108 und 109. Kondensat-Sammelbehälter bei einem Querschiffskondensator für kleinere Fahrzeuge.

67. Rohrplatten. Bei salz- oder säurehaltigem Kühlwasser (z. B. Seewasser) bestehen die Rohrplatten aus gewalztem Muntzmetall ($\text{Cu} : \text{Zn} = 60 : 40$), sonst aus Schmiedeeisen, und haben eine Stärke von etwa 20 bis 30 mm. Es empfiehlt sich, sie am äußeren Umfange seitlich etwa um 2 bis 3 mm abzdrehen, um gute Abdichtung zu erreichen (bei ovalen Kondensatoren ist dies nur durch teures Fräsen möglich). Die Verbindung einer Rohrplatte mit dem Mantel einerseits und der Kühlwasservorlage andererseits erfolgt am besten nach Abb. 110. Die Schrauben sind mit Bund zu versehen, damit auch nach Lösen der äußeren Muttern Rohrplatte und Mantel fest verbunden bleiben. Rohrplatte und Mantel können auch miteinander vernietet werden. Da die Rohrplatten von außen dem Druck des Kühlwassers ausgesetzt sind und innen Luftleere herrscht, sind sie durch Anker genügend gegeneinander zu versteifen, besonders wenn die Rohre mit Stopfbüchsen abgedichtet werden. Sind sie eingewalzt, so tragen sie selbst nicht unerheblich zur Versteifung bei, doch empfiehlt es sich trotzdem, Anker in genügender Zahl vorzusehen. Bei nichteingewalzten Rohren sind die Anker so zu berechnen, daß sie den vollen Druck auf die Platten aufnehmen können. Über die Ausführung im einzelnen s. z. B. die Abb. 127 und 135. Die Anker bestehen häufig aus Gasrohren.

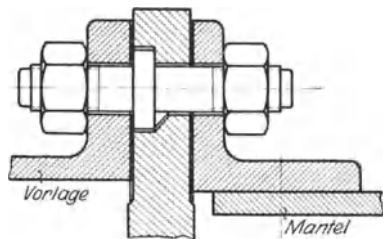


Abb. 110. Verbindung von Kondensatormantel, Rohrboden und Vorlage.

Übersteigt die Länge der Kühlrohre etwa das 50fache ihres Durchmessers, so müssen sie zwischen den Rohrplatten von einer Stützplatte — bei größerer Länge von mehreren — getragen werden. Der Abstand voneinander bzw. von den Rohrplatten soll nach Möglichkeit un-

gleichmäßig sein, damit die Rohre nicht in Schwingungen geraten können, die sonst namentlich an Bord auftreten können. Die Stützplatten werden meist aus Schmiedeeisen hergestellt. Bei Kondensatoren, die mit See- oder Brackwasser betrieben werden, ist für die Haltbarkeit der Kondensatorrohre die Verwendung von Stützplatten aus Bronze besser (69).

68. Kühlwasservorlagen. Auf der Kühlwasserein- bzw. -austrittsseite sind zwei verschiedene Anordnungen möglich (Abb. 111 und 112). Die zwar teurere Anordnung nach Abb. 112 ist vorzuziehen, da sie Öffnen und Reinigen des Kondensators ohne Abbau von Rohrleitungen gestattet. Sie ist daher um so eher am Platze, je unreiner das Kühlwasser ist. Vorlagen nach Abb. 111 sind mit möglichst zahlreichen Handlöchern zu versehen, damit kleinere Arbeiten ohne Abnahme der

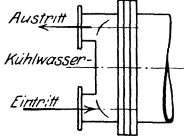


Abb. 111. Gewöhnliche Kühlwasservorlage.

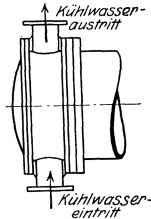


Abb. 112. Kühlwasservorlage mit Deckel.

Vorlage ausgeführt werden können. Zwei- oder vierfacher Wasserfluß (mit ein- bzw. dreifacher Umkehr) ist in konstruktiver Beziehung zu empfehlen, da man dann mit einer Vorlage nach Abb. 112 auskommt und auf der anderen Seite einen einfachen Deckel wählen kann. Ob diese Wasserführung auch wärmetechnisch günstig ist, müssen die diesbezüglichen Untersuchungen zeigen.

Als Material der Vorlagen dient Gußeisen, das bei kleineren Ausführungen am billigsten ist, namentlich wenn es sich um mehr als ein Stück handelt; ferner Schmiedeeisen geschweißt oder genietet, bisweilen auch Stahlguß. In der deutschen Kriegsmarine wurden die Vorlagen früher fast ausschließlich aus Bronze hergestellt, um Anfrassungen zu vermeiden. Infolge der Zinnknappheit während des Krieges ging man zu ihrer Fertigung aus Flußeisen, Stahlguß und Gußeisen über. Dies hat noch den Vorteil, daß die Vorlagen dann ähnlich wie Zinkschutzplatten zur Erhaltung der Kondensatorrohre beitragen (vgl. 69d).

69. Kühlrohre. Die lichte Weite der Rohre schwankt etwa zwischen 15 und 35 mm. Bei engen Rohren läßt sich in einem gegebenen Raum eine größere Kühlfläche unterbringen, auch ist der Wärmeaustausch ein günstigerer. Sie werden daher bei Bordanlagen bevorzugt, bei denen Rohre von 19 mm Außendurchmesser und 17 mm l. W. üblich sind. Bei Landanlagen findet man im Mittel etwa 25 mm l. W. Die Länge der Rohre beträgt 1,5 bis zu 6 m und darüber, doch sollten so lange Rohre vermieden werden. Bei sehr großen Kühlflächen ist es vorzuziehen, zwei Einzelkondensatoren vorzusehen. Gleiche Rohrlänge bei einer größeren Anzahl von Kondensatoren derselben Anlage oder Flotte gestattet mit einer geringeren Zahl von Reserverohren auszukommen.

Die Wandstärke der Rohre ist in der Regel in den oberen Lagen etwas stärker — bis 2,5 mm —, da diese Rohre Anfrassungen am

meisten ausgesetzt sind. Geringer als 1 mm soll die Wandstärke nicht sein, da sie sonst an den Stopfbüchsen leicht eingebault werden.

Die Rohre werden in den Rohrplatten durch Einwalzen oder durch Stopfbüchsen oder auf ähnliche Art und Weise abgedichtet. Abdichtung durch Stopfbüchsen wird bevorzugt. Eingewalzte Rohre müssen an den Enden ausgeglüht sein. Das billigere Einwalzen gewährleistet besseres Dichthalten und ist mit Rücksicht auf die Wärmedehnung zulässig, da der eiserne Kondensatormantel im Betriebe eine höhere Temperatur hat als die Rohre, gleichzeitig aber eine geringere Wärmedehnungszahl als das Messing oder Kupfer der Rohre. Infolgedessen dehnen sich der Mantel und die Rohre praktisch gleich stark aus, so daß ein Arbeiten der Rohre in den Walzstellen nicht zu befürchten ist. Geringe Verschiedenheit in der Gesamtausdehnung wird leicht durch geringe Dehnung oder durch seitliches Ausbiegen der Rohre aufgenommen. Das Einwalzen hat ferner den Vorteil, daß sich infolge der hierbei kleineren Rohrteilung bei gleicher Größe des Kondensatormantels eine größere Kühlfläche unterbringen läßt als bei Rohren mit Stopfbüchsendichtung. Allerdings erschwert das Einwalzen etwas das Erneuern der Rohre, im unteren Teil des Kondensators wird dies aber nur seltener erforderlich sein. Auch können Brüche an den Einwalzstellen vorkommen, und es begünstigt die gegenüber der Mitte andere Materialbeschaffenheit das Auftreten von Korrosionen an den Rohrenden. Es empfiehlt sich daher nicht immer, auch die oberen Rohre einzuwalzen — mit Rücksicht auf die Ausdehnung würde es auch hier möglich sein —, da erfahrungsgemäß die dem Dampfeintritt zugekehrten Rohre am leichtesten an- und schließlich durchgefressen werden. Im oberen Teil des Kondensators ist auch die bei Stopfbüchsen erforderliche größere Teilung für den leichteren Durchtritt des Dampfes erwünschter. Andererseits ist die durch das Einwalzen gewährleistete gute metallische Verbindung zwischen den Rohrböden und den Rohren wichtig bei der Bekämpfung der Rohrkorrosionen. Besonders zweckmäßig kann es daher sein, die Rohre auf einer Seite einzuwalzen, auf der anderen Seite durch Stopfbüchsen abzudichten. Man erhält dann gut leitende Verbindung, das Rohr kann sich frei ausdehnen und man spart die Hälfte der Stopfbüchsen.

Die Rohrteilung nimmt zweckmäßig in Richtung des Dampfstromes etwas ab, damit der Dampf im oberen Teile weniger Widerstand findet. Oder es werden bei der Berohrung Straßen frei gelassen (s. Abb. 135), damit der Dampf leichter zur Kühlfläche Zugang findet. Meist werden die Rohre gemäß Abb. 71 so angeordnet, daß der Dampf im Zickzack strömen muß. Im Lovekinkondensator soll sich eine solche Lage der Rohre überlegen gezeigt haben⁷⁰⁾, bei welcher Dampf aus seiner Strömungsrichtung nicht abgelenkt wird. Bei eingewalzten Rohren ist die kleinste Rohrteilung etwa $1,3 d_a$, bei Stopfbüchsendichtung entsprechend mehr, mindestens $d_a + 9$ mm.

Die vom Handelsschiff-Normenausschuß für Handelsschiffe normalisierten Formen der Rohrverschraubung zeigen Abb. 113 bis 115. Die Abrundung bezweckt Herabsetzung des Wasserwiderstandes, auch

sollen die bei scharfen Eintrittskanten auftretenden Wasserwirbel Anfressungen an den Rohrenden und die Abscheidung von Luftblasen begünstigen, die wahrscheinlich ebenfalls das Auftreten und Fortschreiten von Korrosionen fördern. Daß das Anziehen der Stopfbüchsen eine das Auftreten von Anfressungen begünstigende Änderung der Rohrbeschaffenheit im Bereich der Verschraubung bewirkt, ist hingegen wenig wahrscheinlich¹⁰⁷⁾. Der nach innen liegende Ansatz bei

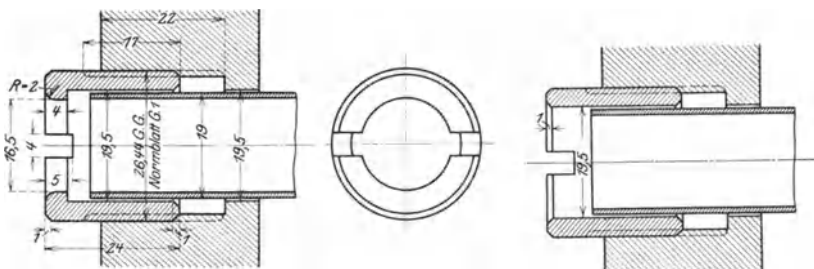


Abb. 113 und 114. Kondensatorrohrverschraubung mit innerem Ansatz nach den Handelsschiffsnormen.

Abb. 115. Kondensatorrohrverschraubung ohne Ansatz.

Abb. 113 soll ein Verschieben der Rohre verhindern. Da er die Herstellung verteuert, wird er vielfach wenigstens auf einer Seite des Kondensators gemäß Abb. 115 fortgelassen.

Das Verpacken der Stopfbüchsen erfolgt meist durch Baumwollschnüre, die mit kochendem Talg oder Leinöl getränkt werden. Bei starker Erhitzung des Kondensators werden die Packungen unbrauchbar. Vielfach werden auch fertig gepreßte Dichtungsringe verwendet, deren Bestandteile ähnlich dem der Dichtungsplatten von Rohrleitungen sind, und mit denen im allgemeinen gute Erfahrungen gemacht worden sind. Solche Ringe werden z. B. von der Firma Th. Burgmann in Dresden geliefert. Sie dürfen bei salz- oder säurehaltigem Wasser nicht zwecks besserer Abdichtung mit Graphit überzogen sein, da sich hierbei ein galvanisches Element bildet und das Rohr im Bereiche der Packung allmählich zerstört werden würde. Ein geeignetes Überzugsmittel ist Talkum.

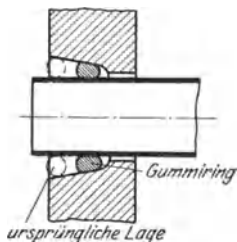


Abb. 116. Pohlitzdichtung für Kondensatorrohre.

Bei der bisweilen benutzten Pohlitzdichtung (Abb. 116) wird ein Gummiring durch den Überdruck des Kühlwassers gegenüber dem Vakuum in eine konisch verjüngte Aussparung des Rohrbodens gepreßt. An Bord wurden manchmal das Rohr umschließende Ringe aus Lindenholz in zylindrische Aussparungen des Rohrbodens geschoben; die Ringe quellen im Wasser auf und bewirken so die Abdichtung.

Rohrverschraubungen dürfen nicht zu scharf angezogen werden, da es sonst bei weichen Rohren oder unsachgemäßer Verpackung vor-

kommen kann, daß die Rohre eingebeult werden und die Packung dann natürlich nicht dicht hält. Es empfiehlt sich daher, beim Anziehen in die Rohre einen sattanschließenden Dorn zu stecken. Die Schlüssel dürfen keinen zu langen Hebelarm haben. Auch werden zum Anziehen der Verschraubungen mit Druckluft arbeitende Vorrichtungen benutzt, bei denen das Drehmoment einen gewissen Höchstwert nicht überschreiten kann und die ein wesentlich schnelleres Verpacken des Kondensators ermöglichen. Undichtigkeiten können unter Umständen dadurch entstehen, daß das Gewinde nicht richtig faßt. Die Verschraubung läßt sich dann nicht weiter anziehen, die Packung kann aber noch lose sein. Die Festigkeit des Rohrmaterials sollte einen gewissen Mindestwert — etwa 38 kg/mm^2 bei etwa 20 vH Dehnung bei einer Meßlänge von $11,3\sqrt{\text{Querschnitt}}$ — nicht unterschreiten. Das Weichwerden der Rohre kann eine Folge des Verzinnens sein, namentlich wenn ein Rohrende nochmals erwärmt werden mußte.

Als Baustoffe für die Rohre kommen die folgenden in Frage:

1. Kupferbronze, 98,5 vH Cu und 1,5 vH Sn,
2. Messing, 70 vH Cu und 30 vH Zn,
3. Messing, 70 vH Cu, 29 vH Zn und 1 vH Sn,
4. Messing, 70 vH Cu, 28 vH Zn und 2 vH Pb,
5. Messing, 62 bis 63 vH Cu und 38 bis 37 vH Zn,
6. Messing, 60 vH Cu und 40 vH Zn.

Früher wurde bei Seewasser Kupferbronze für am besten gehalten, und sie war auch bei der deutschen Kriegsmarine trotz ihrer höheren Kosten lange Zeit hindurch allein vorgeschrieben, nachdem in früherer Zeit mit Messing teilweise schlechte Erfahrungen gemacht worden waren. Auch bei der englischen Kriegsmarine ist Kupferbronze vorzugsweise angewendet worden. Neuerdings wird bei Bordkondensatoren Messing 70/29/1 bevorzugt, daneben Messing 70/30 und seltener Messing 70/28/2 Pb, das vom englischen „Corrosion Committee“ früher besonders empfohlen wurde. Bei Landanlagen mit reinem Kühlwasser wird meist 60 oder 62 vH Kupfergehalt der Rohre für genügend erachtet.

Die Rohre werden entweder aus gegossenen Rohrmuffen von in der Regel etwa 80 mm Durchmesser, 10 mm Wandstärke und 500 mm Länge hergestellt, die außen und innen abgedreht werden, oder aus einem gegossenen vollen Block, der außen abgedreht und ausgebohrt wird. Die Rohrmuffen werden auf einem Schrägwalzwerk warm vorgewalzt und dann kalt auf einer Ziehbank in mehreren Zügen auf richtiges Maß gezogen oder die Weiterverarbeitung erfolgt nur durch Ziehen, wobei das Rohr nach Bedarf nach einem oder mehreren Zügen bei 600 bis 700° C ausgeglüht wird, weil es sonst zu spröde wird. Für das Walzverfahren können die Blöcke auch nicht ausgebohrt sein. Damit die Rohre eine gewisse Härte bekommen, die sie gegen mechanische Beanspruchungen sowie gegen Anfressungen widerstandsfähiger machen, erhalten die Rohre entweder noch den sog. Fertigungszug, bei dem die Verminderung der Wandstärke in der Regel etwa 0,1 mm beträgt, und werden dann nicht mehr ausgeglüht, oder sie werden

nach dem letzten Zug bei einer geringeren Temperatur von 350 bis 450° C ausgeglüht.

Das Messing 62 Cu, 38 Zn läßt sich auch warm aus einem vollen oder ausgebohrten Block durch eine Matrize über einen Dorn pressen, wobei ein Rohr von etwa 3 mm Wandstärke entsteht, das durch Kaltziehen, wie angegeben, weiterverarbeitet wird. Für dieses Herstellungsverfahren eignet sich auch die Legierung Cu:Zn = 68:32, die sich aber nicht bewährt hat und daher nicht mehr angewendet wird.

Von der Bewährung der anderen Legierungen und der verschiedenen Herstellungsverfahren ist im folgenden die Rede. Erwähnt sei hier noch, daß reines Kupfer (Kupfergehalt größer als 99,9 vH) für Kondensatorrohre ungeeignet ist, da es von Seewasser leicht angegriffen wird.

In der amerikanischen Kriegsmarine sollen gute Erfolge mit Rohren der Zusammensetzung Cu 80 vH, Ni 20 vH erzielt worden sein, deren Verwendung sich aber der hohen Kosten wegen im allgemeinen verbietet.

Die Korrosion von Kondensatorrohren.

Die unangenehmste Erscheinung im Kondensatorbetrieb, namentlich an Bord von Seeschiffen, sind die an den Rohren häufig auftretenden Anfrassungen. Sie sind auf Seeschiffen deswegen besonders unerwünscht, weil sie, wenn ein oder mehrere Rohre durchfressen sind, Versalzen des Kesselspeisewassers, Überkochen der Kessel und damit verbundene unangenehme Erscheinungen zur Folge haben können.

Über die Ursachen der Anfrassungen gehen die Meinungen trotz zahlreicher eingehender Untersuchungen auch heute noch weit auseinander. Dies wird erklärlich, wenn man bedenkt, wie außerordentlich vielfältige Einflüsse das Auftreten von Korrosionen hervorrufen oder begünstigen. Im folgenden wird versucht, eine Übersicht über das Wesentlichste der bisherigen Versuche und Überlegungen zu geben.

Der Vorgang der Metallauflösung kann ein chemischer oder ein elektrolytischer sein. Hierbei kann die Ursache entweder ein von außen kommender Fremdstrom (vagabondierender Strom) oder ein im Kondensator selbst entstehender Strom sein. Die Möglichkeit für das Auftreten eines solchen ist z. B. auch dann gegeben, wenn an einem einzigen Rohr eine Stelle, z. B. infolge von größerer Härte, eine abweichende physikalische Eigenschaft hat. Diese Stelle nimmt eine andere Stellung in der elektrischen Spannungsreihe ein als das übrige Rohr, und es bildet sich bei Vorhandensein eines Elektrolyten — verdünnte Salzlösung oder Säure wie Seewasser, Brackwasser in Häfen, auch manche Fluß- und Grubenwässer — ein galvanisches Element. Hierbei fließt ein Strom vom elektropositiveren Material — der Anode — durch den Elektrolyten zum elektronegativeren Material — der Kathode —, wobei stets das Material der Anode gelöst und daher zerstört wird.

Man unterscheidet in der Regel zwischen gleichmäßiger, vollständiger Korrosion und auswählender Korrosion.

Jene tritt an allen Stellen des Rohres gleichmäßig auf und ist wahrscheinlich auf rein chemische Einflüsse zurückzuführen, die eine Lösung

von Kupfer und Zink in demselben Verhältnis bewirken, in denen sie im Rohrmaterial enthalten sind. Sie hat ein allmähliches Dünnerwerden der Rohre zur Folge, geht aber sehr langsam vor sich. Zwei in dieser Weise angegriffene Rohrstücke zeigt Abb. 117. Bisweilen bildet sich bei allgemeiner Korrosion auf dem ganzen Rohr ein leichter

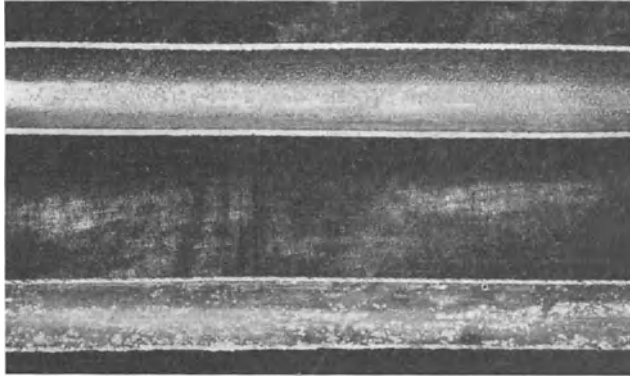


Abb. 117. Gleichmäßig korrodierte Kondensatorrohrstücke.

Niederschlag, der schützend zu wirken und den Fortgang der Anfressung zu verhindern scheint. Auch Entzinkung kann an allen Stellen des Rohres gleichmäßig auftreten. Das Rohr scheint dann unversehrt zu sein, bricht aber bei geringer Beanspruchung wie morsches Holz.

Weit gefährlicher ist die auswählende Korrosion, bei der an einzelnen eng begrenzten Stellen eine verhältnismäßig schnelle Lochbildung statt-

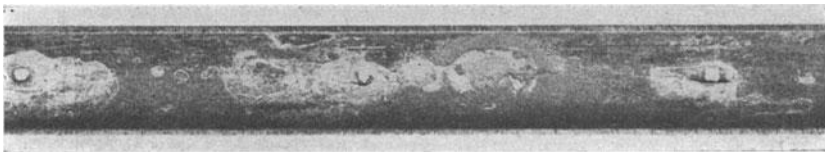


Abb. 118. Kondensatorrohr mit auswählender Korrosion (punktförmige Durchfressungen).

findet (Abb. 118). Den Querschnitt eines solchen Rohres an der Durchbruchsstelle zeigt Abb. 119 in starker Vergrößerung. Derartige punktförmige Anfressungen können durch örtliche Entzinkung hervorgerufen sein. Die Aufnahme eines von der Innenseite aus teilweise entzinkten Rohrstücks der Legierung 63/37 in 60facher Vergrößerung zeigt Abb. 120. Die entzinkten Stellen sehen rötlich (in der Abb. dunkelgrau) aus, da das Kupfer übriggeblieben ist, wobei das Kupfer zunächst mitgelöst und dann wieder niedergeschlagen sein kann. Die schwarzen Stellen sind Hohlräume. Wenn die Entzinkung weit genug vorgeschritten ist, wird das schwammige Kupfer herausgespült, bis das Rohr durchgefressen ist.

Versuche des „Corrosion Committee“. Die vielen schlechten Erfahrungen haben in England bereits im Jahre 1910 dazu geführt, daß vom Institute of Metals ein besonderer Ausschuß, das „Corrosion



Abb. 119. Querschliff eines Kondensatorrohres an einer punktförmigen Durchbruchsstelle (stark vergrößert).

Committee“, eingesetzt wurde, der sich nur mit der Erforschung der Ursachen und der Verhütung der Anfrassungen befaßt. Die Versuche wurden an vier besonders für diesen Zweck gebauten Kondensatoren mit Seewasser ausgeführt. Die Ergebnisse der Untersuchungen sind in verschiedenen Jahrgängen des „Engineering“ von Bengough u. a. veröffentlicht worden^{5) 6) 7) 30)}. Hiernach kann die örtliche Korrosion hervorgerufen oder begünstigt werden:

- durch im Kühlwasser enthaltene Luft,
- durch Steigerung der Kühlwassergeschwindigkeit,
- durch wesentliche Steigerung der Kühlwassertemperatur (nach einem späteren Bericht ist jedoch eine Temperatur von 40°C günstiger),
- durch örtliche Unregelmäßigkeiten,
- durch die Abscheidung von Salzen (vorzugsweise Zinkoxydchlorid) und besonders
- durch die Ablagerung von elektronegativen Teilchen wie Kohle oder Koks, auch von Verwesungsprodukten, z. B. von Fischen.

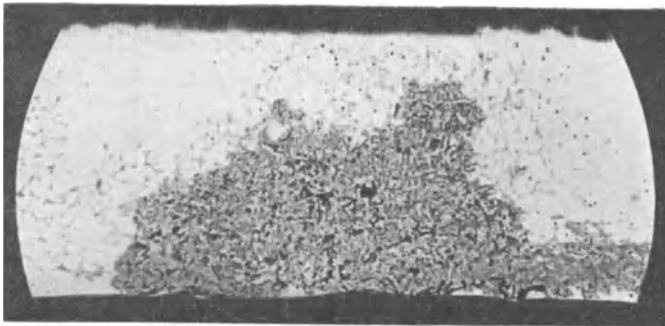


Abb. 120. Entzinkte Stelle an der Innenseite eines Kondensatorrohres. $v = 60$.

Im Wasser enthaltene Luft soll sich um so eher abscheiden, je größer die Geschwindigkeit des Wassers in den Rohren ist. Es wird daher empfohlen, die Geschwindigkeit nicht größer als 2, besser 1,5 m/s zu wählen. Hiergegen ließe sich einwenden, daß andererseits Luft-

blasen um so eher wieder fortgespült werden, je größer die Geschwindigkeit ist. Eine größere Geschwindigkeit als 2 m/s verbietet sich aber schon deshalb, weil sonst der Widerstand des Kondensators und der Arbeitsbedarf der Kühlwasserpumpe unwirtschaftlich hoch werden würden. Die Schädlichkeit der Temperatur richtet sich auch nach der Legierung. Messing 70/30 wird bei höherer Temperatur (bis zu 40° C) weniger stark angegriffen. Die Luft ist um so schädlicher, je feiner sie im Wasser verteilt ist.

Örtliche Unregelmäßigkeiten können z. B. von verschiedenartiger chemischer Zusammensetzung, die durch Seigerung beim Gießen begünstigt wird, oder von verschiedener physikalischer Beschaffenheit, z. B. von Ziehriefen, herrühren.

Den elektrolytischen Vorgängen wird von Bengough — wahrscheinlich zu Unrecht — nur geringe Bedeutung beigemessen. Eine einmal eingeleitete Korrosion hört nach diesen Versuchen nicht wieder auf.

Die Legierungen 70/29/1 und 70/30 werden für Seewasser in erster Linie empfohlen. Ein Gehalt an Eisen und Aluminium soll nach den englischen Versuchen sehr schädlich sein. Der Eisengehalt soll nach älteren Berichten kleiner als 0,1 vH sein, nach dem neuesten Bericht⁷⁾ soll jedoch ein Gehalt bis 0,3 vH die Anfressungen nicht beschleunigen. Die Schädlichkeit des Al-Gehaltes hat sich auch in Deutschland bestätigt. Bei niedrigerer Temperatur und hoher Wassergeschwindigkeit sollen nach dem gleichen Bericht selbst geringe Mengen von Arsen äußerst schädlich sein. Andererseits soll merkwürdigerweise bei höherer Temperatur und kleinerer Wassergeschwindigkeit eine arsenhaltige Legierung am widerstandsfähigsten sein.

Versuche von Lasche⁷⁷⁾. Lasche ist der Meinung, daß ein großer Teil örtlicher Korrosionen auf Fremdströme zurückzuführen ist, und es ist ihm auch gelungen, künstlich die gleichen Anfressungserscheinungen hervorzurufen, wie sie im Betriebe vorkommen. Trotzdem erscheint es nach allen übrigen Versuchen zweifelhaft, ob den vagabondierenden Strömen eine so große Bedeutung beizumessen ist. Schutz gewährt das Kurzschließen aller Teile des Kondensators durch kräftige Kupferschienen (vgl. Abb. 152), die so zu bemessen sind, daß ihr Widerstand erheblich geringer als der Widerstand des Kondensators ist, damit die Ströme durch die Schienen fließen und nicht an irgend-einer Stelle aus den Rohren in das Kühlwasser übertreten.

Wichtig ist die durch Laboratoriumsversuche gefundene Tatsache, daß Messing von 1 proz. Seesalzlösung stärker angegriffen wird als von 3 proz. (wie Seewasser auf offenem Meere), daß ferner ein zusätzlicher geringer Gehalt an Schwefel- oder Salpetersäure besonders schädlich wirkt, und zwar findet die Zerstörung auffallenderweise wieder schneller statt, wenn der Salpetersäuregehalt nur 0,05 vH, als wenn er 0,1 vH beträgt. Für möglichst säurefreies Kühlwasser ist daher zu sorgen. Hiernach ist ferner unter Umständen Hafengewasser viel schädlicher als das Wasser auf offener See. Abhilfe würde Ein- und Ausschleppen der Schiffe aus den betreffenden Häfen bringen. Aus obigem erklären sich wahrscheinlich die besonders großen Kor-

rosionsschäden, die an den Kondensatoren der Kraftwerke mancher Hafenstädte aufgetreten sind, und bei denen bisher alle Versuche, der Schäden Herr zu werden, vergeblich geblieben sind. Auch scheinen die Kondensatorrohre auf Seeschiffen auf manchen Routen den Zerstörungen stärker ausgesetzt zu sein als auf anderen.

Versuche von v. Wurstemberger¹¹⁶⁾ und ¹¹⁷⁾ v. Wurstemberger hat versucht, die bei den örtlichen Korrosionen auftretenden Vorgänge selbst zu erforschen, und kommt in manchen Punkten zu abweichenden Ergebnissen. Nach ihm ist zu unterscheiden zwischen

auswählender Korrosion und

Entzinkung,

eine Meinung, die bisweilen auch von anderer Seite vertreten wird. Daß beides nicht dasselbe zu sein braucht, folgt schon daraus, daß auch reines Kupfer angefressen werden kann. Tritt bei Messing auswählende Korrosion auf, so werden Kupfer und Zink gelöst, bei der Entzinkung bleibt Kupfer zurück. Die wichtigsten Schlußfolgerungen, die v. Wurstemberger aus seinen Versuchen zieht, sind:

Die auswählende Korrosion wird nicht durch Säure, sondern durch Alkalität begünstigt, und diese entsteht, wenn Seewasser in Berührung mit Metallen stagniert. (Diese Feststellung ist ganz neuartig und von anderer Seite noch nicht bestätigt.) Der Unterschied gegenüber der Entzinkung ergibt sich aus folgendem: Die auswählende Korrosion entsteht durch örtliche Elektrolyse, die entweder durch einen Fremdstrom oder durch einen im Kondensator selbst entstehenden Strom hervorgerufen werden kann. Hört dieser Strom auf, so kommt auch die Anfressung zum Stillstand.

Die Entzinkung ist eine Begleiterscheinung der auswählenden Korrosion, die auch dann weitergeht, wenn diese aufgehört hat. Bei der Entzinkung werden zunächst sowohl Zink als auch Kupfer gelöst, das Kupfer aber sofort wieder niedergeschlagen. Sie wird eingeleitet durch einen erstmaligen Niederschlag eines Kupferteilchens oder eines Kupfersalzes, der nach v. Wurstemberger leicht auftreten kann. Kupferteilchen können z. B. aus der Kühlwasserleitung stammen, wenn sie aus diesem Material besteht. Ein einziges Kupfermolekül soll zur Einleitung der Entzinkung genügen.

Obwohl die Rohre fast immer von innen nach außen durchgefressen werden, dürfen die Verhältnisse auf der Dampfseite nicht unbeachtet bleiben. Dringt durch undichte Stopfbüchsen oder lecke Rohre Salzwasser in den Dampfraum, so bildet sich bei Anwesenheit verschiedenartiger Materialien ein Element, das nach obigem örtliche Korrosion zur Folge hat. Z. B. besaß ein Kondensator im Dampfraum eine eiserne Scheidewand. Zwischen dieser und der darüberliegenden Rohrreihe hatte sich eine aus Salzen und anderem bestehende Schlammschicht gebildet und es konnte zwischen dem Eisen und den Rohren ein Potentialunterschied von einigen Zehntelvolt gemessen werden. Da die Möglichkeit für das Eindringen von Kühlwasser in den Dampfraum durch Undichtigkeiten mit der Zahl der Verschraubungen wächst, so folgt, daß ein Kondensator verhältnismäßig um so eher Anfressungen aus-

gesetzt ist, je mehr Rohre er hat. v. Wurstemberger stellt ferner auf Grund obiger Erfahrung die Forderung auf, alle Teile eines Kondensators aus dem gleichen Material herzustellen. Abgesehen von der Kostenfrage erscheint diese Forderung nicht ganz berechtigt, da andere Erfahrungen dagegen sprechen. Z. B. sind auf verschiedenen Schiffskondensatoren Rohre verschiedener Legierung, und noch dazu teils verzinkt, teils unverzinkt, eingebaut worden, ohne daß sich nach längerer Betriebszeit trotz hoher Kühlwassertemperatur Anstände ergeben haben. Man kann hieraus die Folgerung ziehen, daß Unterschiede an ein und demselben Rohr viel schädlicher sind. Es ist sogar üblich, Rohrplatten und Rohrverschraubungen bei Seewasser aus kupferärmerem Material herzustellen, und doch scheint dieser Umstand nicht zu Anfrassungen geführt zu haben. Dagegen ist es ratsam, die Rohrstützplatten bei salz- oder säurehaltigem Wasser nicht, wie es meist geschieht, aus Eisen, sondern ebenfalls aus Messing herzustellen.

Als Legierung empfiehlt v. Wurstemberger — wie auch Lasche — 70/30 und besonders 70/29/1, da bei dieser nur eine Art von Mischkristallen vorhanden, das Material daher homogen ist. Bei der Legierung 62/38 sind diese Mischkristalle in ein kupferärmeres Eutektikum eingebettet, so daß bereits durch das Nebeneinander dieser beiden Gefügebestandteile die Möglichkeit elektrolytischer Wirkungen gegeben ist. Da die Anfrassungen von den Kristallgrenzflächen ausgehen, ist ein grobkristallinisches Material widerstandsfähiger. Zwar finden sich auch hier entgegengesetzte Meinungen^{98 u. 119}), doch scheint die Auffassung von v. Wurstemberger und Lasche zutreffender zu sein. Die Größe der Kristalle nimmt beim Ausglühen des Rohres zu, und es kann daher bis zu einem gewissen Grade eine gewünschte Korngröße erzielt werden.

Endlich sollen örtliche Korrosionen nicht allein durch elektronegative Teilchen wie Kohlestückchen, sondern auch durch Sandkörner oder andere Fremdkörper bewirkt werden können, die eine bei chemischen Reaktionen auch sonst beobachtete katalytische (= chemisch vermittelnde) Wirkung ausüben sollen. Auch andere Versuche scheinen dies zu bestätigen.

Maßnahmen zur Verhütung der Korrosionen:

a) *Herstellung der Rohre.* Die Frage, ob für die Herstellung der Rohre nur die reinsten Baustoffe verwendet werden dürfen, ist noch nicht völlig geklärt. Altmaterialien sind auf alle Fälle zu vermeiden. Der Eisengehalt soll kleiner als 0,1 vH sein, auch von Aluminium dürfen nur Spuren vorhanden sein. Manche sind der Meinung, daß Rohre, für welche hüttenmännisch gewonnenes Kupfer verwendet wird, haltbarer als solche aus Elektrokupfer sind. Hiernach sollen sich beim elektrolitischen Niederschlagen des Kupfers Einschlüsse von schwefelsaurem Kupfer bilden, das beim Umschmelzen in Schwefelkupfer und Kupferoxydul zerfällt. Sofern diese Bestandteile in den Rohren verbleiben, können sie den Ausgangspunkt von örtlichen Anfrassungen bilden.

Als Ausgangsmaterial ist dem vollgegossenen und gegebenenfalls ausgebohrten Block der Vorzug vor der gegossenen Rohrmuffe zu geben. Gasblasen, Oxydhäutchen oder andere Unreinigkeiten können in der Rohrmuffe der geringen Wandstärke wegen nicht vollständig nach oben steigen, und werden durch Abdrehen und Ausbohren nicht beseitigt. Auch besteht eher Gelegenheit zur Bildung von Lunkerstellen. Diese im Material verbleibenden und oft auch bei der Weiterverarbeitung nicht zutage tretenden Fehlstellen geben später zu Anfressungen Anlaß. Demgegenüber steigen beim vollen Block, der mit 80 bis 220 mm Dmr. und 1 bis 1,5 m Länge gegossen wird, alle Unreinigkeiten nach oben, wobei die Lunkerbildung durch Nachgießen eingeschränkt werden soll. Vom Block werden oben etwa 100 und unten etwa 30 mm abgeschnitten und nicht verwendet, um Seigerungen und Lunkerstellen auszuschließen, und der übrigbleibende Teil enthält dann nach dem Abdrehen in der Regel ein sehr reines und gleichmäßiges Material. Zum Gießen dienen meist Tiegel von etwa 100 kg Inhalt. Größere Öfen, am besten elektrische Induktionsöfen, bieten bessere Gewähr für die Gleichmäßigkeit und Güte der Zusammensetzung einer großen Zahl von Rohren.

Das warme Vorpressen oder Vorwalzen der vollen oder ausgebohrten Blöcke scheint besser als das kalte Vorziehen zu sein, da bei jenem Verfahren das Material veredelt wird. In der Tat haben sich Preßrohre, die etwa die Zusammensetzung 62/38 hatten, gut bewährt, wobei aber dahingestellt bleiben muß, ob die Haltbarkeit nicht auch auf andere Umstände zurückzuführen war. Beim Ziehen ist die größte Sorgfalt zu beobachten. Matrizen und Dorne müssen Hochglanzpolitur besitzen, und es darf nur reinstes Ziehöl oder reine Seifenlösung verwendet werden. Das Ausglühen ist durch Temperaturmessung und Beobachtung des Kleingefüges zu überwachen. Nach dem letzten Glühen sind die Rohre durch Kochen in Sodalauge von allen Ölresten zu reinigen und durch Beizen in verdünnter Salz- oder Schwefelsäure oder in Natriumbisulfatlösung von einer etwa vorhandenen Oxydschicht zu befreien.

Es hat sich gezeigt, daß sich Rohre mit einer härteren, spiegelglatten Oberfläche besonders gut halten, und es dürfte daher dem Fertigzug ohne nachheriges Ausglühen der Vorzug vor dem Glühen nach dem letzten Zuge zu geben sein. Zwar verbleiben nach dem Fertigzug innere Spannungen (Reckspannungen) im Rohr, die früher zu Ribbildungen und Brechen der Rohre geführt haben. Bei sorgfältiger Herstellung können aber innere Spannungen kaum eine so gefährliche Größe annehmen. Jedenfalls haben sich englische Rohre z. B. von der Firma Allen Everitt and Sons, Ltd., Smethwick, die einen besonders guten Ruf haben, als härter erwiesen als deutsche Rohre.

Auch bei bester Arbeitsausführung können fehlerhafte Stellen an den Rohren vorkommen, die Anlaß zu Korrosionen geben würden. Es ist daher durchaus erforderlich, daß die Rohre — und zwar jedes einzeln — vor dem Einbau genau außen und innen auf Ziehrisse, Schieferbildung u. dgl. hin besichtigt und einer Wasserdruckprobe von meist 20 at unterworfen werden, um nicht ganz einwandfreie Rohre nach Möglichkeit auszuschneiden. Da die Anfressungen meist von innen aus-

gehen, ist die innere Besichtigung besonders wichtig. Da sie gleichzeitig schwieriger auszuführen ist, ist versucht worden, sie durch einen Spiegelapparat zu erleichtern, bei dem ein unter 45° geneigter Spiegel mit geeignet angebrachter Lichtquelle in das Rohr eingeführt wird und so dem Beobachter durch ein vorgeschaltetes Linsensystem senkrecht auf die Rohrwand zu sehen gestattet. Trotzdem ist die Deutlichkeit des Bildes mehr oder weniger beschränkt. Ferner ermüdet diese Art der Prüfung den Beobachter außerordentlich, wenn er jedes Rohr auf diese Weise besichtigen will, so daß der Nutzen des Verfahrens in keinem Verhältnis zu der aufgewendeten Mühe und den Kosten steht. Hinzu kommt noch folgendes: Auch bei sorgfältiger in üblicher Weise vorgenommener Besichtigung werden einige Rohre eingebaut werden, die bald An- oder Durchfressungen aufweisen. Werden diese Rohre ausgewechselt, so kann man häufig ziemlich sicher sein, daß dann an dem Kondensator geraume Zeit hindurch keine Störungen auftreten werden.

Die Besichtigung der Rohre wird zweckmäßig durch eine Zerreißprobe und eine Zähigkeitsprobe ergänzt. Bei dieser soll sich ein einzuwalzendes Rohr flach zusammenschlagen lassen, ohne Risse zu bekommen; bei Rohren mit Stopfbüchsendichtung muß diese Probe z. B. nach den Vorschriften des Germanischen Lloyd bei einer Einlage im Rohr von 5 mm Dicke genügen. Auch eine chemische Analyse des Materials ist zu empfehlen.

b) *Bau des Kondensators.* Als schädlich hat sich vielfach hohe Temperatur erwiesen. Die Austrittstemperatur des Kühlwassers soll daher um so niedriger sein, je mehr das Kühlwasser zur Korrosionsbildung beiträgt. Aus dem gleichen Grunde sind an Stutzen, durch welche Hilfsabdampf höherer Temperatur in den Kondensator tritt oder an Entwässerungsleitungen, namentlich von Hochdruckleitungen, ausreichende Prallbleche anzuordnen. Da ferner ein nicht unerheblicher Teil korrodierter Rohre verstopft gewesen ist, empfiehlt es sich auch aus diesem Grunde, die Wassergeschwindigkeit so hoch zu wählen, wie es der Kondensatorwiderstand zuläßt, um ein Verstopfen zu erschweren. Am Kühlwassereintritt ist ein Sieb anzubringen, und er ist an Bord so zu legen, daß nicht von etwa vorhandenen Aschejektoren Asch- oder Kohleteilchen in das Kühlwasser gelangen können. An stehenden Kondensatoren können Ablagerungen nicht so leicht auftreten. Von den zu verwendenden Materialien war schon auf S. 145 ff. die Rede.

c) *Schutzüberzüge.* Als Schutz gegen Anfressungen wird vielfach Verzinnen der Rohre angewendet. Über seinen Wert gehen die Ansichten auseinander. Während von einer Seite gute Erfolge damit erzielt worden sind, hat an anderer Stelle kein Unterschied festgestellt werden können. Sicher ist, daß gar keine Verzinnung besser als eine schlechte ist, da in diesem Falle vom Zinn nicht bedeckte Stellen unfehlbar angefressen werden. Der gleiche Fall tritt ein, wenn die Zinnschicht z. B. durch sandhaltiges Kühlwasser stellenweise ausgewaschen wird. Die Verzinnung muß also sorgfältig vorgenommen werden und

sie muß dick und gleichmäßig genug sein. Vor dem Verzinnen müssen die Rohre metallisch vollkommen rein sein. Da das Rohr nach dem Herausnehmen aus dem Zinnbade mit einem Pfropfen aus Werg o. dgl. durchstoßen wird, so ist man auf die Übung und Geschicklichkeit des Arbeiters angewiesen. Hieraus können die verschiedenartigen Erfahrungen teilweise erklärt werden. Auch folgt, daß sich kurze Rohre leichter einwandfrei verzinnen lassen als lange. Die Verzinnung darf ferner nicht bei zu hoher Temperatur ausgeführt werden, da sonst Kupfer im Zinnbade gelöst wird. Andererseits darf die Raumtemperatur nicht zu niedrig sein, da sonst das Zinn zu schnell und leicht ungleichmäßig erstarrt. Unter den gemachten Voraussetzungen dürfte die Verzinnung nützlich sein. Ist der Zinn- (oder Blei-) Überzug gut und haftet er dauernd gut auf dem Rohr, so ist es gleichgültig, aus welchem Material das Rohr besteht. Es kann daher für verzinnte Rohre die billigste Legierung 60/40 verwendet werden, sogar die Anwendung von Eisenrohren müßte möglich sein. Versuche hierüber sind im Gange, ein Ergebnis liegt noch nicht vor. Allerdings lassen sich die Legierungen 70/30 und 70/29/1 leichter verzinnen als 62/38 und 60/40. Unverzinnete Rohre aus Kupferbronze korrodieren leichter als verzinnte, während die Verzinnung die Haltbarkeit von Messing weniger zu verbessern scheint.

Die Verzinnung ist etwa alljährlich nachzusehen und mindestens alle 2 bis 3 Jahre, besser jährlich einmal, zu erneuern. Sie geschieht nicht mit reinem Zinn, sondern mit einer Legierung von Zinn und Blei. Früher wurde meist die eutektische Legierung Sn 70 vH, Pb 30 vH benutzt, die den niedrigsten Schmelzpunkt hat und vom flüssigen unmittelbar in den festen Zustand übergeht. Wegen der Knappheit und der höheren Kosten des Zinnes hat man versucht, das Bad bleireicher zu machen, und ist hierbei bis zu 90 vH Bleigehalt bei 10 vH Sn gegangen. Bei diesen Legierungen ist es richtiger, von Verbleiung zu sprechen. Da sie bei höherer Temperatur erstarren und einen teigigen Zustand durchmachen, ist eine einwandfreie Verbleiung schwieriger als eine Verzinnung herzustellen, und man ist noch mehr von der Übung des Arbeiters u. dgl. abhängig. Auch können die Rohre beim Verbleien wegen der höheren Temperatur des Bades weich werden. Trotzdem sind mit einer Verbleiung 75 bis 80 vH Pb, 25 bis 20 vH Sn recht gute Erfahrungen gemacht worden. Neuerdings verspricht auch die Verbleiung nach dem Verfahren von Matuschek günstige Erfolge. Das von ihm angegebene Bleibad ist bei einer Zusammensetzung 96 vH Pb, 3 vH Sn und 1 vH Hg hinreichend dünnflüssig.

Nach den Versuchen des Corrosion Committee soll ein Überzug von Kalziumkarbonat die Rohre gegen Anfrassungen schützen, doch verschlechtert ein solcher Überzug die Wärmeübertragung. Neuerdings wird vom Corrosion Committee empfohlen, Rohre aus Messing 70/30 eine Woche lang in Seewasser von 40° C zu legen und dann 14 Tage lang an der Luft zu trocknen. Hierbei soll sich eine natürliche Schutzschicht bilden. Eine solche bildet sich wahrscheinlich meist auch im Betriebe. Nach den neuesten Versuchen dieses Ausschusses sollen derartige Schutzschichten chemischen Veränderungen unterworfen sein,

bis die Haut stellenweise zerstört ist, und dies soll eine wichtige Ursache von Anfrassungen sein.

v. Wurstemberger bekämpft auf Grund seiner Versuche jeden Schutzüberzug wie auch Zinkschutzplatten und Cumberlandverfahren; ob mit Recht, erscheint etwas zweifelhaft.

d) *Zinkschutzplatten*. Eine weitere bei Seewasser häufig angewendete Schutzmaßnahme sind Zinkschutzplatten. Sie werden an der Vorlage oder an der Rohrwand angebracht. In jedem Falle muß eine gut leitende Verbindung zwischen den Rohren, den Rohrplatten und den Schutzplatten bestehen. Am sichersten wird die leitende Verbindung zwischen Rohren und Rohrplatten durch Einwalzen erreicht. Bei Stopfbüchsendichtung sucht man sie durch in den Packungsraum eingelegte federnde Ringe oder durch einen Grundring aus Weichmetall oder dadurch zu erzielen, daß die Packungsschnur mit Kupferdraht durchwebt ist. Die Wirkung der Zinkschutzplatten beruht darauf, daß sie mit dem Kupfer oder Messing der Rohre in Verbindung mit dem Seewasser ein galvanisches Element bilden, dessen Strom das Auftreten örtlicher korrodierender Ströme verhindern soll. Hierbei bildet das Zink die Anode und wird durch den entstehenden Strom zerstört. Wenn auch eine günstige Wirkung meist nicht zu verkennen ist, so ist doch der Schutz kein vollkommener. Dies liegt daran, daß die Schutzwirkung in größerer Entfernung von den Schutzplatten sehr schnell abnimmt. Außerdem ist das sich bildende Zinkoxyd elektro-negativer als die Rohre, so daß es der Schutzwirkung des Zinks selbst entgegenwirkt. Es trifft aber nicht zu, daß, wie vielfach angenommen wird, das Zinkoxyd die Wirkung des Zinks vollkommen aufhebt, denn sonst könnte das Zink nicht immer weiter zerstört werden, was tatsächlich der Fall ist. Trotzdem ist es wichtig, daß die Oxydschicht bei jeder sich bietenden Gelegenheit entfernt wird, und daß die Kontaktstellen gut leitend erhalten werden.

Zinkschutzplatten sind nur bei Kondensatoren üblich, die mit Seewasser arbeiten. Man rechnet etwa mit einer Oberfläche der Platten von 0,2 bis 0,4 m² für 100 m² Kühlfläche. Bei Kondensatoren, die nicht von Seewasser oder ähnlichem Wasser durchflossen werden, sind Zinkplatten um so eher entbehrlich, als die bei diesen Kondensatoren gebräuchlichen eisernen Vorlagen in derselben Weise wie Zinkschutz wirken, wenn sie mit den Rohren leitend verbunden sind. Auch in der deutschen Kriegsmarine ist dies erprobt worden; allerdings sind hier in einem Falle die Vorlagen so schnell und stark angefressen worden, daß Ersatz durch Vorlagen aus Bronze ratsam erschien. Gußeisen scheint in dieser Beziehung widerstandsfähiger als Schmiedeeisen zu sein. Auch für die Schutzplatten kann man Eisen statt Zink verwenden, dessen Wirkung theoretisch geringer ist, da es nicht so elektropositiv wie Zink ist, das aber bisweilen bevorzugt wird. In den Rohren liegende Eisenspiralen üben einen guten Schutz aus, können aber doch nicht empfohlen werden, da sie bald rosten und zerfallen und die fortgespülten Stücke z. B. an Bord zu Störungen an den Seeventilen führen können.

Abb. 121 zeigt einen mit Zinkschutzplatten versehenen Oberflächenkondensator der Maschinenbau A.-G. Balcke. Die Zinkplatten sind durch kräftige Kupferdrähte teilweise mit den Rohrböden und teilweise mit den Vorlagen leitend verbunden. Diese Ausführung soll sich in jahrelangem Betrieb bewährt haben.

e) *Cumberland-Verfahren*. Ein ganz neuer Weg zum Schutze der Kondensatorrohre ist mit obigem Verfahren beschritten worden^{15) 64)}, bei welchem dem Kondensator ein Strom von solcher Spannung aufgezwungen wird, daß alle anderen Ströme, die sonst auftreten würden, am Entstehen verhindert werden, Abb. 122. Der Strom wird den in die Kühlwasservorlagen isoliert eingebauten Anoden zugeführt. Für 1 m² Kühlfläche sind etwa 8 cm² Anodenfläche

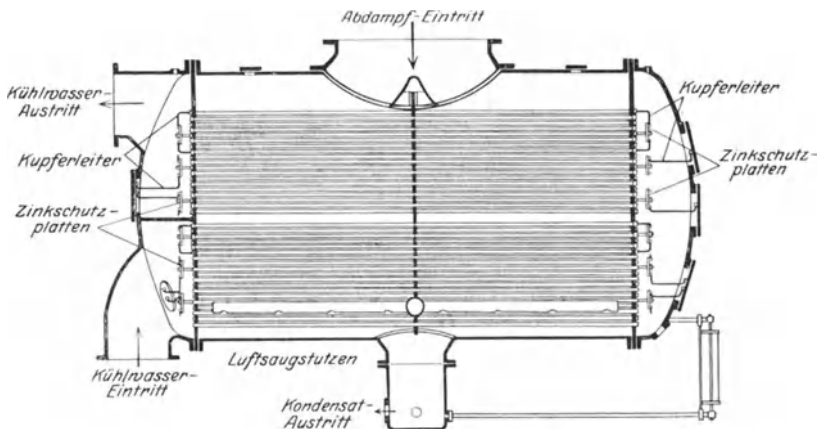


Abb. 121. Oberflächenkondensator der Maschinenbau A.-G. Balcke mit Zinkschutzplatten.

erforderlich. Der Minuspol der Stromquelle wird mit dem Kondensator verbunden. Die erforderliche Spannung beträgt 4 bis 10 Volt, die Stromdichte soll etwa 2 Amp. für 100 m² Kühlfläche nicht unterschreiten und im Mittel etwa 3 bis 5 Amp. für je 100 m² betragen. Spannung und Stromdichte müssen umso höher sein, je länger die Rohre sind und je stärker die Anfrassungen vor Anwendung des Schutzverfahrens waren. Die Spannung ist für jede Anode durch einen Regulierwiderstand so einzustellen, daß auf jede Anode die gleiche Stromstärke entfällt. Das Ampèremeter kann auf jeden Anodenstromkreis geschaltet werden.

An den Anoden sammelt sich der bei der Zersetzung des Wassers entstehende Sauerstoff, der die Anode zerstört. An den Vorlagen bildet sich ein Niederschlag von Eisenoxyd. Die Abnutzung der Anoden betrug bei einer ausgeführten Anlage 1 kg in 1000 Stunden bei 1,5 Amp. je Anode und ging herunter auf 0,65 kg in 1000 Stunden bei 0,9 Amp. (4 Volt). Am geeignetsten für die Anoden ist Gußeisen; Flußeisen wird schneller zerstört und Kohle bröckelt bald ab. Die Befestigung der Anoden muß gut durchgebildet sein (Abb. 123), so daß die Isolation

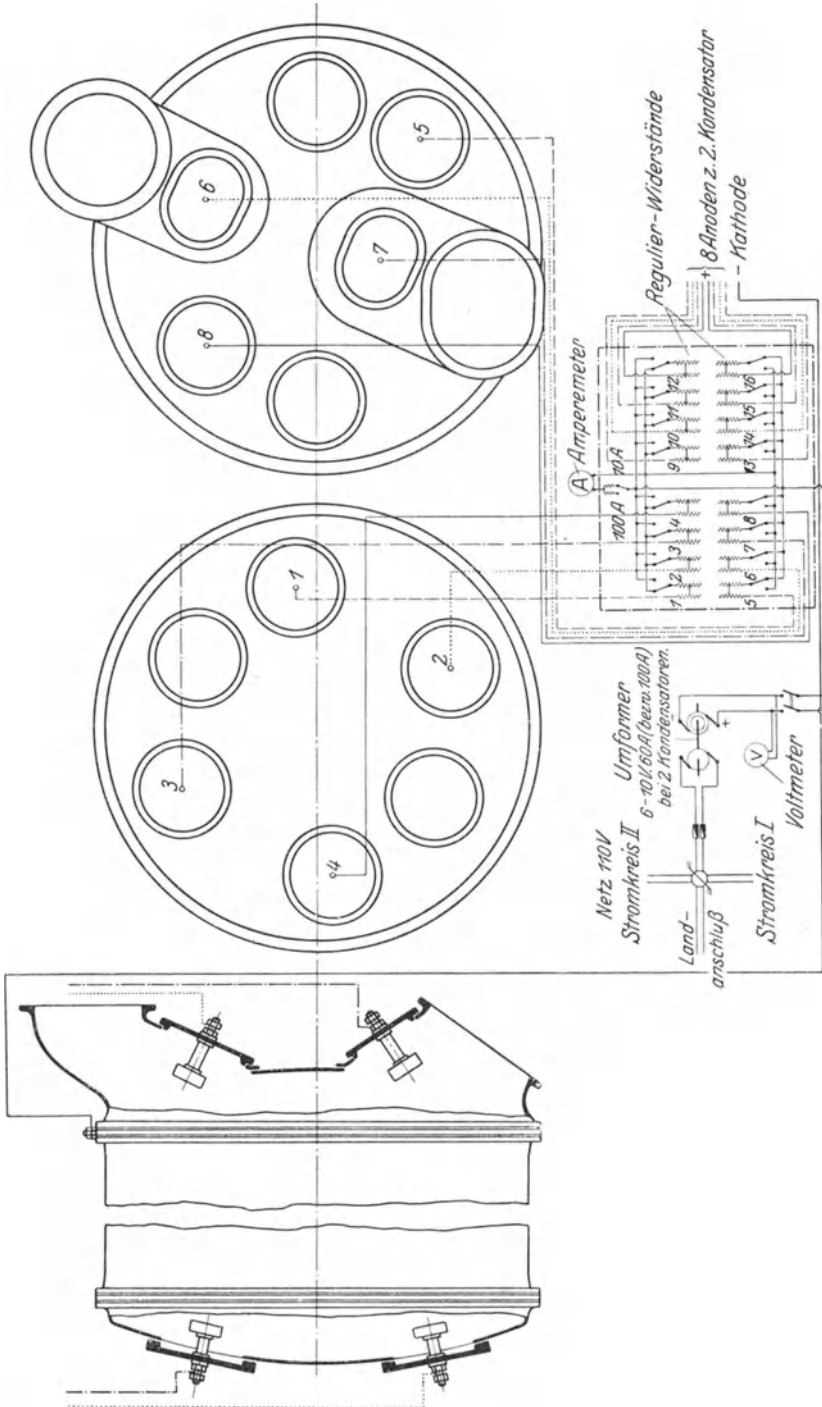


Abb. 122. Schema des Cumberlandverfahrens zum Schutze der Kondensatorrohre.

gut ist, der Tragbolzen nicht angegriffen werden kann und dauerndes Dichthalten gewährleistet ist.

Der bei der Zersetzung des Wassers sich bildende Wasserstoff sammelt sich an den Rohren und schützt sie. Diese primäre Schutzwirkung soll sich aber nur 0,5 bis 0,75 m in das Innere der Rohre hinein erstrecken. Ein sekundärer Schutz kommt dadurch zustande, daß sich das bei der Zersetzung von Kalziumbikarbonat bildende Kalziumkarbonat auf den Rohren in der Nähe der Anoden niederschlägt. Hierdurch wächst der Widerstand an diesen Stellen, so daß sich das Kalziumkarbonat an entfernteren Stellen absetzt, bis das ganze Rohr mit diesem Stoff überzogen ist, der wie erwähnt, schützend wirkt. Da die Anoden allmählich zerfressen werden, ist ihre Erneuerung von Zeit zu Zeit erforderlich.

Für die Erzeugung des niedriggespannten Stromes, für den natürlich nur Gleichstrom in Frage kommt, ist entweder eine besondere

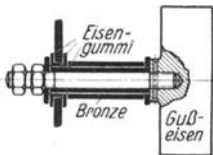


Abb. 123. Anodenbefestigung.

Stromquelle oder ein Umformer nötig, und daher ist die ganze Anlage nicht einfach. Mit dem Verfahren ist ferner ein ständiger Energieverbrauch verknüpft, der jedoch keine Rolle spielt, wenn ein wirklicher Schutz der Rohre erreicht wird. Da das Verfahren noch verhältnismäßig neu ist, so liegen erst wenige Versuchsergebnisse vor, die einander widersprechen. Bedingung für dauernden Schutz ist einmal, daß der Schutzstrom stets in gleicher Richtung und ununterbrochen, also

auch bei nichtbenutztem Kondensator fließt. Bei Bordanlagen ist daher gegebenenfalls auch Landanschluß vorzusehen. Setzt der Schutzstrom zeitweise aus, so bewirken die gebildeten Niederschläge umgekehrt Zerstörung der Rohre. Die Rohre müssen gut leitend mit den Rohrplatten und den Vorlagen verbunden sein. Ferner muß der Schutzstrom an jeder Stelle des Rohres eine größere Potentialdifferenz hervorrufen als sonst durch schädliche Einflüsse im umgekehrten Sinne auftreten würde. Diese Bedingung ist schwer zu erfüllen, da die Potentialdifferenz durch den Schutzstrom nach der Mitte der Rohre hin stark abnimmt, und Mißerfolge sind möglicherweise auf zu geringe Schutzspannung zurückzuführen. Michalke hat die Spannungsverteilung im Rohr berechnet⁷⁹⁾ und findet in einem bestimmten Fall, daß die Stromdichte in der Mitte des Rohres nur etwa $\frac{1}{3}$ des Wertes an den Rohrenden ist. Einige Anlagen der deutschen Kriegsmarine haben im allgemeinen zufriedengestellt und zu weiteren Versuchen ermutigt.

f) *Behandlung des Kondensators.* Bei Betriebspausen sind die Rohre mit Bürsten zu reinigen und der Kondensator ist am besten mit reinem Wasser auszuspülen. Muß für die Reinigung verdünnte Säure zu Hilfe genommen werden (S. 186), so sind die Rohre gründlich nachzuspülen. Gegen das Reinigen wird ins Feld geführt, daß chemische Schutzüberzüge, die sich etwa gebildet haben, zerstört werden und daß beim Reinigen mechanisch angegriffene Stellen späterhin Ausgangspunkt von Korrosionen sein können. Jedenfalls ist also das Reinigen vorsichtig auszuführen. Derartige Schutzschichten sollen auch durch wieder-

holtes Trocknen und Wiedernaßwerden zerstört werden, wobei sich Risse in der Haut bilden, von denen Anfressungen ausgehen können.

g) *Planmäßige Untersuchungen.* Trotz aller bei der Herstellung aufgewendeten Sorgfalt und aller Schutzmaßnahmen, die sich bis heute treffen lassen, treten Anfressungen an Kondensatorrohren namentlich an Bord von Seeschiffen vielfach in unerwünscht hohem Maße auf. Es ist daher geboten, die Ursachen der Korrosionen weiter zu erforschen, um auf diese Weise Mittel zu ihrer Verhütung zu finden, und hierzu sind vor allem planmäßige Versuche an Bordkondensatoren geeignet. Vor einigen Jahren hat sich nach dem englischen Vorbilde auch in Deutschland ein Korrosionsausschuß gebildet, um Versuche vorzunehmen und Erfahrungen zu sammeln. Abschließende Ergebnisse liegen noch nicht vor. Verfasser würde es für zweckmäßig halten, wenn hierbei auch in der Weise vorgegangen würde, daß absichtlich stellenweise an im Betrieb befindlichen Anlagen Bedingungen geschaffen werden, die man für schädlich hält, um festzustellen, ob die erwartete Wirkung tatsächlich eintritt.

70. Armaturen. An den Kühlwasservorlagen sind oben Entlüftungshähne anzubringen. Bleibt Luft im Kondensator, so bekommen die obersten Rohre möglicherweise nur teilweise Wasser und sind dann Anfressungen besonders leicht ausgesetzt. An der unteren Seite sind Wasserablaßhähne zu empfehlen. Am Mantel ist ein Anschluß vorzusehen, um den Kondensator bei Bedarf füllen und drücken zu können. Wenn eine Pumpe hierfür nicht zur Verfügung steht, so wird zweckmäßig eine Rohrleitung von 10 bis 15 m Höhe, einem Überdruck von 1 bis 1,5 at entsprechend, bereitgehalten, deren Querschnitt nur gering zu sein braucht und die am oberen Ende mit einem Fülltrichter versehen ist.

Ferner muß ein Dampfanschluß vorhanden sein, um den Dampfraum des Kondensators auskochen zu können. Dies kann namentlich bei Kolbenmaschinen erforderlich werden, deren Abdampf nicht ausreichend entölt wird. Der Kondensator muß nach dem Auskochen entleert und mit reinem Wasser nachgespült werden können. Bisweilen werden auch Thermometerstutzen, Anschlüsse zum Zusetzen von Frischwasser, um den Verlust an Kondensat auszugleichen, Hilfsabdampfleitungen, Entwässerungsleitungen, je nach dem im einzelnen Falle vorliegenden Bedarf, oder noch andere Anschlüsse vorgesehen.

Bei Schiffskondensatoren ist manchmal eine Umgehungsleitung mit Absperrhahn von einer Kühlwasservorlage zum Dampfraum des Kondensators vorhanden, um beim Versagen der Kühlwasserpumpe Wasser unmittelbar zum Niederschlagen des Dampfes einspritzen zu können oder auch um beim Mangel an Speisewasser Kühlwasser zusetzen zu können. Diese Einrichtung ist aber im allgemeinen nicht zu empfehlen, da sie, wenn in unvorsichtiger Weise benutzt, Versalzen des Speisewassers, Überkochen der Kessel und dadurch weitere Schäden zur Folge haben kann.

Um das Eindringen von Kühlwasser in den Dampfraum durch undichte Stopfbüchsen oder Rohre rechtzeitig zu erkennen, empfiehlt sich

namentlich bei Seeschiffen die Mitführung eines Salinometers, mit dem der Salzgehalt des Speisewassers laufend festgestellt werden kann. Die Anzeige dieses Apparates beruht z. B. darauf, daß sich der elektrische Leitungswiderstand des Wassers mit dem Salzgehalt ändert. Der Apparat kann z. B. in die Kondensatordruckleitung eingebaut werden und ist mit Wechselstrom zu betreiben, damit das Wasser nicht zersetzt wird. Es kann auch eine Vorrichtung vorgesehen werden, bei der ein Warnsignal ausgelöst wird, wenn der übergelassene Strom einen gewissen einstellbaren Höchstwert überschreitet. Der Salzgehalt des Speisewassers soll 0,5 vH bei Wasserrohrkesseln nicht überschreiten, bei Zylinderkesseln kann er 2 vH und darüber betragen.

Auch bei gewöhnlichem Kühlwasser läßt sich ein derartiger Apparat, wie er z. B. von der Maschinenbau A.-G. Balcke hergestellt wird, verwenden, denn auch geringe Mengen mineralischer Salze, die Rohwasser stets enthält, setzen den elektrischen Widerstand herab. Da der Widerstand des Kondensates auch mit der Temperatur sinkt, so muß der Apparat in jedem Fall besonders geeicht werden.

Für den Fall, daß die Kondensation versagt, empfiehlt es sich, ein selbsttätiges Auspuffventil am Abdampfstutzen des Kondensators vorzusehen (s. Abb. 130), das den Abdampf ins Freie entweichen läßt. Hierzu eignet sich ein Ventil, dessen Kegel durch eine schwache Feder belastet ist, der sich daher bei einem bestimmten geringen Überdruck von selbst öffnet. Muß längere Zeit mit Auspuff gefahren werden, so ist eine Einrichtung zu empfehlen, durch die das Ventil in offener Stellung festgehalten werden kann. Besondere Sorgfalt ist auf das Dichtungsmaterial des Ventiltellers zu verwenden, damit es einerseits bei Kondensationsbetrieb keine Luft in den Kondensator treten läßt, und andererseits nicht festhaftet, wenn der Dampf ins Freie entweichen will. Bisweilen wird auch ein Auspuffventil vorgesehen, das durch Elektromotor von der Schalttafel aus oder auf hydraulischem Wege bedient werden kann.

Bei kleinen Anlagen, die vorübergehend mit Auspuff arbeiten, kann vor dem Kondensator ein Umschaltchieber vorgesehen werden, der im allgemeinen entbehrlich ist. Bei großen Anlagen würden sich für den Schieber sehr große Querschnitte ergeben. Der hierdurch bedingte hohe Preis und die Möglichkeit für das Eindringen von Luft in den Kondensator wird man nur dann in den Kauf nehmen, wenn die Vorrichtung häufiger benutzt werden soll oder wenn nicht wichtige Vorteile oder andere Gründe dafür sprechen. Der Abdampfschieber kann, falls erforderlich, ebenfalls so eingerichtet werden, daß er sich durch einen Servomotor oder einen kleinen Elektromotor von der Schalttafel oder vom Maschinenistenstand aus bedienen läßt.

Ausführungsbeispiele.

71. Älterer Oberflächenkondensator der Maschinenbau A.-G. Balcke. In Abb. 124 ist der Querschnitt eines Oberflächenkondensators gezeigt, wie er in früherer Zeit von obiger Firma hergestellt wurde. Der Dampf wird in mehreren Sektoren hin- und hergeführt, deren Querschnitt

entsprechend dem abnehmenden Volumen des Dampfes ebenfalls abnimmt. Die Luft gelangt am Ende des letzten Sektors zur Trockenluftpumpe, das Kondensat sammelt sich unten und wird von der Kondensatpumpe gefördert. Diese Bauart ist verlassen worden. Sie ergibt

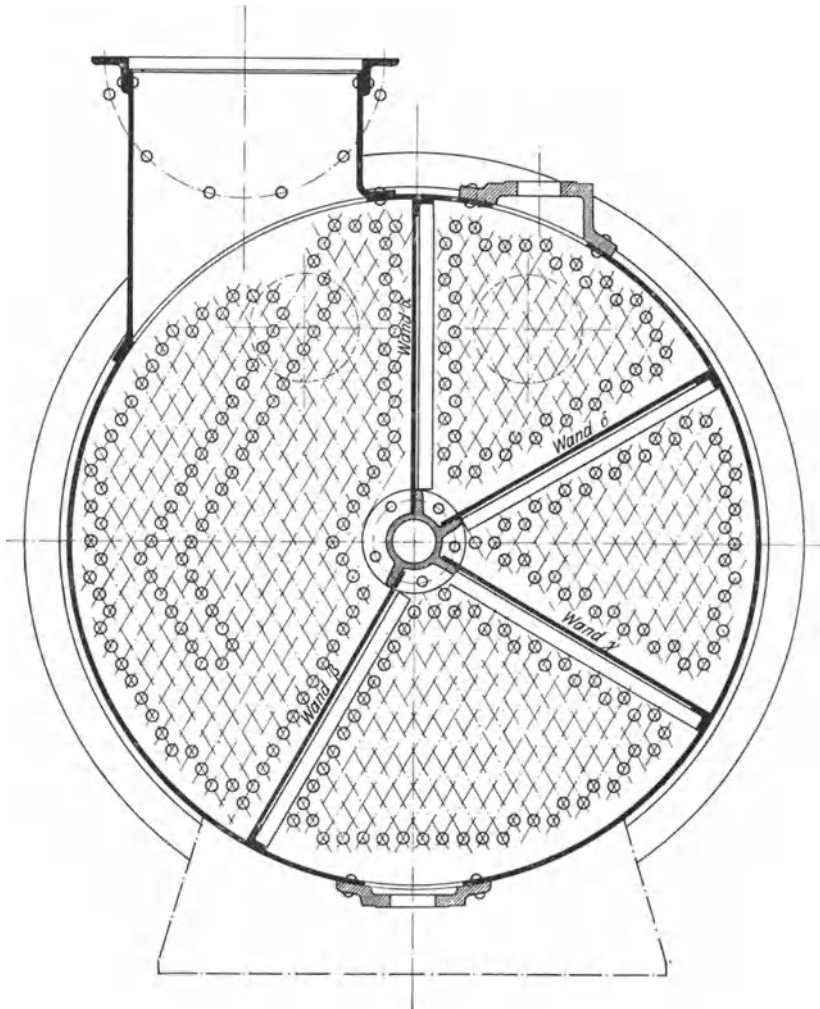


Abb. 124. Querschnitt eines älteren Oberflächenkondensators der Maschinenbau A.-G. Balcke.

wegen des langen Dampfweges einen unnötig hohen Spannungsabfall im Kondensator und damit Verlust an Luftleere. Außerdem ist die Führung des Dampfes im Gegenstrom zum Wasser zwecklos, da der Dampf stets dieselbe Temperatur hat (55). Bei der Unterteilung des Kondensators läßt sich nur ein Abdampfstutzen von beschränkter

Größe unterbringen und der Dampf kommt bei seinem Eintritt mit einer verhältnismäßig kleinen Kühlfläche in Berührung. Außerdem ist bei dieser Bauart die ausführbare Länge des Kondensators begrenzt, da sich keine Stützplatten anordnen lassen.

72. Querstrom-Oberflächenkondensator der Maschinenbau A.-G. Balcke. Aus diesen Erwägungen heraus werden neuere Oberflächenkondensatoren meist als Querstromkondensatoren ausgeführt (Abb. 125 und 126). Der Dampf wird durch am Eintritt angeordnete Führungsbleche auf beide Seiten verteilt und durchströmt den ganzen Kondensator quer zu den Rohren. Hierbei wird auch wegen der stärkeren Wirbelung des Dampfes eine bessere Wärmeübertragung bezweckt, als wenn sich der Dampf in Richtung der Rohre bewegt. Ob dies wirklich der Fall ist, erscheint nach den Versuchen von Josse zweifelhaft⁶⁷⁾, (vgl. auch 49). Um tote Räume im Kondensator zu vermeiden, wird die Luft längs des ganzen Kondensators durch eine Anzahl trompetenförmiger Rohre abgesaugt, die sich zu einem Sammelrohr vereinigen. Ob diese Bauart der Anordnung einer Scheidewand oberhalb des Luftsaugerohres vorzuziehen ist, muß dahingestellt bleiben. Die für die Kühlung der Luft aufzuwendende Kühlfläche wird bei dem Kondensator nach Abb. 125 in der Nähe der Öffnung der Saugerohre liegen, während sie sich bei den Kondensatoren mit Scheidewand unter dieser befindet. Bei richtiger Anordnung der Scheidewand lassen sich auch bei dieser tote Räume vermeiden.

Das Kondensat sammelt sich in einem unten angebrachten, mit einem Wasserstand versehenen Topf, damit der Kondensatormantel bis unten hin mit Kühlrohren ausgefüllt werden kann. Das Kühlwasser fließt nur mit einmaliger Umkehr durch den Kondensator, um seinen Widerstand und damit den Arbeitsbedarf der Kühlwasserpumpe möglichst gering zu halten. Die Vorlagen sind der Billigkeit und des geringeren Gewichtes wegen aus Schmiedeeisen hergestellt. Die Rohrplatten sind durch einen kräftigen Mittelanker sowie eine Reihe kleinerer Anker versteift. Die Kühlrohre aus Messing werden in der Mitte von einer ebenfalls schmiedeeisernen Stützplatte getragen. Ihre Teilung nimmt von oben nach unten hin ab. Die Rohre sind im oberen Teil mit Stopfbüchsen eingesetzt, im unteren Teil dagegen eingewalzt.

Zahlentafel 16 enthält die Versuchsergebnisse an einer Balckeschen Oberflächenkondensationsanlage im Elektrizitätswerk Rheinhessen zu Worms. Der Querstromkondensator von 380 m² Kühlfläche wurde von einer umlaufenden Luft- und Kondensatpumpe bedient. Das Kühlwasser (Frischwasser) wurde durch eine zentrale Kühlwasserpumpenanlage geliefert, so daß es nicht möglich war, die Kühlwassermenge genau zu ermitteln und den Arbeitsbedarf für die Kühlwasserförderung festzustellen. Für die Anlage war bei einer Dampfmenge von 13 000 kg/h und einer Kühlwassermenge von 725 m³/h von 10° C eine Luftleere im Abdampfstutzen von 0,04 at abs gewährleistet worden. Wie aus den Versuchsergebnissen hervorgeht, ist die Garantie bei 6° wärmerem Kühlwasser unterschritten worden, wobei aber das auf S. 20 Gesagte zu beachten ist.

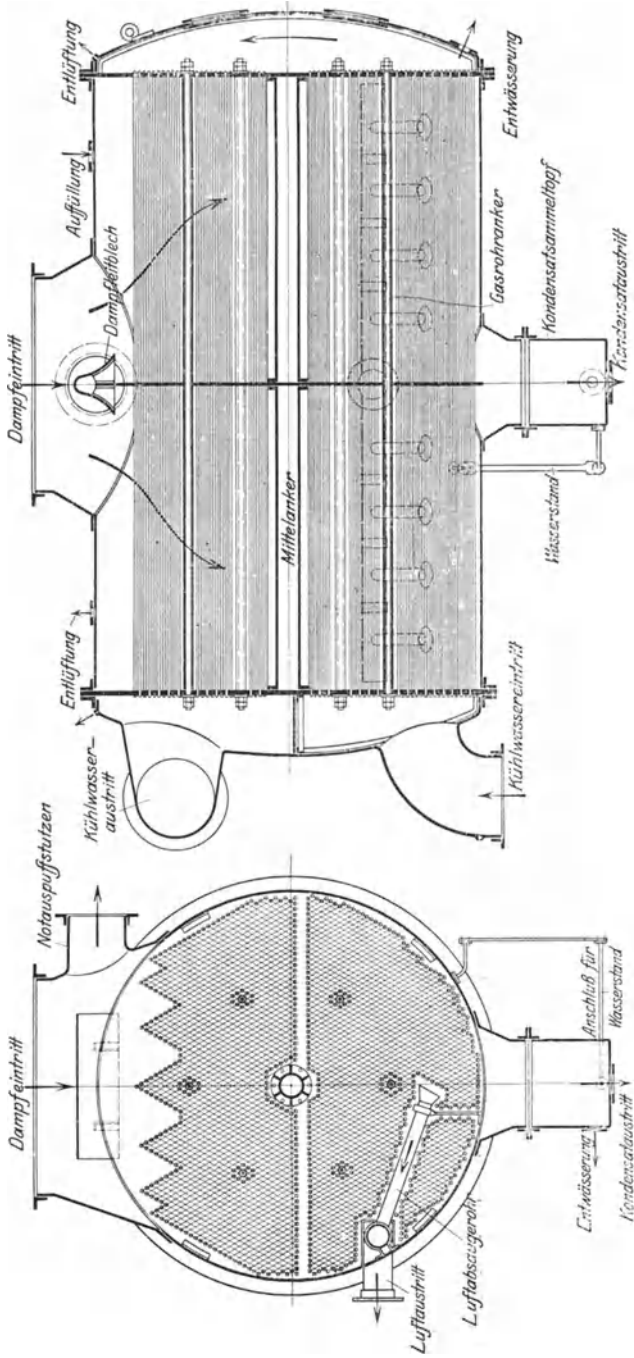


Abb. 125 und 126. Querstrom-Oberflächenkondensator der Maschinenbau A.-G. Balcke.

Zahlentafel 16.

Garantieversuche an einer Balcke-Oberflächenkondensationsanlage des Drehstrom-Turboaggregats II im Elektrizitätswerk Rheinhessen zu Worms.

Belastungsgrad	Vollast	Überlast
Abgegebene Leistung der Dynamo kW	2141	2551
Dampfdruck vor der Turbine at Überdr.	12,6	11,3
Dampfdruck vor den Düsen at Überdr.	12,0	10,1
Dampftemperatur vor der Turbine ° C	314	300
Dampfmenge kg/h	12 412	15 600
Kühlfläche des Kondensators m ²	380	380
Dampfmenge auf 1 m ² Kühlfläche kg/m ²	32,7	41,1
Kühlwassermenge (geschätzt) kg/h	700 000	700 000
Kühlwassermenge auf 1 kg Dampf kg/kg	32,7	23,5
Temperatur des Kühlwassers, Eintritt ° C	16,1	16,2
Temperatur des Kühlwassers, Austritt ° C	26,2	29,3
Temperatur des Arbeitswassers der Luftpumpe . . . ° C	15,7	16,3
Temperatur im Luftpumpensaugrohr ° C	28,3	29,3
Luftleere im Abdampfstutzen mm Q.-S.	727,4	719
Barometerstand mm Q.-S.	753,5	753,5
Luftleere vH vom Barometerstand vH	96,5	95,6
Absoluter Druck im Abdampfstutzen mm Q.-S.	26,1	34,5
Absoluter Druck im Abdampfstutzen at abs.	0,036	0,047
Arbeitsbedarf der Luft- und Kondensatpumpe zusammen etwa PSe	15	15
Dem Antriebsmotor zugeführte Leistung etwa . . . kW	13	13
Desgl. in vH der von der Dynamo abgegebenen Leistung vH	0,6	0,5

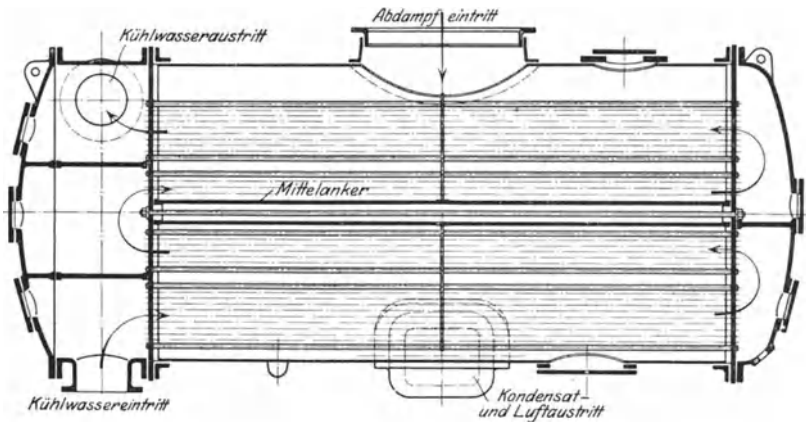


Abb. 127. Oberflächenkondensator der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft.

73. Oberflächenkondensator der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft. Dieser Kondensator (Abb. 127) ist ebenfalls als Querstromkondensator ausgebildet. Das Kühlwasser fließt mit dreifacher Umkehr durch den Kondensator; es ist also auf Steigerung der Wassergeschwindigkeit und damit der Wärmeübertragung besonderes Gewicht gelegt, und es wird der Nachteil größeren Widerstandes in den Kauf genommen.

Dieser Nachteil ist nicht allzu erheblich, wenn ein Turbopumpwerk vorhanden ist, bei dem die hohe Drehzahl sowieso eine größere Förderhöhe der Kühlwasserpumpe mit sich bringt. Die Rohre werden der Einfachheit wegen in der Regel sämtlich eingewalzt. Sie haben 21 mm l.W. und bestehen meist aus Messing von der Zusammensetzung 70/29/1. Kondensat und Luft werden gemeinsam abgesaugt.

Versuchsergebnisse an einem AEG-Kondensator, bei welchem die Kühlwassermenge unter sonst gleichen Verhältnissen in weiten Grenzen geändert wurde, sind in Abb. 128 dargestellt. Die niedergeschlagene Dampfmenge betrug 19 000 kg/h, die Kühlwassereintrittstemperatur 9,5° C. Die Luftleere kommt der theoretischen bei allen Versuchen sehr nahe, was auf sehr kleine Luftmengen schließen läßt.

74. Oberflächenkondensator der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg. Dieser Kondensator (Abb. 129 und 130) wird vom Kühlwasser ebenfalls mit dreimaliger Umkehr durchflossen. Die

Kühlwassergeschwindigkeit wird zu 1,5 bis 2,5 m/s gewählt. Die Kühlrohre werden mit Stopfbüchsen eingesetzt und bestehen für

Landanlagen in der Regel aus Messing 60/40. Für salzhaltiges oder saures Kühlwasser werden verzinnete Messingrohre, Zusammensetzung 70/29/1, verwendet. Die Rohr- und Stützplatten bestehen in diesem Falle aus Muntzmetall, sonst aus Schmiedeeisen. Die Rohre haben je nach der Beschaffenheit des vorhandenen Kühlwassers 23 bis 30 mm l.W. Für die Luftkühlung ist eine besondere Kammer abgeteilt. Hingewiesen sei ferner auf die Lagerung des Kondensators, die nach beiden Seiten freie Wärmeausdehnung gestattet.

75. Oberflächenkondensator der Otto Estner, Kühlwerksbau G. m. b. H., Dortmund. Die Kühlrohre dieses Kondensators, der dem vorbeschriebenen sonst sehr ähnlich ist, werden in einer von der üblichen abweichenden Art und Weise abgedichtet (Abb. 131 und 132). Die Abdichtung geschieht durch Gummiringe, die zu je vier durch eine Platte gegen die Rohre und die Rohrplatte gepreßt werden. Die Dichtungsplatten und

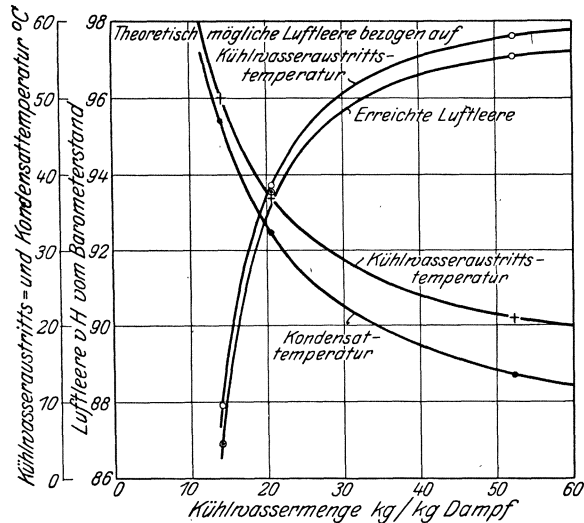


Abb. 128. Betriebsergebnisse einer AEG-Oberflächenkondensationsanlage bei wechselnder Kühlwassermenge. Niedergeschlagene Dampfmenge 19 000 kg/h, Kühlwassereintrittstemperatur 9,5° C.

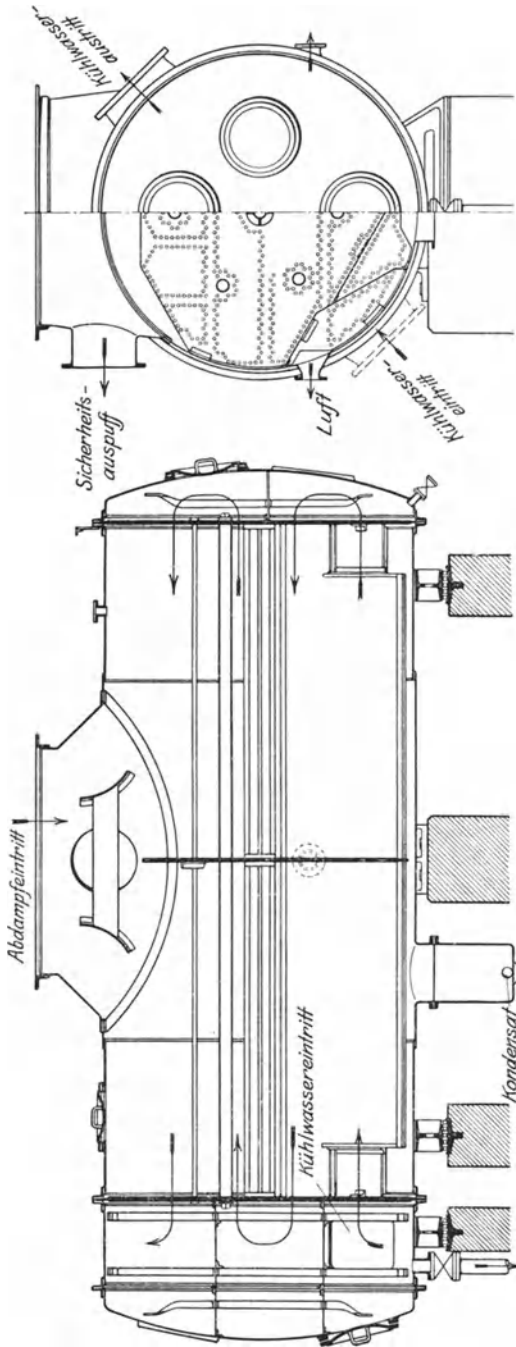


Abb. 129 und 130. Oberflächenkondensator der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg.

die Stiftschrauben bestehen aus Schmiedeeisen, die zugehörigen Muttern aus Bronze. Es ist nicht zu verkennen, daß diese Abdichtungsart einige Vorzüge gegenüber den üblichen Rohrverschraubungen hat. Die Rohrteilung kann kleiner sein, und die Ausführung wird vielleicht etwas billiger. Andererseits muß darauf geachtet werden, daß die vier Ringe unter einer Platte gleichmäßig angepreßt werden. Die fünf Ankerrohre eines Kondensators von 2200 mm Dmr. und 4500 mm Länge zwischen den Rohrböden werden gemäß Abb. 133 über eingietete Dübel geschoben.

76. OV-Kondensator von Brown, Boveri & Co. Neben Kondensatoren gewöhnlicher Bauart wird von obiger Firma für die meisten größeren Anlagen der sogenannte OV-Kondensator nach Abb. 134 ausgeführt. Die Wahl der Bezeichnung geht aus dem Querschnitt hervor. Beim Entwurf ist von dem Grundsatz ausgegangen, daß der Dampf sofort eine möglichst große Oberfläche finden, und daß sein Weg möglichst kurz sein soll. Dieser Gedanke ist in vollkommener Weise verwirklicht, da sich der

Dampf in dem V-förmigen Raum sofort auf die ganze Länge des Kondensators verteilen kann. Gleichzeitig wird erreicht, daß der Querschnitt in Richtung der Dampfströmung entsprechend der Volumenverminderung des Dampfes stetig abnimmt. Die Luft wird auf beiden Seiten bei *a* abgesaugt, das Kondensat zusammen an einem unten angebrachten Stutzen. Damit die Luft gleichmäßig abgesaugt wird, ist vor jeder Absaugstelle ein gelochtes Blech *b* angebracht. Das Kühlwasser kann wie beim Dauerbetriebskondensator (84) für beide Seiten getrennt zugeführt werden. Die drei Flüsse auf jeder Seite sind nahezu senkrecht angeordnet, so daß sich Dampf und Wasser im wesentlichen im Gegenstrom bewegen. Im inneren Fluß ist die Wassergeschwindigkeit am größten, etwa 2 m/s, gegen 1,5 m/s im Mittel. Die senkrechte Anordnung der Flüsse hat zur Folge, daß das von den oberen Rohren ab-

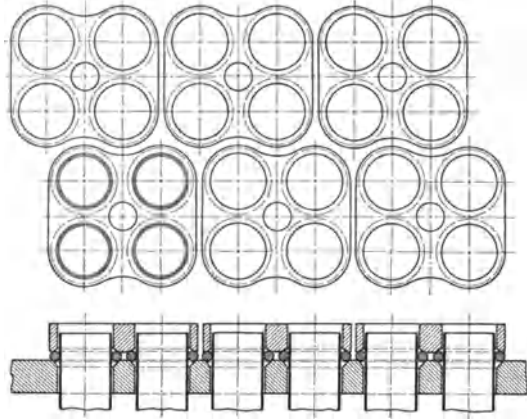


Abb. 131 und 132. Abdichtung der Kühlrohre beim Oberflächenkondensator der Otto Estner, Kühlwerksbau G. m. b. H.

gekühlte Dampf und Wasser im wesentlichen im Gegenstrom bewegen. Im inneren Fluß ist die Wassergeschwindigkeit am größten, etwa 2 m/s, gegen 1,5 m/s im Mittel. Die senkrechte Anordnung der Flüsse hat zur Folge, daß das von den oberen Rohren ab-

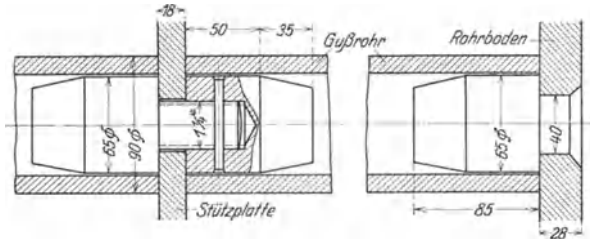


Abb. 133. Ankerbefestigung beim Estner-Kondensator.

tropfende Kondensat nur über Rohre von annähernd gleicher Temperatur fließt, und das Kondensat soll hierbei 5° C und mehr wärmer bleiben als bei gewöhnlichen Kondensatoren. Der Nachteil, daß sich bei gleicher Rohrteilung in einem gegebenen Kondensatormantel nicht soviel Kühlfläche unterbringen läßt, soll dadurch aufgewogen werden, daß die kleinere Kühlfläche infolge der besseren Dampfverteilung und -führung um 20 bis 30 vH besser ausgenutzt wird. Außerdem gestattet die große Fläche, auf welche der Dampf trifft, die Wahl einer kleineren Rohrteilung. Genaue Vergleichsversuche mit gewöhnlichen Kondensatoren liegen nicht vor.

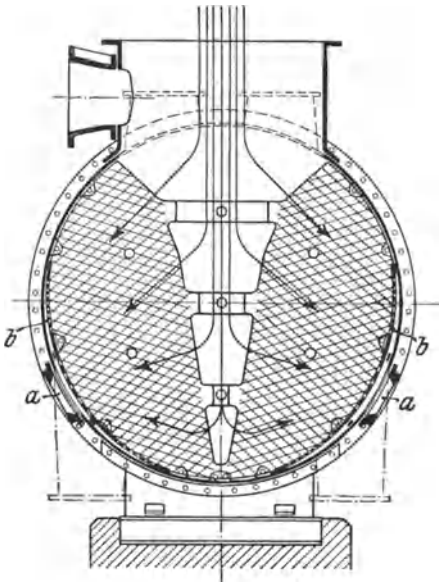


Abb. 134. Querschnitt des OV-Kondensators von Brown, Boveri & Co.

77. Oberflächenkondensatoren der Contraflo-Condenser and Kinetic Air Pump Company, Ltd., London. Das Besondere dieses Kondensators (Abb. 135) sind die im Dampfraum angeordneten Leitbleche, die ein Stagnieren von Luft in irgendeinem Teil des Kondensators verhindern und damit eine gleichmäßige und daher gute Ausnutzung der ganzen Kühlfläche bewirken sollen. Ob die Wirkung gegenüber einem ebenfalls runden Kondensator ohne solche Führungsbleche wirklich merkbar besser ist, erscheint zweifelhaft. Sicher ist indes, daß durch die Einbauten ohne

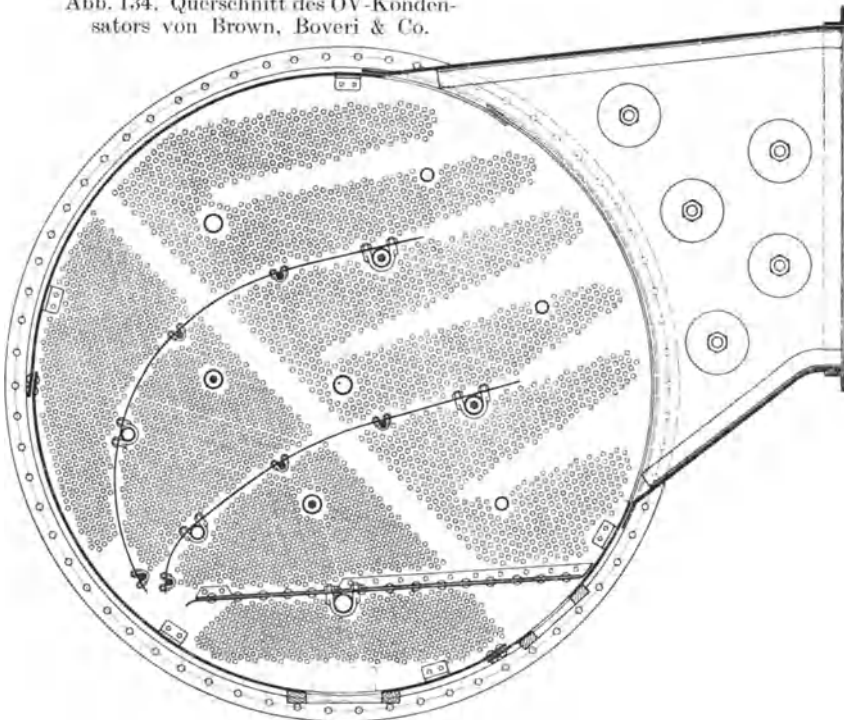


Abb. 135. Oberflächenkondensator der Contraflo-Condenser and Kinetic Air-Pump Co., London.

Verlängerung des Dampfweges eine unnötige Abkühlung des Kondensates (getrennte Absaugung vorausgesetzt) vermieden wird, da das Kondensat durch die Bleche abgefangen wird und daher nicht über die unteren kalten Rohre fließen kann. Bemerkenswert ist ferner die reichlich bemessene Kammer zur Abkühlung der Luft.

Bei Anwendung von Naßluftpumpen führt obige Firma Temperatureinrichtungen gemäß Abb. 136 aus. Das gesamte Kondensat wird durch eine etwas geneigte Scheidewand abgefangen und einem Dreiwegehahn zugeführt. Für gewöhnlich soll das Kondensat bei entsprechender Stellung des Hahnes unmittelbar in die Saugleitung strömen. Reicht die hierbei sich einstellende Luftleere nicht aus, so kann das Kondensat durch Drehen des Hahnes ganz oder teilweise in

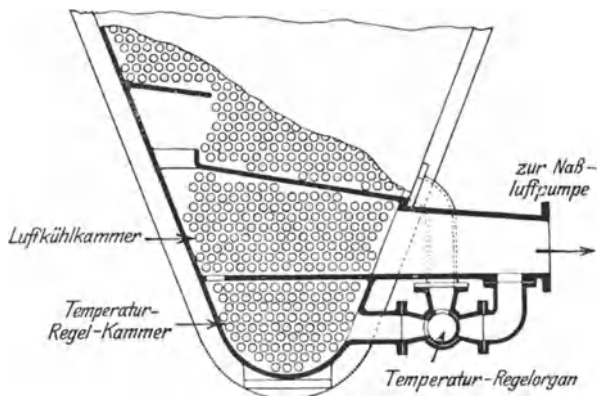


Abb. 136. Temperatureinrichtung der Contraflo-Condenser Co.

die unterste Kammer des Kondensators geleitet werden, deren Rohre vom kalten Kühlwasser durchflossen werden. Das Kondensat wird daher unterkühlt, mischt sich dann mit der Luft, kühlt auch diese ab und verbessert so die Luftleere. Nachteilig ist bei dieser Anordnung, daß das abgekühlte Kondensat nicht mit der Luft gemischt wird. Es findet daher ein Wärmeaustausch nur an der Oberfläche des Kondensates statt, und seine Abkühlung wird nicht voll ausgenutzt.

Bei dem für Bordzwecke gebauten Hilfskondensator der gleichen Firma (Abb. 137 bis 139) ist besonderer Wert darauf gelegt, daß das in die Hilfskondensatoren vielfach in großer Menge (z. B. aus Entwässerungen) geleitete Kondensat möglichst warm wiedergewonnen wird. Auch das aus dem Dampf sich bildende Kondensat fließt sofort nach unten ab und wird nicht unnötig unterkühlt. Bei dieser Anordnung ergibt sich allerdings ein langer mit größerem Druckverlust verbundener Dampfweg, der aber beim Hilfskondensator wegen seiner meist verhältnismäßig geringen Luftleere unerheblich ist.

78. Doppelrohrkondensator von Schaffstaedt. Der Kondensator der Schaffstaedt G. m. b. H., Gießen, (Abb. 140 und 141), zeichnet sich durch

gute Wirkung, gedrungene Bauart und daher geringen Platzbedarf aus. Der Kondensator ist stehend angeordnet, und bei ihm bewegen sich

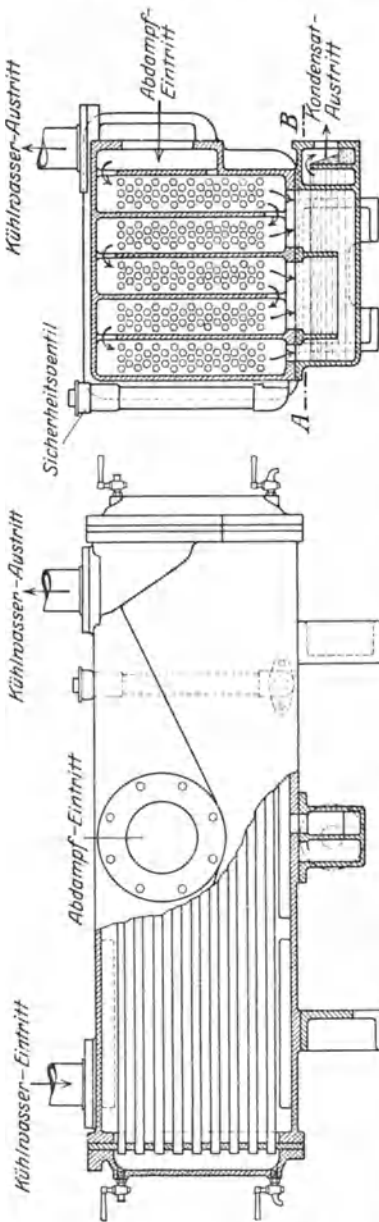


Abb. 137 bis 139. Contraflo-Hilfskondensator.

Dampf, Kondensat und Luft einerseits und Kühlwasser andererseits vollkommen im Gegenstrom. Je zwei Rohre von verschiedener lichter Weite sind ineinandergesteckt. Das Kühlwasser fließt in dem Ringraum zwischen je zwei Rohren von unten nach oben, während sich der Dampf teils außerhalb der äußeren Rohre, teils in den engeren Rohren von

oben nach unten bewegt. Die äußeren Rohre sind, um an Platz zu sparen, eingewalzt. Für die inneren Rohre bleibt genügend Zwischenraum, um sie mit Stopfbüchsen abzudichten. Das Einwalzen dieser Rohre würde auch nicht zulässig sein, da sie gezogen werden müssen, wenn die äußeren Rohre gereinigt werden sollen. Die Rohre werden aus Messing oder Kupferbronze, die Gehäuse und Vorlagen aus Gußeisen hergestellt. Die Kondensatoren werden mit einer Kühlfläche von 14 bis etwa 800 m² für eine niederzuschlagende Dampfmenge von 1 bis 60 t/h gebaut. In der Herstellung dürften sie etwas teurer als gewöhnliche Kondensatoren sein. Auch ist die Reinigung etwas umständlicher, da stets sämtliche inneren Rohre herausgezogen werden müssen. Die Apparate werden auch als Vorwärmer verwendet.

Zahlentafel 17 enthält Versuche an einem Doppelrohrkondensator, und zwar war bei der untersuchten Anlage die Einrichtung getroffen, daß der Kondensator nicht nur mit Gegenstrom, sondern auch mit Gleichstrom betrieben werden konnte. Die Kühlwasser-

menge ist beim Gegenstrom so eingestellt worden, daß dieselbe Luftleere wie beim Gleichstrom erreicht wurde, und man erkennt, daß beinahe 35 vH Kühlwasser gespart werden. Dies liegt daran, daß sich das Wasser bei Gegenstrom höher erwärmen kann, also besser ausgenutzt wird. Die hierfür erforderliche größere Kühlfläche wird durch die günstigere Abkühlung der Luft — s. weiter unten — gewonnen.

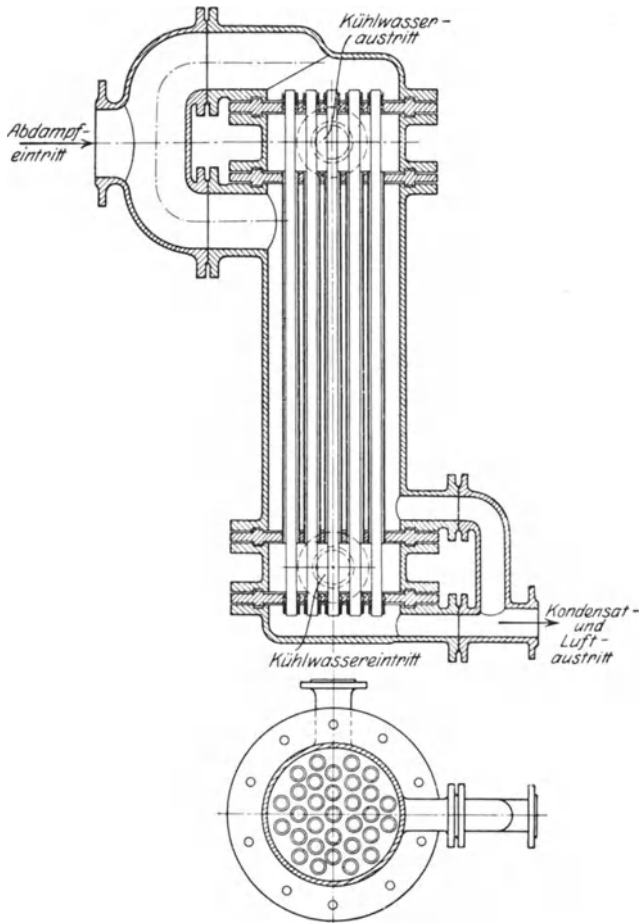


Abb. 140 und 141. Doppelrohrkondensator von H. Schaffstaedt G. m. b. H., Gießen.

In Abb. 142 sind die Teildrucke von Luft und Dampf in verschiedenen Höhen des Kondensators für die beiden Betriebsarten aufgetragen. Man könnte hiernach geneigt sein anzunehmen, daß bei Gegenstrom der Teildruck der Luft für die gleiche Luftleere ein kleinerer als bei Gleichstrom zu sein braucht. Demgegenüber muß betont werden, daß der Teildruck, auf welchen die Luft gebracht werden muß, nur von

Zahlentafel 17.
 Versuche an einem Doppelrohrkondensator von Schaffstaedt.

	Einheit	Gleichstrom	Gegenstrom
Versuchsdauer	min	45	45
Niedergeschlagene Dampfmenge	kg/h	759	736
Barometerstand	mm Q.-S.	754,5	754,5
Unterdruck am Luftsaugestutzen	mm Q.-S.	621,1	620,1
Luftlere vH vom Barometerstand	vH	82,4	82,3
Dampftemperaturen: Dampfeintrittsstutzen	°C	61,5	61,4
Kondensator oben	°C	57,3	57,2
Kondensator Mitte	°C	54,8	57,2
Kondensator unten	°C	51,9	56,3
Kühlwassermenge	kg/h	26 820	17 600
Kühlwassertemperaturen: Eintritt	°C	11,4	11,52
Austritt	°C	27,35	34,79
Kondensattemperatur	°C	43,6	41,9
Kühlwassergeschwindigkeit	m/s	0,69	0,435
Wärmedurchgangszahl	kcal/m ² h °C	817	835

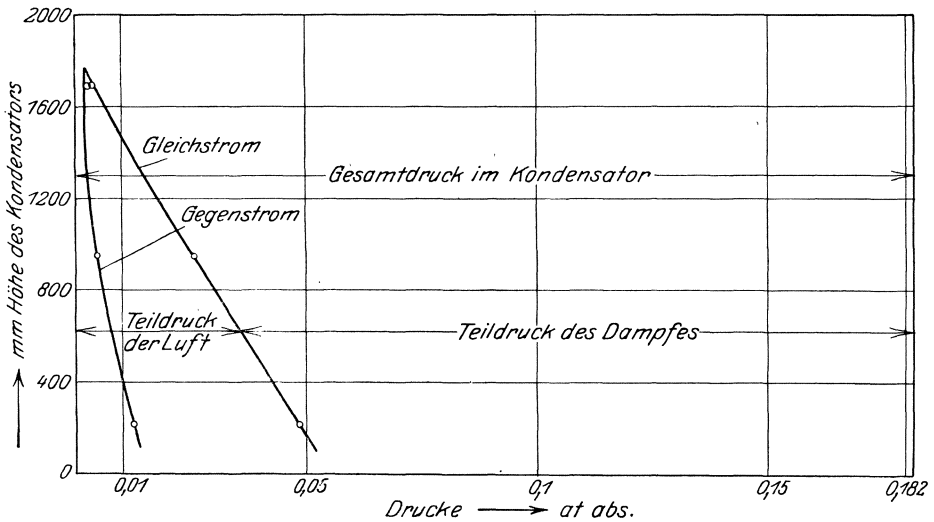


Abb. 142. Teildrucke von Luft und Dampf im Doppelrohrkondensator.

der Luftmenge, ihrer Temperatur und der Leistungsfähigkeit der Luftpumpe abhängt. Im vorliegenden Falle ist auch nur scheinbar bei Gegenstrom ein geringerer Luftdruck vorhanden. Wie aus der Zahlentafel hervorgeht, ist die Temperatur des ablaufenden Kondensates beim Gegenstrom niedriger als beim Gleichstrom, und da die Absaugung von Luft und Kondensat gemeinsam durch eine Naßluftpumpe erfolgte, so findet bei der Mischung der Luft mit dem Kondensat eine weitere Abkühlung der Luft und damit ein Steigen ihres Teildrucks statt. Infolgedessen geht beim Gegenstrom ein geringerer Teil der Fläche für die

Abkühlung der Luft verloren. Die Ersparnis an Kühlwasser beim Gegenstrom ist somit in diesem Falle darauf zurückzuführen, daß die Luft hauptsächlich durch Mischung mit dem Kondensat abgekühlt wird und daß für die Abkühlung des Kondensates eine viel geringere Kühlfläche als für die Abkühlung der Luft erforderlich ist. Die Abkühlung der Luft bis auf $56,3^{\circ}\text{C}$ an der Kühlfläche erfordert beim Gegenstrom wegen des größeren Temperaturgefälles Wasser-Luft ebenfalls geringere Fläche als beim Gleichstrom die Abkühlung bis auf die gleiche Temperatur (vgl. Abb. 78 und 79).

Die verhältnismäßig niedrige Wärmedurchgangszahl ist auf die geringe Wassergeschwindigkeit sowie darauf zurückzuführen, daß die sehr niedrige Durchgangszahl Luft-Wasser in ihr enthalten ist. Bemerkenswert ist noch, daß die Durchgangszahl bei Gegenstrom trotz geringerer Wassergeschwindigkeit etwas größer als bei Gleichstrom ist. Dies hat seine Ursache ebenfalls in dem Vorhandensein der Luft.

Dem am Kondensatablauf gemessenen absoluten Druck im Kondensator von 0,182 at entspricht eine Sättigungstemperatur von $57,7^{\circ}\text{C}$, während der Dampf beim Eintritt in den Kondensator etwa $61,4^{\circ}\text{C}$ hat. Dieser Temperaturunterschied ist auf den Strömungswiderstand des Dampfes im Kondensator zurückzuführen. Der Temperatur von $61,4^{\circ}\text{C}$ entspricht ein absoluter Druck von 0,217 at, so daß also der Spannungsabfall 0,035 at beträgt.

79. Schiffsmaschinenkondensator. Bei Schiffsmaschinen war es früher bei Leistungen bis zu 2500 bis 3000 PS üblich, den Kondensator in die gußeisernen Ständer der Hauptmaschine einzubauen. Dies ergab gedrungene Bauart und daher geringen Platzbedarf. Da diese Ausführungsart auch heute noch vielfach auf älteren Schiffen anzutreffen ist, sei in den Abb. 143 bis 145 ein solcher Kondensator in der Ausführung der G. Seebeck A.-G., Geestemünde, gezeigt. Der Kondensator gehört zu einer Fischdampfmaschine von 450 bis 500 PS. Der obere Teil des Niederdruckständers stellt die Verbindung zwischen dem Abdampfstutzen des Niederdruckzylinders und dem Kondensator her, so daß eine besondere Abdampfleitung entfällt. Beim Eintritt des Dampfes in den Kondensator ist ein gelochtes Prallblech angeordnet. Infolge der großen Rohrlänge müssen die Rohre in der Mitte von Stützplatten getragen werden, die auch den Bereich der Rohre erkennen lassen. Da der Abdampfeintritt an einem Ende und der Anschluß der Naßluftpumpe an derselben Seite von der Stützplatte liegt, so wird die auf der anderen Hälfte des Kondensators liegende Kühlfläche verhältnismäßig schlecht ausgenutzt werden. Der Boden des Kondensators ist nach der Mitte zu etwas geneigt ausgeführt.

In neuerer Zeit ist man von den in den Ständern eingebauten Kondensatoren fast ganz abgekommen und zu runden schmiedeeisernen Kondensatoren übergegangen. Man vermeidet hierdurch die schwierigen Gußstücke und hat beim Entwurf der Maschine freiere Hand. Infolge der einfacheren Bauart wird die Betriebssicherheit erhöht. Endlich haben die eingebauten Kondensatoren den Nachteil, daß sie wegen ihrer großen Länge einen beträchtlichen Platz für das Rohrziehen erfordern.

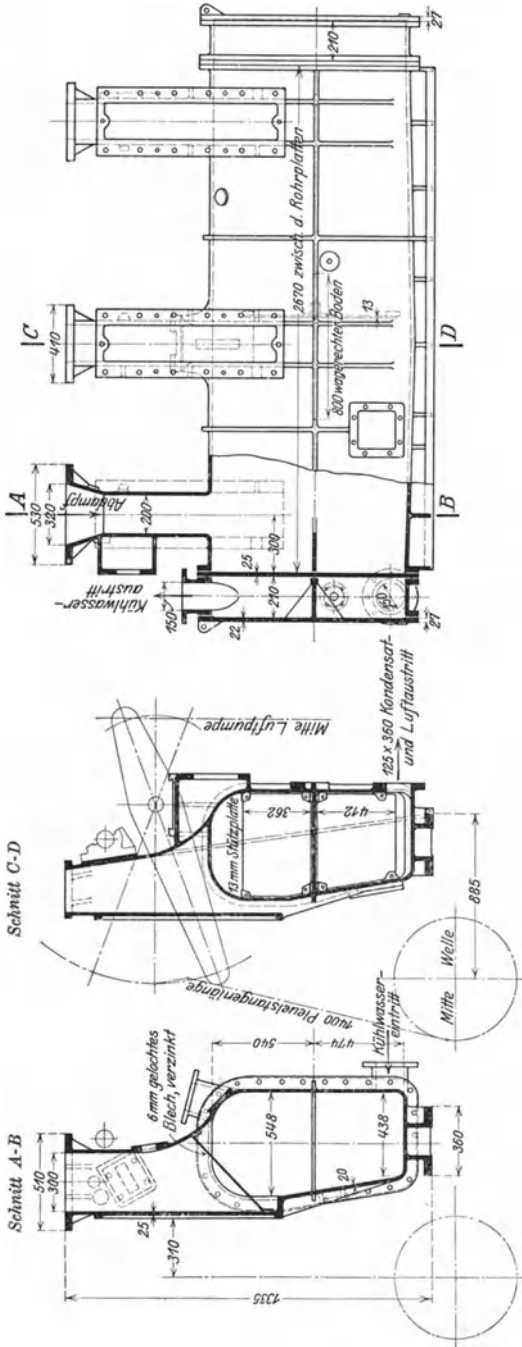


Abb. 143 bis 145. Schiffsmaschinenkondensator der G. Seebeck A.-G., Geestemünde.

Entweder es muß hierfür auf der Seite der Schraubenwelle eine Nische von entsprechender Größe vorgesehen werden oder es muß ein benachbartes Schott mit einer abschraubbaren Platte versehen und die Rohre müssen in den angrenzenden Raum hineingeschoben werden. Die Kosten des eingebauten und eines unabhängigen Kondensators dürften etwa gleich hoch sein.

80. Großer Schiffskondensator. Bei sehr großen Kühlflächen empfiehlt sich die Unterteilung auf zwei Kondensatoren. Als Beispiel seien die trotz der Teilung wegen ihrer Größe bemerkenswerten Kondensatoren des ehemals der Hamburg-Amerika-Linie gehörigen und von der Firma Blohm & Voß, Hamburg, erbauten Turbinendampfers „Vaterland“, jetzt „Leviathan“, angeführt. Für die Niederdruckturbine jeder Schiffseite sind je zwei Kondensatoren (Abb. 146 bis 148) vorgesehen, die eine dampfberührte Kühlfläche von je 1546 m² haben. Die in einem Kondensator niederzuschlagende Dampfmenge beträgt etwa 70 000 kg/h, was eine

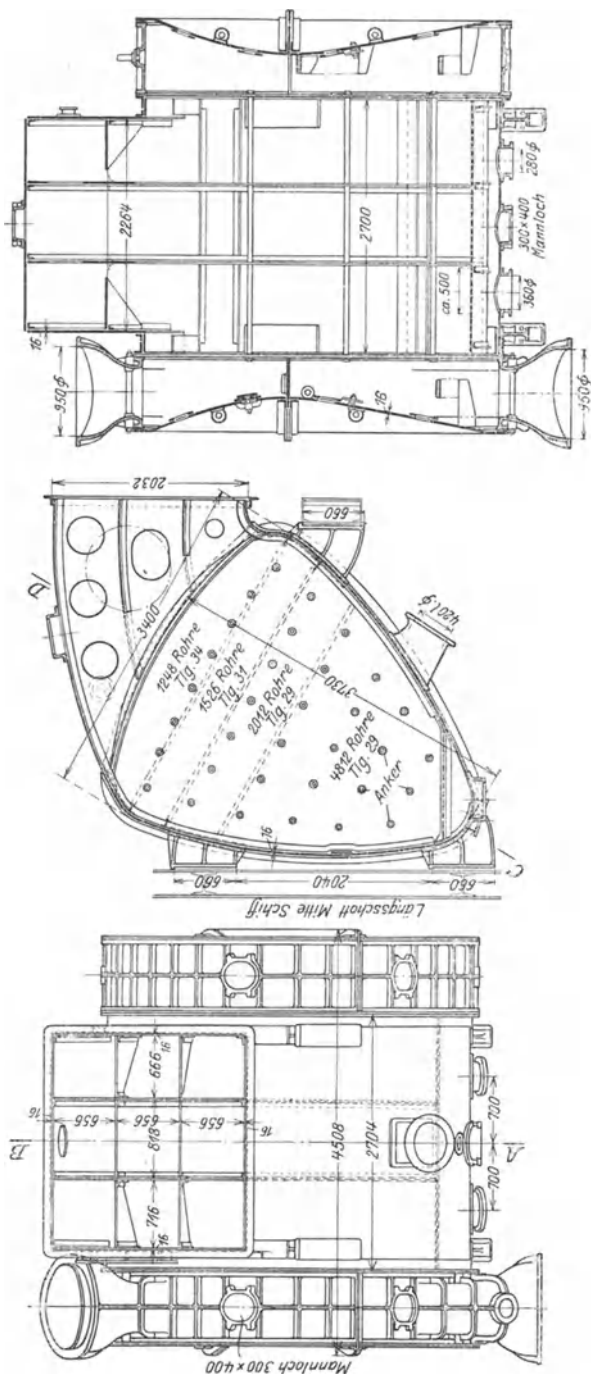


Abb. 146 bis 148. Oberflächenkondensator des Dampfers „Leviathan“, früher „Vaterland“.

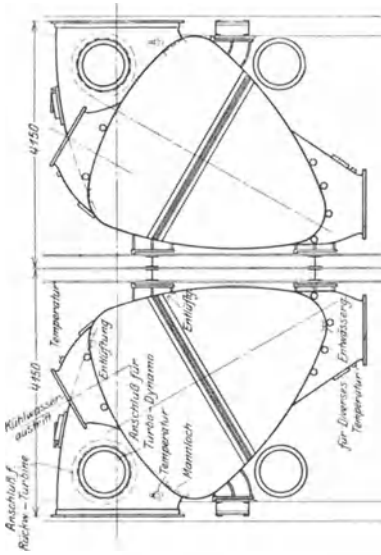


Abb. 149 bis 151. Anordnung der Kondensatoren auf Dampfer „Leviathan“, früher „Vaterland“.

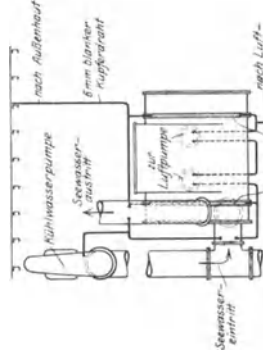
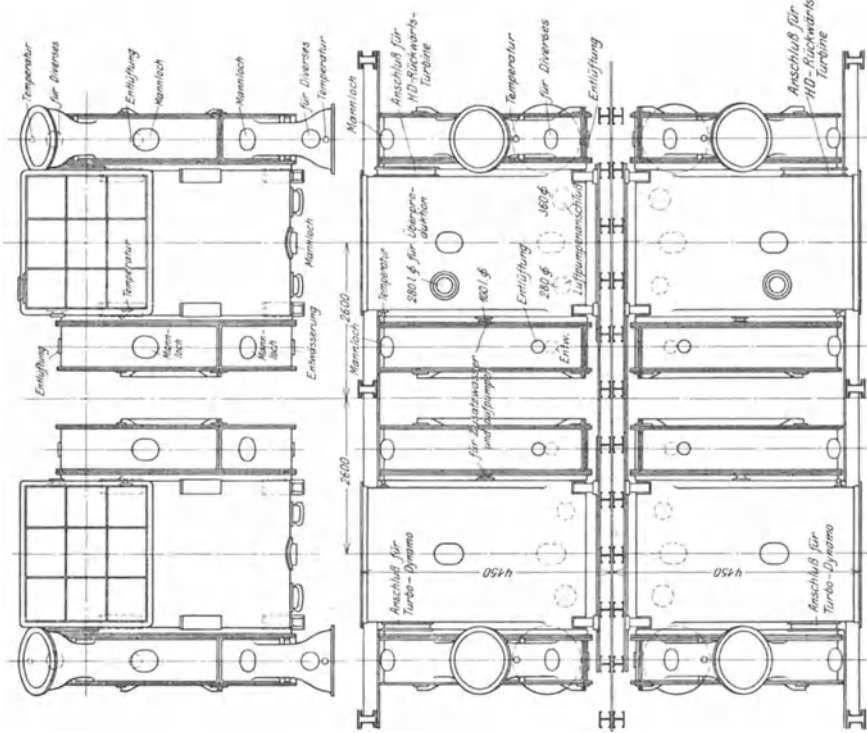


Abb. 152. Kurzschlußeinrichtung der Kondensatoren auf „Leviathan“.



Belastung von etwa 45 kg/m^2 ergibt. Der Abdampfstutzen hat einen Querschnitt von $4,32 \text{ m}^2$, der Inhalt des Kondensators ohne Abdampfstutzen beträgt einschließlich Kühlrohre 24 m^3 . Jeder Kondensator enthält 9598 Rohre von 19 mm äußerem Dmr., 1,5 mm Wandstärke und 2700 mm Länge, die von zwei Stützplatten getragen werden. Die Rohrteilung nimmt von oben nach unten ab. Die Rohre der obersten vier Reihen haben 2 mm Wandstärke, um das Durchfressen dieser Rohre zu erschweren. Der Kondensatormantel besteht aus Schmiedeeisen, Rohrplatten, Stützplatten und Anker aus Muntzmetall. Die gußeisernen Vorlagen sind mit Deckeln versehen, die zweiteilig aus gepreßtem Stahlblech hergestellt sind, um sie möglichst leicht zu machen.

Die Anordnung der Kondensatoren im Schiff zeigen Abb. 149 bis 151, die auch die Versteifung der Abdampfstutzen, die Mannlochdeckel und die verschiedenen Anschlußstutzen erkennen lassen. Jeder Kondensator ist mittels Kupferdraht von 6 mm Stärke kurzgeschlossen (Abb. 152).

Mit der Kondensationsanlage sind bei der ersten Reise über den Ozean bis zu 97 vH vom Barometerstand Luftleere erreicht worden.

Allgemein ist zu bemerken, daß sich bei zwei parallel geschalteten Kondensatoren, soweit die Größe es zuläßt, die Anordnung von Absperrrichtungen zwischen Kondensator und Abdampfleitung empfiehlt, damit ein Kondensator in Betrieb bleiben kann, wenn der andere nachgesehen werden muß.

C. Reinigung der Oberflächenkondensatoren.

81. Ursachen für das Verschmutzen der Kondensatoren. Die Kühlrohre jedes Kondensators müssen in größeren oder kleineren Zeitabschnitten, durchschnittlich nach etwa 1000 Betriebsstunden — mindestens aber einmal jährlich — gereinigt werden. Im Laufe der Zeit setzen sich Sand, Schlamm und Faserteilchen, bei höherer Kühlwassertemperatur auch Kesselstein, an den Rohren ab. Je unreiner das Kühlwasser ist und je weniger Vorkehrungen zu seiner Reinigung getroffen werden, um so häufiger muß der Kondensator gereinigt werden, bisweilen alle 8 Tage, bei besonders ungünstigen Umständen (Hochwasser) sogar täglich. Je häufiger die Reinigung erfolgt, um so leichter ist sie, da sich sonst eine feste Kruste bildet, die schwerer zu entfernen ist. Die Reinigung ist nötig wegen der Verschlechterung der Wärmeübertragung und der günstigeren Bedingungen für das Auftreten von Korrosionen durch die Verschmutzung. Für die Reinigung muß bei vielen Verfahren eine Betriebspause abgewartet werden oder eine Zeit geringer Belastung, während welcher die Hauptmaschine mit Auspuff fahren kann. Die Notwendigkeit der Reinigung ist in diesem Falle um so unerwünschter, je weniger Reserven im Kraftwerk vorhanden sind. Die für die Reinigung erforderliche Zeit ist sehr verschieden und kann bis zu mehreren Tagen dauern.

Maßgebend für die Fähigkeit des Kühlwassers, Kesselstein an den Rohren abzusetzen, ist seine Härte. Unter Härte des Wassers versteht man seinen Gehalt an kohlen-saurem Kalk, kohlen-saurem Magnesium,

sowie an schwefelsaurem Kalk und schwefelsaurem Magnesium und anderen weniger wichtigen Salzen. Man unterscheidet zwischen Karbonat- oder vorübergehender Härte — so genannt, weil man diese Härte durch Auskochen des Wassers beseitigen kann — und bleibender oder Nichtkarbonathärte. Die Karbonathärte besteht aus den doppelt-kohlensauren Salzen von Kalzium und Magnesium, die sich beim Erhitzen des Wassers auf über 50°C in Kohlensäure und die einfach-kohlensauren Salze spalten, die im Wasser unlöslich sind und daher bei der Erwärmung ausgefällt werden. Das Ausfällen geht bei höherem Druck schwerer vor sich, so daß es bei den üblichen geschlossenen Kondensatoren, namentlich wenn das Kühlwasser unmittelbar auf den Kühlturm gedrückt wird, weniger zu befürchten ist. Im Gegensatz zur Karbonathärte wird ein Teil schwefelsaures Kalzium (Gips) von etwa 400 bis 500 Teilen Wasser gelöst und dieses Lösungsvermögen erfährt auch durch die Erwärmung nur geringe Veränderung.

Die Härte wird nach Härtegraden gemessen, und zwar ist ein deutscher Härtegrad diejenige Härte, welche von einem Gewichtsteil kohlensäurefreiem Kalk in 100 000 Teilen Wasser hervorgebracht wird, d. h. Wasser hat einen Härtegrad, wenn sich in 1 Liter 10 mg CaO befinden.

82. Mechanische Reinigungsmaßnahmen. Grobe Verschmutzung des Kondensators kann — und sollte stets — dadurch vermieden werden, daß Unreinigkeiten durch Rechen, Siebe oder Absetzbehälter fern gehalten werden. Siebe oder dgl. ohne Reinigungseinrichtungen haben den Nachteil, daß sie sich allmählich zusetzen und dem Durchfluß des Wassers einen stetig zunehmenden Widerstand entgegensetzen; die Wassermenge nimmt daher entsprechend ab.

Für die fortlaufende mechanische Reinigung von Sieben bestehen verschiedene Möglichkeiten. Bei den feststehenden Schlitzrechen in der Ausführung der Geigerschen Fabrik G. m. b. H., Karlsruhe i. B., für die Reinigung schwimmstoffhaltigen Wassers bestehen die Siebe z. B. aus konischen Lamellenstäben. Die normale Schlitzweite der Siebe beträgt 3 mm, in manchen Fällen bis zu 1 mm herunter. Die Siebe werden durch auf endlosen Kettenzügen sitzende Bürsten gereinigt, welche in die Schlitze eingreifen. Die Schmutzstoffe werden hierbei langsam nach oben geschoben und fallen über ein schräg angeordnetes Abfallblech in eine Sammelrinne. Die Siebbürsten werden durch eine in entgegengesetzter Richtung umlaufende Walzenbürste gereinigt, die ihrerseits durch einen Abstreifkamm gesäubert wird. Der Antrieb der Bürsten erfolgt durch einen Elektromotor.

Bei schlammhaltigem Wasser sind z. B. umlaufende Siebbandrechen mit selbsttätig aufklappbaren Siebfeldern vorzuziehen. Die Siebe bestehen aus Kupferdrahtgewebe mit einem Maschenquerschnitt von 0,04 bis 0,16 mm² und werden über Rahmen gespannt. Die leicht auswechselbaren Siebfelder sind auf zwei endlosen Gliederketten schwingend aufgehängt. Auf der Oberwasserseite überdecken sich die einzelnen Siebfelder schuppenartig und bilden daher ein geschlossenes Band. Auf der Unterwasserseite dagegen klappen die Felder auf und gewähren dem Wasser freien Durchfluß. Infolgedessen kann sich im Zwischenraum kein

Schmutz ablagern. Die Siebe werden nach dem Auftauchen aus dem Wasser durch Abspritzen von innen und von oben gereinigt. Hierdurch schwingen die Siebfelder nach außen ab und alle Schmutzteilchen gelangen in eine Rinne mit seitlicher Neigung, aus der sie mit dem Wasser selbsttätig abfließen. Infolge der Siebreinigung auf der Oberwasserseite ist eine Wiederverunreinigung des bereits gereinigten Wassers ausgeschlossen. Ähnlich arbeitet der Smits-Wasserreiniger¹¹⁸).

Die Reinigung der Kondensatorrohre selbst ist bereits in 69 unter f) erwähnt. Abkratzen festsitzender Krusten mit nachfolgendem Ausspülen sollte möglichst vermieden werden, da es zu Anfressungen führen kann.

Sonderbauarten von Kondensatoren.

83. Offener, stehender Kondensator. Bei stehenden Oberflächenkondensatoren ist eine Reinigung der Rohre im Betriebe dann möglich, wenn die obere Wasserkammer so hoch liegt, daß das Kühlwasser aus ihr mit eigenem Gefälle dem Kamin- kühler oder dem Abflußkanal zufließen kann, s. Abb. 153, die einen solchen Kondensator der Firma Balcke darstellt. Seine Einrichtung weicht im übrigen von der eines liegenden Kondensators kaum ab. Die untere Wasserkammer ist so auszubilden, daß die Rohrdichtungsstellen gut zugänglich sind. Stehende Kondensatoren dieser Bauart eignen sich gut für Sammelkondensationsanlagen, dagegen weniger für Dampfturbinen.

84. Dauerbetriebskondensator von Brown, Boveri & Co. Dieser Kondensator kann ebenfalls während des Betriebes gereinigt werden, so daß die Hauptmaschine nicht abgestellt zu werden braucht. Dies kann in Kraftwerken bei unreinem Wasser eine Verringerung der erforderlichen Reserven gestatten. Die Möglichkeit der Reinigung während des Betriebes wird dadurch erreicht, daß jede Hälfte des Kondensators getrennten Kühlwasserfluß besitzt, der für sich abgesperrt werden kann (Abb. 154). Es sind also gewissermaßen zwei Kondensatoren in einem Mantel vereinigt. Die Zahl der Kühlrohre ist so gewählt, daß im

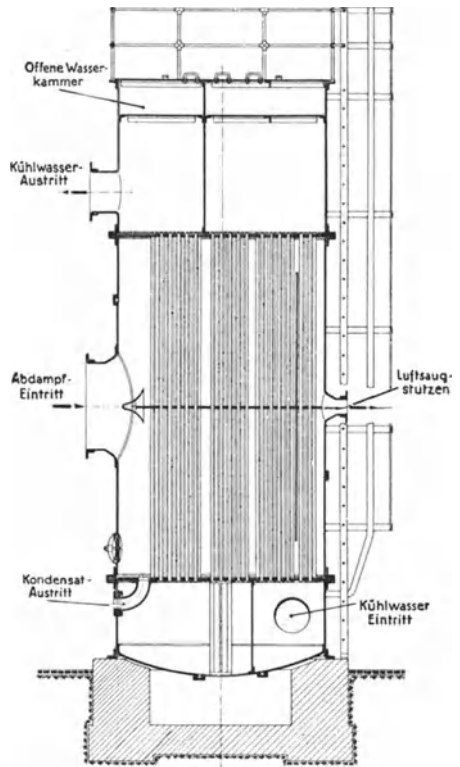


Abb. 153. Offener, stehender Oberflächenkondensator der Maschinenbau A.-G. Balcke.

obersten Fluß eine größere Geschwindigkeit (etwa 2 m/s gegenüber etwa 1,5 m/s in den übrigen Teilen) herrscht. Hierdurch wird die durch die höhere Wassertemperatur in den obersten Rohren begünstigte Schlammabscheidung erschwert und es wird gleichzeitig eine gute Ausnutzung der Kühlfläche erreicht. Die Vorlagendeckel können leicht durch seitliches Aufklappen auf jeder Hälfte für sich geöffnet und die frei gelegten Rohre können dann während des Betriebes in üblicher Weise gereinigt werden. Die Erwärmung der Rohre durch den Dampf ist belanglos, da die Dampftemperatur bei den in der Regel hohen Luft-

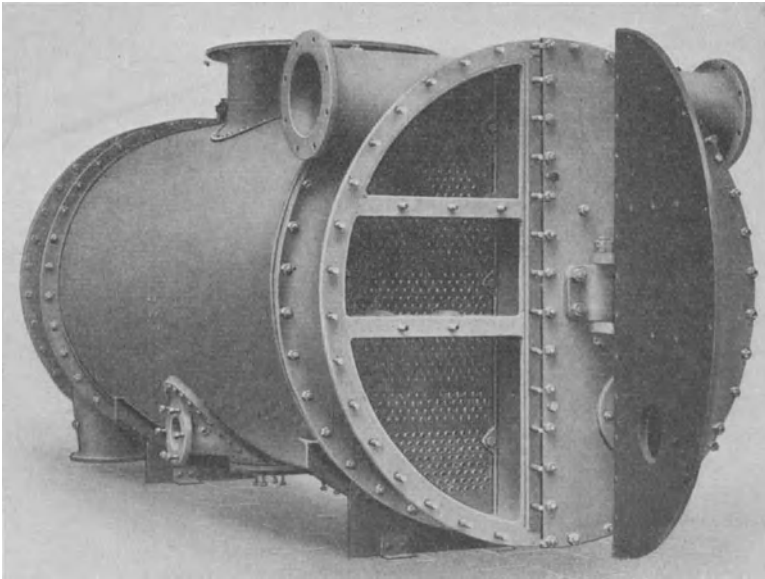


Abb. 154. Dauerbetriebskondensator von Brown, Boveri & Co., einseitig geöffnet.

leeren niedrig ist und sich die Luftleere auch nach Abschalten einer Hälfte des Kondensators nur wenig verschlechtert. Bei Abschaltung einer Hälfte fällt nämlich die Kühlwassermenge nicht auf die Hälfte, sondern wegen der mit abnehmender Menge gewöhnlich ansteigenden Charakteristik der Kühlwasserpumpe nur auf etwa 70 bis 80 vH der normalen Menge. Infolge der höheren Kühlwassergeschwindigkeit erhöht sich auch die Wärmedurchgangszahl und diese steigt noch weiter an, weil die Kühlfläche bei stärkerer Belastung besser ausgenutzt wird. Aus diesen Gründen fällt die Luftleere nach Abschalten einer Kondensatorhälfte nur um etwa 3 vH. Die Dampftemperatur steigt hierbei nur um etwa 8 bis 10° C.

85. Oberflächenkondensator mit Spülung Bauart Bogner-Hülsmeier.
Die Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg und andere Firmen stellen

Kondensatoren her, bei denen die Aufgabe, eine leichte Reinigung des Kondensators bei stark verunreinigtem Wasser während des Betriebes zu ermöglichen, in ganz anderer Weise gelöst ist. Abb. 155 und 156 stellen schematisch einen derartigen Kondensator mit beispielsweise vierfachem Wasserweg und Spülung Bauart Bogner-Hülsmeyer dar. Die Einteilung der vorderen Wasserkammern mit den doppelten Zu- und Abflüssen ist aus Abb. 156 ersichtlich. Die hintere Vorlage ist durch eine wagerechte und durch eine senkrechte Wand in vier gleiche Abschnitte geteilt. Für gewöhnlich fließt das Kühlwasser gleichmäßig durch alle Abteilungen. Wird nun z. B. die Drosselklappe *a* geschlossen (Abb. 157), so ist die ganze Wassermenge gezwungen, durch

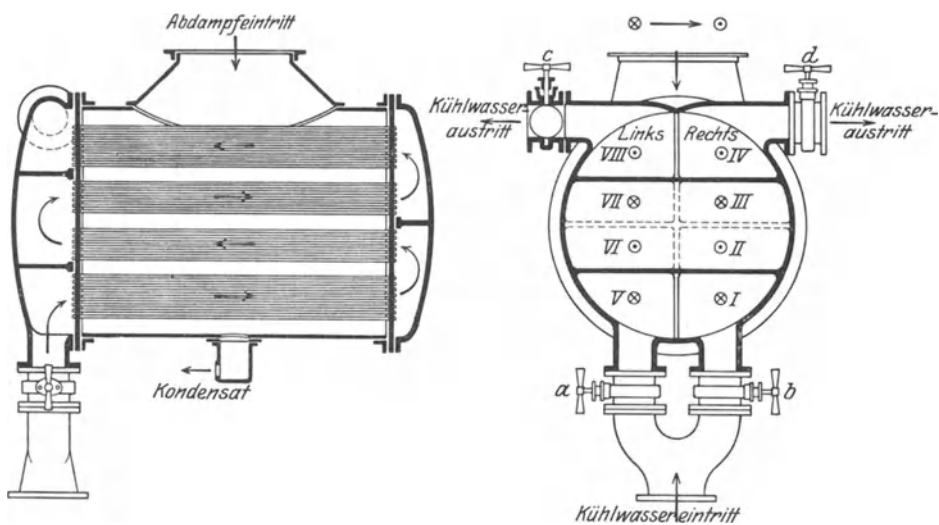


Abb. 155 und 156. Oberflächenkondensator mit Spülung Bauart Bogner-Hülsmeyer, schematisch. *a*, *b*, *c* und *d* = Drosselklappen.

die Abteilungen *I* und *II* zu strömen und durchfließt dann den übrigen Kondensator in normaler Weise. Infolge des vermehrten Widerstandes in den Abteilungen *I* und *II* sinkt die Wassermenge je nach der Charakteristik der Kühlwasserpumpe auf etwa 85 bis 90 vH der normalen Menge, so daß die Wassergeschwindigkeit in *I* und *II* um etwa 70 bis 80 vH, bei geeigneter Charakteristik der Pumpe bis zu 85 vH ansteigt. Bei der auf diese Weise auftretenden hohen Geschwindigkeit von 2,5 bis 3,5 m/s werden alle Schlammteilchen losgespült und entfernt, und dies um so leichter, je öfter das Spülen vorgenommen wird. Sollen weiter die Abteilungen *III* und *IV* gespült werden, so wird die Drosselklappe *c* geschlossen (Abb. 158). Das Wasser durchströmt dann zunächst den Kondensator mit normaler Geschwindigkeit, die Abteilungen *III* und *IV* mit erhöhter Geschwindigkeit. In derselben Weise bewirkt Schließen der Drosselklappe *b* Spülung der Abteilungen *V* und *VI*, sowie Schließen von *d* Spülung von *VII* und *VIII* (Abb. 159 und 160).

Da die Handhabung des Spülens durch Betätigung nur je einer Drosselklappe äußerst einfach ist, kann das Durchspülen leicht mehrmals am Tage, mindestens aber mehrmals in der Woche ausgeführt werden. Für jedes Spülen genügen 15 Minuten, die ganze Reinigung kann daher in einer Stunde erledigt sein und erfordert kein besonderes Personal. Die Verminderung der Luftleere während dieser Zeit ist nur unbedeutend, da nur $\frac{1}{4}$ des Kondensators ausfällt und dafür bei einem anderen Viertel wegen der erhöhten Geschwindigkeit die Wärmeübertragung

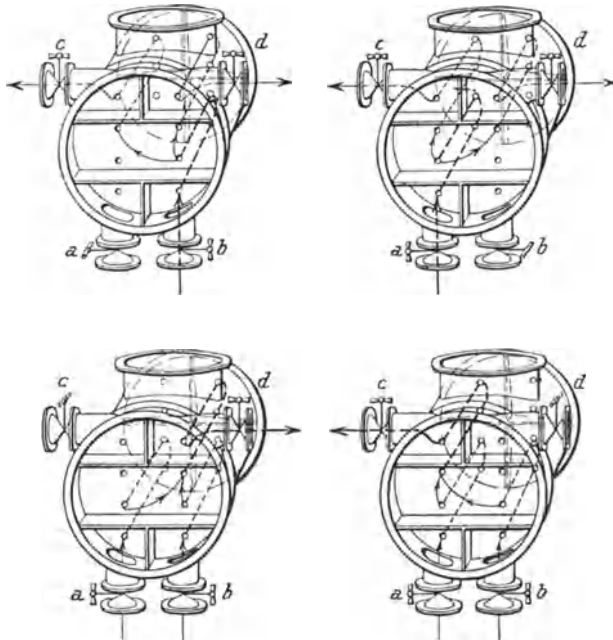


Abb. 157 bis 160. Schaltung bei der Spülung nach Bogner-Hülsmeier.

verbessert wird. Es empfiehlt sich jedoch, die Reinigung bei geringer Belastung der Hauptturbinen auszuführen. Ein Festbrennen von Schmutzteilen in den jeweils abgeschalteten Abteilungen ist nicht zu befürchten, da ihre Temperatur auf höchstens etwa 45°C steigt. Eine Überlastung des Antriebsmotors der Kühlwasserpumpe tritt beim Spülen nicht ein, da die Förderhöhe zwar zunimmt, die Fördermenge dafür aber etwas abnimmt. Bei Dampfturbinenantrieb der Kühlwasserpumpe kann eine Einrichtung vorgesehen werden, durch welche beim Spülen die Drehzahl bis zur Erreichung der normalen Fördermenge erhöht wird.

86. Chemische Reinigungsmaßnahmen. Will man das Kühlwasser vor dem Kondensator enthärten, so genügt es für die Zwecke der Kondensation, das Wasser vom größten Teil der Karbonathärte, d. h. von

den kohlen-sauren Härtebildnern zu befreien, die sich bei einer Erwärmung bis zu etwa 50°C ausscheiden. Eine solche Reinigung kann aber im allgemeinen nur dann in Frage kommen, wenn das Kühlwasser rückgekühlt wird, wobei nur das Zusatzwasser gereinigt zu werden braucht. Mit Rücksicht auf den Zweck des Kühlwassers ist meist nur die Reinigung auf kaltem Wege möglich, die außerdem wegen der großen Wassermengen selbsttätig vor sich gehen muß. Die geringsten Anlage- und Betriebskosten erfordert die Reinigung des Wassers durch den Zusatz von Ätzkalk in Form von Kalkmilch oder Kalkwasser. Bei den chemischen Reaktionen, die hierbei vor sich gehen, bildet sich einfach-kohlen-saurer Kalk, der in Wasser unlöslich ist und daher ausgefällt wird. Etwa vorhandene Sulfate bleiben im Wasser.

Die Geschwindigkeiten müssen sehr gering sein. Bei einer Anlage, die mit gutem Erfolge in Betrieb ist, beträgt die Geschwindigkeit im Mischbehälter etwa $0,1\text{ mm/s}$, im Filter etwa $0,3\text{ mm/s}$. Bei diesem Verfahren ist eine Enthärtung bis auf etwa 4° Karbonathärte möglich, die für die Zwecke der Kondensation im allgemeinen auch als genügend angesehen werden kann.

Soll das warme Kühlwasser zur Kesselspeisung verwendet werden (vgl. 192), so muß es durch Zusatz von Kalk und Soda behandelt werden, um es sowohl von seiner Karbonat- als auch von seiner Nichtkarbonathärte bis auf etwa 1° Gesamthärte zu befreien. Um die Größe der Zusätze von Kalk und Soda richtig zu bestimmen, muß das zu reinigende Wasser in jedem Falle genau untersucht werden. Die Anwendung des Kalk-Soda-Verfahrens ist auch für die Zwecke der Kondensation bei Anlagen mit Rückkühlung dann geboten, wenn die Nichtkarbonathärte des Wassers erheblich ist, da sonst der Gehalt an Gips durch das Zusatzwasser immer mehr ansteigt, bis der Sättigungsgrad des Wassers überschritten wird und sich Gips an den Rohrwänden abscheidet. Wird nur die Karbonathärte beseitigt, so muß das Wasser von Zeit zu Zeit untersucht und teilweise erneuert werden, wenn das Wasser nahezu mit Gips gesättigt ist. Hierbei ist zu beachten, daß das Lösungsvermögen des Wassers für Gips sich mit der Temperatur etwas ändert. Etwa bei 40°C hat es seinen Höchstwert (etwa 88 deutsche Härtegrade) und fällt bis auf etwa 72 deutsche Härtegrade bei 90°C . Es ist ferner zu bedenken, daß die Temperatur des Wassers in der Nähe der Wandungen stets höher als die mittlere Temperatur ist (vgl. 46) und daß die Abscheidung von Gips durch die Gegenwart anderer z. B. kohlen-saurer Salze begünstigt wird.

Eine völlige Enthärtung des Wassers auf kaltem Wege ist mit Hilfe des Permutit-Verfahrens möglich, bei dem das Wasser durch ein Filter aus Natriumpermutit, einem künstlich hergestellten kieselsauren Salz geleitet wird. Hierbei geht das Natrium an die Steinbildner im Wasser über, während Kalzium und Magnesium sich mit dem Permutit verbinden. Das gereinigte Wasser enthält daher doppelkohlen-saures und schwefelsaures Natron, die im Wasser leicht löslich sind. Die Reinigung ist solange eine vollständige, als noch Natriumpermutit im Filter vorhanden ist. Das gereinigte Wasser ist daher von Zeit zu Zeit

zu untersuchen, und sobald wieder Härtebildner festgestellt werden, ist das Filter zu regenerieren. Dies geschieht durch Zuführung einer wässrigen Kochsalzlösung.

Nach dem sog. Kühlwasserpumpverfahren der Maschinenbau-A.-G. Balcke wird dem Kühlwasser zwecks Enthärtung in einer Menge, die sich nach der Beschaffenheit des Wassers richtet, Säure, wahrscheinlich im wesentlichen Salzsäure, zugesetzt, durch welche die kohlensauen Kalk- und Magnesiumsalze in leichtlösliche Chloride verwandelt werden. Ablagerungen sollen dann ganz vermieden werden.

Da bei geschlossenem Kühlwasserkreislauf eine stetig zunehmende Anreicherung an Chloriden und an schwefelsauren Salzen stattfinden würde, die außerdem im Wasser vorhanden sind, so wird dem Kreislauf ständig eine Zusatzwassermenge — abgesehen von dem Ersatz für den Verlust durch Verdunstung im Kaminkühler — zugeführt, die etwa $\frac{1}{2}$ bis $\frac{3}{4}$ vH der umlaufenden Wassermenge beträgt. Um die Anreicherung des Kühlwassers mit Salzen mit Sicherheit zu vermeiden, ist im Kühlturm eine Schale *s* angebracht (Abb. 161 bis 163), welche aus dem Regen die gewünschte Wassermenge zwecks Fortleitung aus dem Kreislauf auffängt. Das übrige Wasser fließt aus dem Bassin unter dem Kühler in das Vorbassin und von hier in den Kondensator. Der Wasserstand im Vorbassin wird durch eine mit diesem in Verbindung stehende Schwimmereinrichtung *b* dadurch gleichbleibend gehalten, daß sie ein Absperrorgan in der Zusatzleitung *a* für das Rohwasser regelt. Von *a* gelangt das Wasser durch den Meßbehälter *d* und den Rieselbehälter *l* in das Vorbassin. Aus *d* läuft das Wasser durch eine im Boden befindliche Öffnung ab, so daß sich der Wasserstand in diesem Behälter je nach der Wassermenge verschieden hoch einstellt. Dies wird gemäß Abb. 163 benutzt, um mittels des durch eine Schwimmereinrichtung *e* betätigten Auslaufhebers *f* den Zufluß der Säure zu regeln, die von Zeit zu Zeit durch Druckluft in den Vorratsbehälter *r* gefüllt wird. Diese Einrichtung muß so getroffen werden, daß Wasser und Säure möglichst bei allen vorkommenden Wassermengen im richtigen Verhältnis zueinander bleiben. Der Zufluß in den Behälter *g* wird ebenfalls durch ein Schwimmentil *h* geregelt. Die im Rieselbehälter sich bildende Kohlensäure wird durch einen kleinen Lüfter *m* abgesaugt. Alle Teile, die mit der konzentrierten Säure in Berührung kommen, sind aus entsprechendem Material hergestellt. Um das Auftreten freier Säure im Zusatzwasser zu verhindern, wird ein elektrischer Alarmapparat vorgesehen, der bei Spuren freier Säure sichtbare und hörbare Warnsignale auslöst.

Erfahrungen über die beschriebene Einrichtung sind dem Verfasser bisher nicht bekannt geworden. Ganz wird die Reinigung des Kondensators auch bei Vorhandensein einer Impfanlage nicht entbehrt werden können, denn gegen Ablagerungen im Kondensator, die aus schlammhaltigem Wasser herrühren, kann sie keinen Schutz gewähren, außerdem darf die Gefahr nicht außer acht gelassen werden, die besteht, sobald das Kühlwasser freie Säure mit sich führt. Es bilden sich dann die Chloride von Kupfer und Zink, die leicht zu Anfressungen führen, und daher sehr schädlich sind.

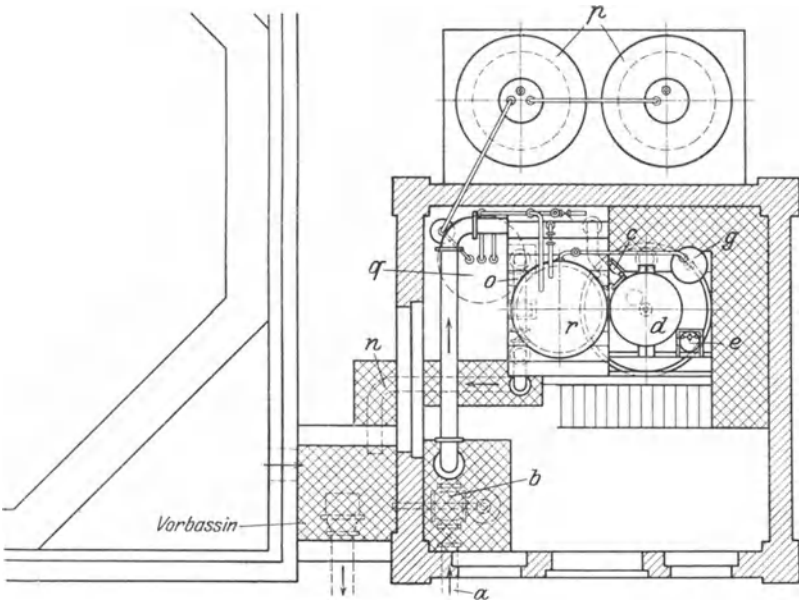
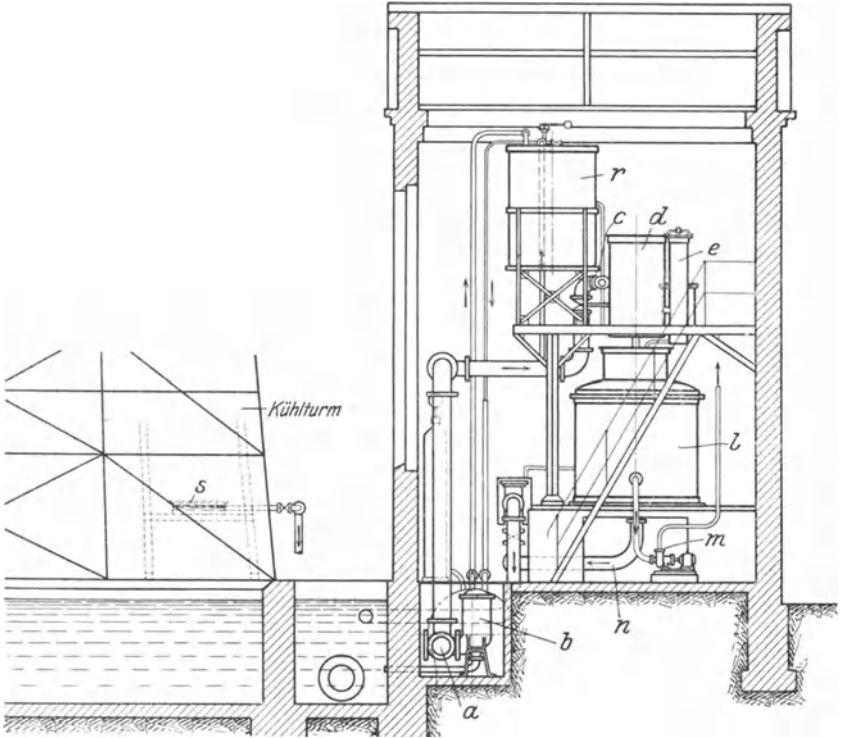


Abb. 161 und 162. Kühlwasserimpfanlage der Maschinenbau A.-G. Balcke.

Ein Überschuß an Säure kann entweder dadurch entstehen, daß die Vorrichtung, die den Säurezufluß regelt, nicht einwandfrei arbeitet oder durch unachtsame Bedienung oder aber dadurch, daß die Beschaffenheit des Rohwassers sich ändert. Auch kann die vorgesehene Warcheinrichtung versagen, und dies um so eher, je seltener sie in Tätigkeit tritt.

Haben die Rohre bei nicht enthärtetem Wasser einen Überzug von Kesselstein erhalten, so ist eine Reinigung auf chemischem Wege erforderlich, für die zweckmäßig 3 proz. Salzsäure benutzt wird. Um die Reinigung vorzunehmen, wird der Kondensator von oben mit

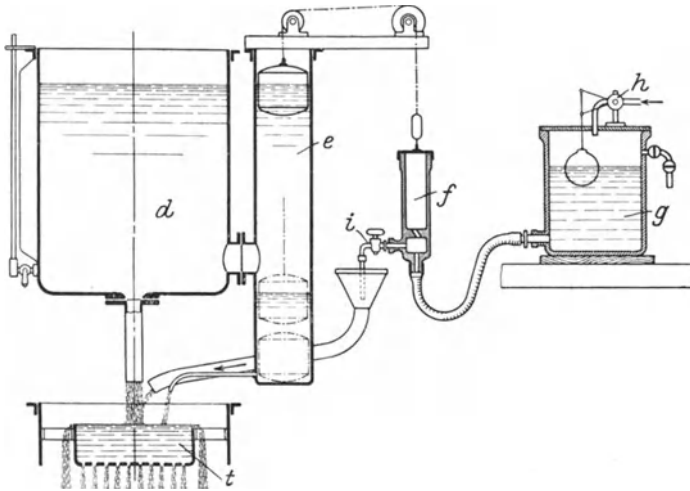


Abb. 163. Selbsttätige Regelung des Säurezuflusses bei der Balcke'schen Kühlwasserimpfanlage.

Säurelösung gefüllt. Die Füllöffnung muß offen bleiben, damit die sich entwickelnden Gase entweichen können. Erwärmung der Rohre, wie sie z. B. beim Kondensator nach Abb. 154 stattfindet, sowie öftere Bewegung der Säure beschleunigen den Reinigungsvorgang. Er ist beendet, wenn beim Umrühren keine Gase mehr aufsteigen, was nach etwa 3 bis 4 Stunden der Fall ist. Die Säure wird dann abgelassen, und die Rohre sind durch Bürsten und durch Spülen mit reinem Wasser von dem gebildeten Schlamm zu reinigen.

D. Verbindung zwischen Maschine und Kondensator.

87. Abdampfputzen. Bezüglich der bei Oberflächenkondensatoren seltener vorkommenden Abdampfleitung sei auf das unter 40 Gesagte verwiesen.

Gehört der Kondensator zu einer einzelnen Turbine und ist er unter dieser angeordnet, so kann entweder der Kondensator für sich festgelagert werden, oder er kann fest mit der Turbine verbunden werden.

Im ersten Falle wird zwischen Turbine und Kondensator ein elastisches Rohrstück nach Abb. 429 oder eine Wasserstopfbüchse nach Abb. 164 eingebaut, um freie Wärmedehnung sowohl der Turbine als auch des Kondensators zu ermöglichen. Das Wellrohrausgleichstück bedarf keinerlei Wartung oder Instandhaltung, während bei der Wasserstopfbüchse zur Erhaltung guter Luftleere darauf zu achten ist, daß die Wassertasse stets genügend Wasser enthält.

Liegt der Kondensator neben der Hauptturbine, wie es bei Bordanlagen vorkommt, so werden beide durch einen Abdampfbogen von meist viereckigem Querschnitt miteinander verbunden. Der Abdampfbogen erhält zweckmäßig oben größere Länge als unten, damit er leicht nach oben ausgebaut werden kann. Er wird aus Schmiedeeisen geschweißt oder genietet hergestellt und ist gut gegen den äußeren Luftdruck zu versteifen. In so kurzen Verbindungsstücken kann erforderlichenfalls eine Dampfgeschwindigkeit bis zu 100 und 150 m/s zugelassen werden. Der Spannungsabfall kann dann bis etwa $\frac{1}{100}$ at betragen, entsprechend einem Verlust an Luftleere von einem Prozent.

88. Feste Verbindung zwischen Turbine und Kondensator. Diese Verbindungsart ist bei Schiffskondensatoren, die man unter die Turbine zu legen wünscht, vielfach geboten. Turbinen kommen auf neuen Schiffen heute nur noch in Verbindung mit Rädergetrieben vor. Den Kondensator unter die Turbine zu legen, ist wünschenswert, da dann eine besondere Entwässerung des Niederdruckteils der Turbine oder der

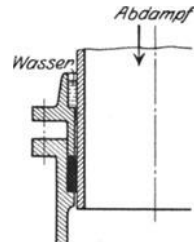


Abb. 164. Stopfbüchse zwischen Turbine und Kondensator mit Wasserspernung.

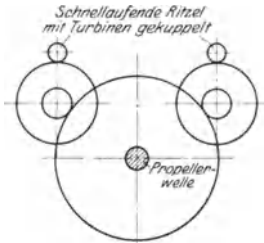


Abb. 165. Schema eines Rädergetriebes für Bordzwecke mit hochliegenden Turbinen.

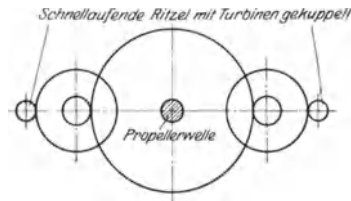


Abb. 166. Schema eines Rädergetriebes für Bordzwecke mit tiefliegenden Turbinen.

meist vorhandenen besonderen Niederdruckturbine nicht vorgesehen zu werden braucht, wodurch die Betriebssicherheit wächst. Ist das Getriebe nach Abb. 165 ausgebildet, so daß die Turbinen verhältnismäßig hoch liegen, so kann genügend Platz für eine normale Ausführung mit elastischer Verbindung zwischen Turbine und Kondensator vorhanden sein. Liegen aber die Mitten der schnellaufenden Ritzel und damit der Turbinen mit der Mitte des großen Rades in einer Ebene (Abb. 166),

eine Ausführung, die hinsichtlich der Zugänglichkeit des Getriebes etwas günstiger als nach Abb. 165 ist, so pflegt der Abstand zwischen Turbine und Doppelboden so klein zu sein, daß man zu Sonderbauarten greifen muß. Bei der hierbei sich ergebenden festen Verbindung zwischen Turbine und Kondensator muß natürlich das Gesamtgewicht beider Teile gemeinsam von den Füßen getragen werden, eine Aufgabe, die bei dem ziemlich erheblichen Gewicht des Kondensators nicht ganz leicht zu lösen ist. Bei der Bauart der Vulkanwerke A.-G. (Abb. 167)

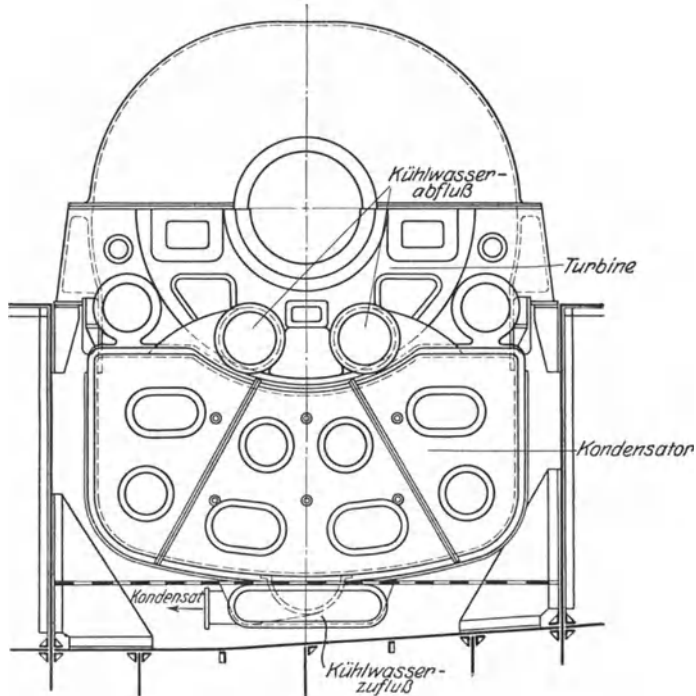


Abb. 167. Verbindung zwischen Turbine und in ihrer Richtung liegendem Kondensator. Ausführung der Vulkanwerke A.-G.

liegt der Kondensator in der Längsrichtung der Turbine. Um möglichst an Bauhöhe zu sparen, ist die Kühlfläche dicht um den unteren, die Endbeschauelung der Turbine umschließenden Gehäuseteil hochgezogen. Der Dampf trifft hierbei gleich auf eine große Fläche, was günstig ist. Der Kondensatormantel ist an das Turbinengehäuse angenietet. Das Ganze ruht auf den Turbinenfüßen, der Kondensator wird also von der Turbine getragen. Der Kondensatormantel muß daher gut versteift werden. Es besteht noch die Möglichkeit, am Kondensator ebenfalls Füße anzubringen, die dann aber nicht fest, sondern nur unter Zwischenschaltung von Federn auf ihren Fundamenten ruhen dürfen. Die Federn sind so zu bemessen, daß sie einen gewissen Anteil des Kondensator-

satorgewichtes tragen, und dabei der Wärmedehnung von Turbine und Kondensator nicht hinderlich sind.

Bei der beschriebenen Bauart können unerwünschte Formänderungen des Turbinengehäuses durch das Kondensatorgewicht die Folge sein. Dieser Fehler wird bei der ebenfalls von den Vulkanwerken herrührenden Bauart (Abb. 168) vermieden, bei welcher das Gesamtgewicht auf den Kondensatorfüßen ruht, die Turbine also vom Kondensator getragen wird. Gegenüber der vorhergehenden Bauart besteht ferner der Unterschied, daß hier der Kondensator quer zur Turbine

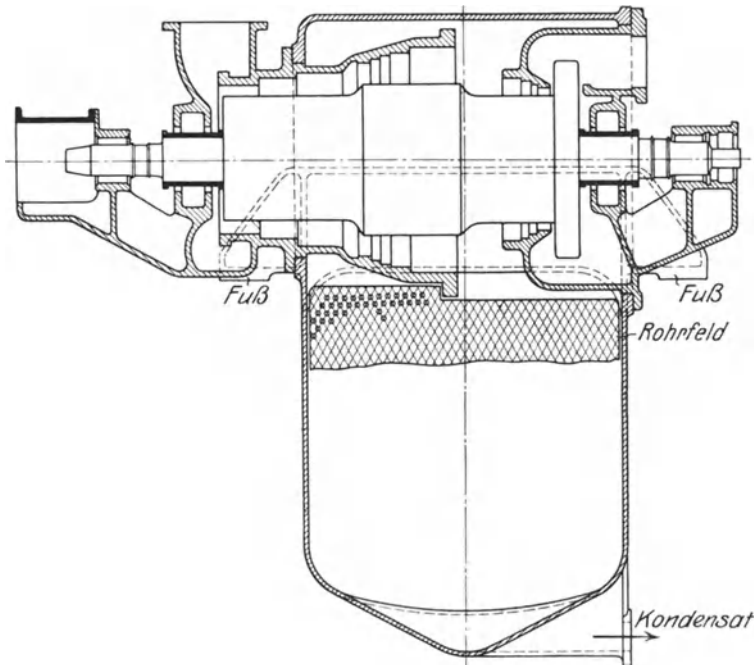


Abb. 168. Verbindung zwischen Turbine und quer unter ihr liegendem Kondensator. Ausführung der Vulkan-Werke A.-G.

liegt. Die Kühlfläche ist so dicht wie möglich an den unteren Gehäuseteil herangerückt. Das Kondensatorgehäuse wird von oben durch einen Deckel verschlossen. Die Vorwärtsturbine einerseits und die Rückwärtsturbine andererseits sind in das Kondensatorgehäuse hineingeschoben und mit ihm durch je einen Ringflansch verschraubt, so daß die Turbinengehäuse sich frei ausdehnen können. Auch das Kondensatorgehäuse kann sich frei ausdehnen. Durch diese Bauart wird gleichzeitig erreicht, daß ein großer Querschnitt für die Ausbreitung des Dampfes nach den Enden des Kondensators hin vorhanden ist.

Bei einer 1500-kW-Turbine im Kraftwerk Dalmarnock, Glasgow, ist der quer zur Turbine liegende Kondensator durch einen horizontalen Flansch mit ihr verbunden und hängt an der Turbine²²⁾. Die

Verteilung des Dampfes auf die ganze Kühlfläche ist bei diesem Kondensator besonders gut.

Quer unter der Turbine liegende Kondensatoren werden bei Bordanlagen verhältnismäßig häufig angewendet. Bei allen diesen Bauarten ist der Spannungsabfall zwischen Turbine und Kondensator praktisch gleich Null.

Ein gewisser Nachteil der unmittelbaren Verbindung von Turbine und Kondensator kann es unter Umständen sein, daß eine Absperrung zwischen ihnen nicht möglich ist, die, um den Kondensator für sich abdrücken zu können, oder aus anderen Gründen erwünscht sein kann.

E. Kosten der Oberflächenkondensatoren.

89. Da die Kühlrohre fast immer aus Messing, bisweilen sogar aus Kupferbronze bestehen, so sind die Kosten des Oberflächenkondensators recht erheblich.

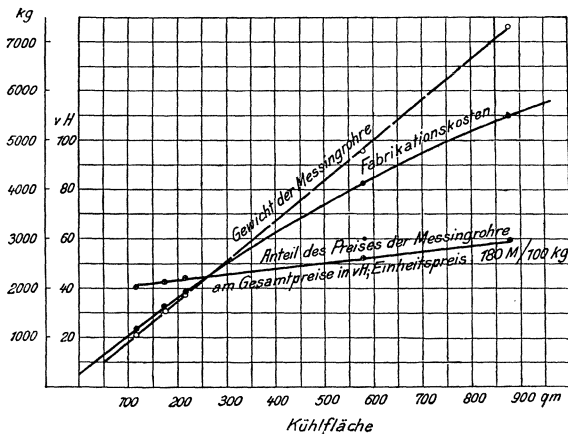


Abb. 169. Kosten und Gewicht von Oberflächenkondensatoren.

Sie wachsen im wesentlichen mit der Kühlfläche, die daher auch aus diesem Grunde so klein wie möglich zu halten ist. Abb. 169 gibt nach Josse⁶⁷⁾ die gesamten Fabrikationskosten, das Gewicht der Rohre und ihren Anteil an den Gesamtkosten an. Dieser Anteil beträgt im Mittel die Hälfte der Gesamtkosten und

wird bei wachsender Kühlfläche verhältnismäßig größer. Die Preise gelten zwar für die Zeit vor 1914, können aber doch einen guten Anhalt geben. Die Herstellungskosten spielen die Hauptrolle bei Landkondensatoren, da es bei diesen auf Platzbedarf und Gewicht weniger ankommt, doch nehmen letztere natürlich auch mit den Kosten ab. Über den Einfluß der Kühlwassermenge auf die Wirtschaftlichkeit unter verschiedenen Verhältnissen ist auf S. 13 die Rede gewesen. Über die Kosten der ganzen Kondensationsanlagen vgl. 198.

V. Rieselkondensatoren.

90. Ein Rieselkondensator ist ein Oberflächenkondensator, bei dem der Dampf im Innern der Rohre niedergeschlagen wird, während das Kühlwasser die Rohre außen in dünner Schicht benetzt. Das Rohrsystem erhält rechteckigen Querschnitt von großer Höhe, damit das den obersten Rohren zugeführte Kühlwasser einen möglichst langen Weg zurücklegt, bis es die untersten Rohre wieder verläßt. Der Kondensator

sator wird ferner im Freien, möglichst hoch und an einer solchen Stelle aufgestellt, die dem natürlichen Luftzug ausgesetzt ist, und zwar mit der Breitseite nach der Richtung der häufigsten Winde, damit dem Kühlwasser eine möglichst große Wärmemenge durch Verdunstung entzogen wird.

Bei der Betriebsweise kann man theoretisch zwei Grenzfälle unterscheiden. Einmal können die Verhältnisse so gewählt werden, daß die dem Wasser durch den Dampf zugeführte Wärme durch teilweise Verdunstung des Wassers vollständig wieder abgeführt wird. Eine Rückkühlung des Wassers ist dann nicht erforderlich, nur muß das verdunstete Wasser fortlaufend ersetzt werden, in derselben Weise wie bei der Rückkühlung (vgl. 172). Die Kühlwassertemperatur wird praktisch überall dieselbe bleiben, weil sich Wärmezufuhr und -abfuhr ausgleichen. Die mittlere Temperatur, die sich einstellt, wird höher sein als bei einem gewöhnlichen Oberflächenkondensator, weil die Wassermenge kleiner ist, und infolgedessen ist die erreichbare Luftleere schlechter. Hinzu kommt, daß man für die Wärmedurchgangszahl mit geringeren Werten als beim Oberflächenkondensator rechnen muß. Der zweite Grenzfall würde der sein, daß man ebensoviel Kühlwasser wie beim gewöhnlichen Kondensator zuführt. Eine nennenswerte Wärmeabfuhr durch Verdunstung findet dann nicht statt, das Wasser erwärmt sich von seiner Zulauftemperatur immer weiter. Die ganze Wärme muß im Rückkühler abgeführt oder es muß ständig Frischwasser zugeführt werden. Die Verhältnisse liegen dann genau wie beim gewöhnlichen Kondensator bis auf die Wärmedurchgangszahl, die wegen der geringeren Wassergeschwindigkeit und -wirbelung kleiner ausfällt.

In Wirklichkeit stellen sich Verhältnisse ein, die zwischen diesen beiden Grenzfällen liegen, doch wird man sich dem ersten Grenzfall — vollkommene Wärmeabfuhr durch Verdunstung — zu nähern suchen. Der Vorteil des Rieselkondensators besteht dann in seinem geringen Kühlwasserverbrauch, der nur etwa $\frac{2}{3}$ des normalen Kondensators beträgt und geringeren Arbeitsbedarf ergibt. Auch verträgt er hohe Kühlflächenbelastungen. Trotzdem wird er jetzt nur noch selten angewendet. Die Rohre, in denen der Dampf niedergeschlagen wird, brauchen nicht rund zu sein, sondern können auch anderen Querschnitt erhalten. Als Nachteil des Rieselkondensators sei angeführt, daß sich infolge der Verdunstung des Wassers die in ihm enthaltenen Salze an den Rohren absetzen, Krusten bilden und so die Wärmeübertragung ganz erheblich verschlechtern. Will man daher eine häufige Reinigung des Kondensators vermeiden, so darf nur Kühlwasser von guter Beschaffenheit, d. h. mit nur wenigen Bestandteilen, die zu Ablagerungen neigen, oder entsprechend gereinigtes Wasser (vgl. 86) verwendet werden. Insbesondere Wasser mit großem Gehalt an doppeltkohlensaurem Kalk ist ungeeignet, da Kohlensäure leicht entweichen kann, wobei sich einfachkohlensaurer Kalk abscheidet.

Eine Berechnung des Rieselkühlers und der Wärmedurchgangszahlen von der äußeren Wandung an das Kühlwasser gibt Nusselt⁹⁰⁾, das Ausführungsbeispiel eines Rieselkondensators von Klein, Schanzlin und Becker, Frankenthal, bringt Schmid¹⁰⁰⁾, (S. 46, Fig. 30).

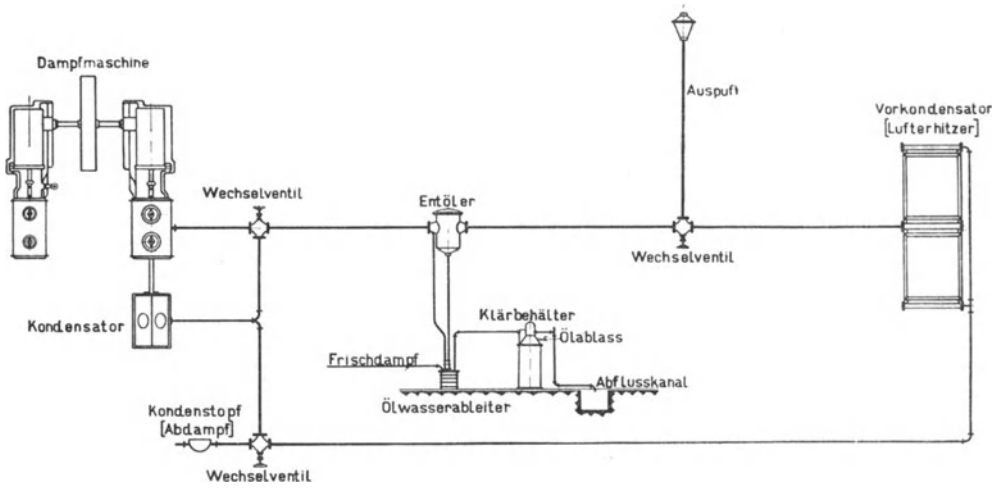


Abb. 170. Schema einer Kondensationsanlage mit Lufterhitzer als Vorkondensator.

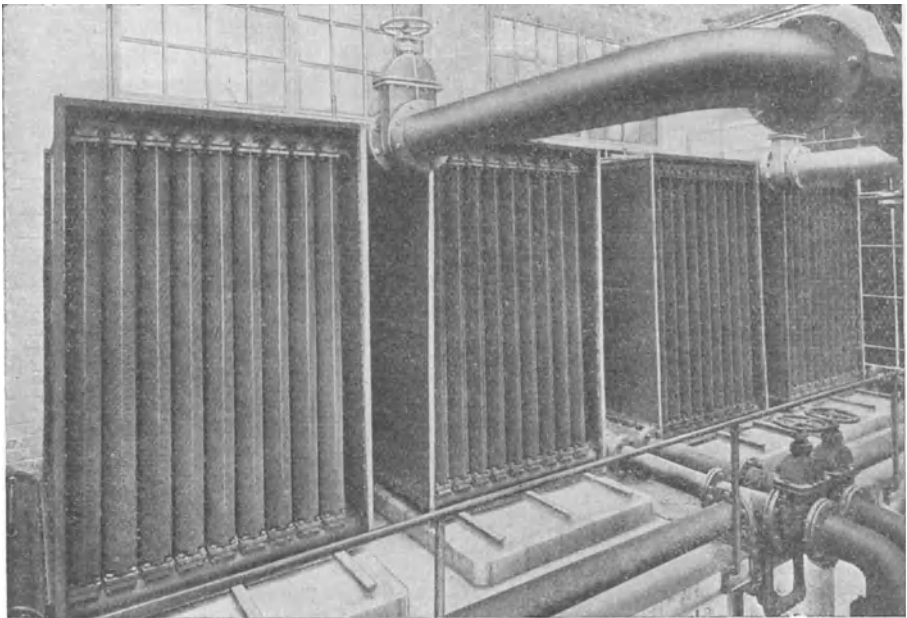


Abb. 171. Luftkondensator der Maschinenbau A.-G. Balcke.

VI. Luftkondensatoren.

91. Anwendung und Bauart. Wo kein Wasser als Kühlmittel zur Verfügung steht, kommt unter Umständen auch Luft zum Niederschlagen des Dampfes in Frage. Luftkondensatoren erhalten naturgemäß sehr große Abmessungen und werden daher teuer. Sie können jedoch mit Nutzen dort angewendet werden, wo ohnehin warme Luft für Heizungs- oder Trocknungszwecke benötigt wird. In Kraftwerken kann es auch wärmetechnischen Nutzen bringen, die Verbrennungsluft für die Kessel auf diese Weise vorzuwärmen. In solchen Fällen gelangt der Dampf zunächst in den Lufterhitzer und der noch nicht niedergeschlagene Rest fließt von da in den Wasserkondensator (s. das Schema einer derartigen Anlage, Abb. 170). Dient der Lufterhitzer zur Heizung, so muß die Lufttemperatur der jeweiligen Außentemperatur angepaßt werden. Dies kann dadurch geschehen, daß bei Sinken der Außentemperatur die Luftleere im Hauptkondensator durch Verringerung der Kühlwassermenge verschlechtert wird und umgekehrt. Hierdurch steigt die Dampftemperatur und damit auch die Lufttemperatur. Allerdings muß hierbei eine Steigerung des Dampfverbrauchs in den Kauf genommen werden.

Der Lufterhitzer Bauart Balcke (Abb. 171) besteht aus gußeisernen oder schmiedeeisernen Rippenrohren, die in Reihen versetzt hintereinander angeordnet sind. Jedes Rohr erhält für sich Dampf, das in den Rohren sich bildende Kondensat wird unten abgeleitet. Der ganze Lufterhitzer ist mit einer Blechummantelung versehen, und die Luft wird

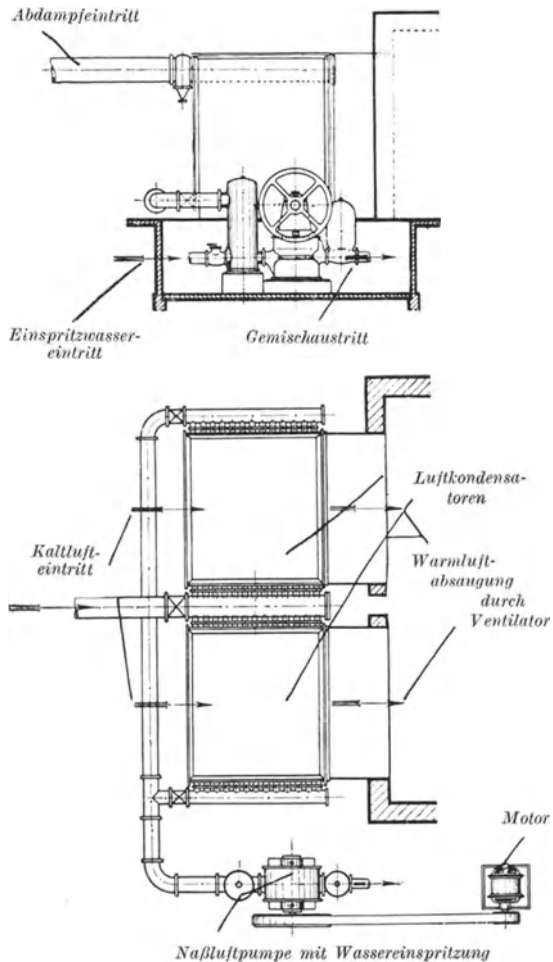


Abb. 172 und 173. Luftkondensationsanlage mit Naßluftpumpe der Maschinenbau-A.-G. Balcke.

durch ihn durch einen Ventilator hindurchgesaugt, wobei sie sich je nach der Dampftemperatur auf 40 bis 50° C erwärmt.

Handelt es sich um einen Luftkondensator, der also aus Mangel an Kühlwasser angewendet wird, so empfiehlt es sich, wenn irgend möglich einen kleinen Einspritzkondensator hinter den Luftkondensator zu schalten, der, wie in Abb. 172 und 173 angegeben, mit der sowieso erforderlichen Luftpumpe vereinigt werden kann. Auch in diesem Falle muß die Luft durch den Kondensator hindurchgesaugt werden, um eine einigermaßen gute Kühlwirkung zu erzielen.

VII. Naßluftpumpen.

Diese Pumpen dienen bei Einspritzkondensatoren zur gemeinsamen Förderung von Einspritzwasser, Kondensat und Luft, bei Oberflächenkondensatoren zur gemeinsamen Förderung von Kondensat und Luft. Über die Vor- und Nachteile der gemeinsamen gegenüber der getrennten Förderung von Wasser und Luft ist für Mischkondensation in 15, für Oberflächenkondensation in 64 die Rede gewesen. Wird das Kondensat oder das Warmwasser für sich durch eine Kreiselpumpe auf größere Höhen gedrückt, so wird bisweilen auch eine Naßluftpumpe mit kalter Wassereinspritzung für die Luftförderung benutzt.

92. **Berechnung der Hauptabmessungen.** Das zu fördernde Luftgewicht G_l kg/h, die Temperatur t_l ° C = T_l ° abs, bei welcher es aus dem Kondensator abgesaugt wird, folgen aus der Berechnung des Kondensators, der absolute Gesamtdruck p_c im Kondensator ist als gegeben anzusehen oder folgt ebenfalls aus der Kondensatorberechnung. Das zu fördernde Luftvolumen ist dann für Mischkondensation durch Gl. (6a) bzw. (6b) gegeben und ist allgemein nach Gl. (4), S. 26,

$$V_{l_1} = \frac{G_l R_l T_l}{P_{l_1}} \text{ m}^3/\text{h},$$

wobei der Zeiger 1 hier im Gegensatz zum Zeiger 2 am Ende der Verdichtung in der Pumpe gebraucht wird. Die Wassermenge ist bei Mischkondensation gleich der Summe von Einspritzwasser und Kondensat

$$Q + D \text{ kg/h} = \frac{Q + D}{1000} \text{ m}^3/\text{h},$$

bei Oberflächenkondensation nur

$$\frac{D}{1000} \text{ m}^3/\text{h}.$$

Der Zylinderdurchmesser d und der Kolbenhub s ergeben sich dann bei n Doppelhüben in der Minute für Einspritzkondensation aus

$$(2) \cdot 60 \eta_v d^2 \frac{\pi}{4} s n = V_{l_1} + \frac{Q + D}{1000}, \quad (85 \text{ e})$$

dagegen für Oberflächenkondensation aus

$$(2) \cdot 60 \eta_v d^2 \frac{\pi}{4} s n = V_{l_1} + \frac{D}{1000}. \quad (85o)$$

Der Faktor 2 in Klammern gilt nur für doppelwirkende, meist liegende Pumpen. Der volumetrische Wirkungsgrad η_v schwankt von 0,7 für Gl. (85e) bis 0,9 und darüber für Gl. (85o). Günstig für η_v ist der Umstand, daß der schädliche Raum bei Hubende von Wasser ausgefüllt wird, so daß der Druck beim Rückgang des Kolbens schnell auf die Ansaugspannung sinkt. Dieser Druckabfall findet aber wegen der im Wasser gelösten Luft nicht so momentan, wie bei der gewöhnlichen Pumpe statt. Auch besteht die Möglichkeit, daß sich über dem Wasser Dampf bildet, wenn der Druck unter den zur Wassertemperatur gehörigen Wert sinkt. Der Hub s bzw. das Verhältnis $\frac{s}{d}$ ist je nach der

Antriebsart der Pumpe verschieden. Erfolgt der Antrieb durch die verlängerte Kolbenstange einer liegenden Dampfmaschine, so ist s durch diese gegeben. Die mittlere Kolbengeschwindigkeit $c_m = \frac{sn}{30}$

sollte jedoch 2,5 m/s nicht übersteigen. Bei liegenden Pumpen, bei denen die Kolbengeschwindigkeit frei gewählt werden kann, pflegt man höchstens bis zu 2 m/s zu gehen. Bei stehenden Pumpen mit Saugschlitzten wird $c_m = 0,5$ bis 1, höchstens 1,5 m/s, bei stehenden Pumpen mit Kolbenventilen zu 0,5 bis 0,8, höchstens 1 m/s gewählt, wobei n bei Antrieb durch die Hauptmaschine durch diese gegeben ist. Bei letzteren darf die Geschwindigkeit nicht größer sein, weil sich sonst der erforderliche Ventilquerschnitt im Kolben nicht unterbringen läßt. Für stehende Pumpen muß ferner die Bedingung erfüllt sein, daß die Kolbenbeschleunigung in der oberen Totlage kleiner als die Beschleunigung durch die Erdschwere $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ ist, da sonst das Wasser beim Kolbenniedergang hinter dem Kolben zurückbleiben und später wieder mit Stoß auf ihn treffen würde. Bei Berechnung der Beschleunigung aus der Geschwindigkeit im antreibenden Kurbelkreis und dem Kurbelradius ist das Übersetzungsverhältnis zur Pumpe zu berücksichtigen. Dagegen kann die endliche Länge der die Pumpe treibenden Stange meist vernachlässigt werden.

Für Überschlagsrechnungen kann das Hubvolumen gleich dem Vier- bis Fünffachen der Wassermenge bei Einspritzkondensation bzw. etwa gleich dem Zehnfachen der Kondensatmenge bei Oberflächenkondensation angenommen werden.

93. Arbeitsbedarf. Dieser setzt sich aus dem Arbeitsbedarf für die Wasser- und für die Luftförderung zusammen. Ersterer richtet sich nach der jeweils zu überwindenden Förderhöhe. Ist die Druckhöhe hinter der Pumpe (ohne Reibungsverluste) $h \text{ m}$, so ist die gesamte Förderhöhe (wieder ohne Reibungsverluste)

$$H = h + B - p_c, \quad (86)$$

wenn B den Atmosphärendruck und p_c den absoluten Druck im Konden-

sator, beide in m W.-S bedeuten, und der theoretische Arbeitsbedarf für die Wasserförderung

$$N_w^e = \frac{(Q + D) H}{3600 \cdot 75} \text{ PS} \quad (87 e)$$

für Einspritzkondensation, sowie

$$N_w^e = \frac{D H}{3600 \cdot 75} \text{ PS} \quad (87 o)$$

für Oberflächenkondensation.

Zur Bestimmung der Leistung für die Luftförderung betrachten wir das bei der Verdichtung der Luft sich ergebende theoretische Dia-

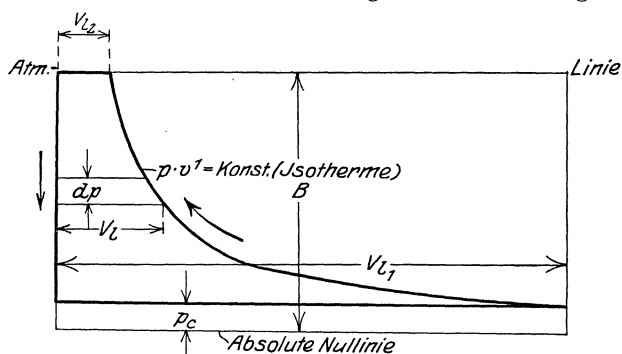


Abb. 174. Theoretisches Luftkompressionsdiagramm für die Naßluftpumpe.

gramm (Abb. 174), das bei Beginn der Kompression stets eine Spitze hat, und bei dem das Ansaugvolumen so groß wie das aus Gl. (4) sich ergebende Luftvolumen V_{l_1} gedacht ist. Die zur verlustlosen Kompression aufzuwendende Arbeit ist dann

$$L_l = \int_{V_{l_1}}^{V_{l_2}} V_l dp.$$

V_l aus Gl. (4) eingesetzt, ergibt mit $p_l \text{ kg/cm}^2 = 10\,000 P_l \text{ kg/m}^2$

$$L_l = 10\,000 G_l R_l \int_{V_{l_1}}^{V_{l_2}} \frac{T_l}{p_l} dp. \quad (88)$$

Wegen der innigen Mischung von Wasser und Luft geht die Verdichtung praktisch isothermisch vor sich. Daher ist $T_l = T_{l_1} = T_{l_2} = \text{konst.}$ und kann vor das Integralzeichen gesetzt werden. Ebenso ist auch in $p_l = p - p_a$ $p_a = \text{konst.}$ und daher auch $dp = dp_l$. Damit geht Gl. (88) über in

$$L_l = 10\,000 G_l R_l T_l \int_{p_{l_1}}^{p_{l_2}} \frac{dp_l}{p_l},$$

wobei an die Stelle von V_{l_1} und V_{l_2} die entsprechenden Grenzwerte p_{l_1} und p_{l_2} treten. Mit $p_{l_2} = B - p_a \text{ kg/cm}^2$ wird

$$L_l = 10\,000 G_l R_l T_l \ln \frac{B - p_d}{p_c - p_d} \text{ mkg/h} \quad (88a)$$

(B ebenfalls in kg/cm^2 !)

und

$$N_l = \frac{L_l}{3600 \cdot 75} \text{ PS.} \quad (89)$$

Arbeitet die Pumpe mit höherem als atmosphärischem Gegendruck, so ist dieser an Stelle von B einzusetzen.

Zu den Werten nach Gl. (87e), (87o) und (89) kommen nun noch die mechanischen und die Reibungsverluste in Ventilen, Rohrleitungen usw., sowie die Verluste durch Abweichung des wirklichen Verdichtungs Vorganges vom theoretischen hinzu. Der mechanische Wirkungsgrad beträgt 70 bis 80 vH, die übrigen Verluste müssen von Fall zu Fall geschätzt werden. Der Arbeitsbedarf ausgeführter Anlagen ist aus Zahlentafel 29 (S. 291) ersichtlich.

Beim Antrieb einer Pumpe durch Elektromotor ist darauf zu achten, daß ihr Arbeitsbedarf beim Anfahren, d. h. beim Entlüften des Kondensators, erheblich größer als im Dauerbetriebe ist, s. Abb. 175, welche die Verhältnisse beim Anfahren nach Versuchen von Josse zeigt⁶⁷⁾. Anfangs ist der Arbeitsbedarf rd. dreimal so groß wie im Dauerbetrieb. Da das Entlüften nur kurze Zeit dauert, darf der Motor mit der höchst zulässigen Überlastung betrieben werden (meist 50 vH Überlast 2 Minuten lang). Die indizierte Leistung der oberen Kolben-seite, auf der bei der untersuchten Naßluftpumpe von Josse (103) nur Luft gefördert wird, hat ihren Höchstwert bei 50 vH Luftleere. Über den Grund hierfür s. 107.

94. Antriebsarten. Der billigere, einfache und übersichtliche Antrieb durch die verlängerte Kolbenstange der Hauptmaschine hat den Nachteil, daß das Zylinderkondensat dem über der Pumpe liegenden Kondensator nicht zufließen kann. Muß man wegen zu hoher Kolbengeschwindigkeit oder wegen zu großer Saugehöhe für den Kondensator den unmittelbaren Antrieb verlassen, so wird die Pumpe unter Flur aufgestellt. Bei stehender Anordnung kann sie durch eine besondere Gegen- oder Stirnkurbel, seltener durch Exzenter (auch bisweilen bei Turbinen ausgeführt) angetrieben werden, was einfachste Anordnung und geringste Reibungsverluste ergibt. In jedem Falle kann der Antrieb durch einen Winkelhebel (bei stehenden Maschinen auch durch einen geraden

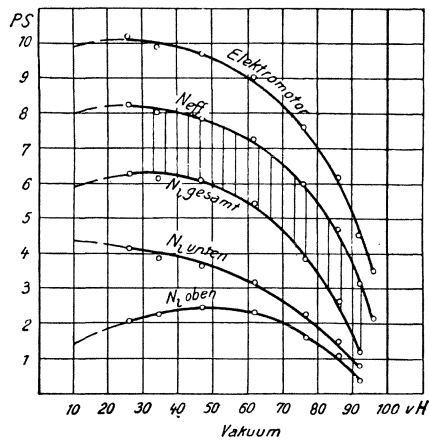


Abb. 175. Arbeitsbedarf einer Naßluftpumpe Bauart Josse beim Anfahren.

Hebel) vom Kreuzkopf, von der rückwärtigen Kolbenstangenführung oder von einer Kurbel aus erfolgen, wobei durch das Übersetzungsverhältnis des Hebels die gewünschte Kolbengeschwindigkeit erzielt wird. Bei Lage der Pumpe unter Flur muß auf die Möglichkeit, den Kolben auszubauen, Rücksicht genommen werden. An Bord wird die Naßluftpumpe nicht selten durch einen eigenen Dampfzylinder angetrieben (Abb. 197). Bei Landanlagen findet man den Antrieb durch eine kleine Dampfmaschine bei uns jetzt nur noch seltener, ebenso den Antrieb durch Riemen. In England werden vielfach Naßluftpumpen mit drei einfach wirkenden Zylindern verwendet, deren um 120° gegeneinander versetzte Kurbeln von einem Elektromotor unter Zwischenschaltung eines Zahnradvorgeleges angetrieben werden.

95. Ausbildung der Einzelteile. Der Zylinderkörper besteht aus Gußeisen, der am besten mit einer bronzenen Einsatzbüchse versehen wird. Bei Bordanlagen wird auch der ganze Zylinder aus Bronze hergestellt. Dasselbe gilt für den Kolben, dessen Ringe meist aus Bronze oder Bronze mit Weißmetall bestehen; bei unreinem Wasser wird auch Holz oder Leder zur Dichtung verwendet. Bisweilen wird der Kolben auch aus Stahlguß hergestellt. Kegelform des Kolbens bewirkt ruhigeren Gang der Pumpe und wird namentlich bei stehenden Bauarten angewendet. Allgemein tritt Schlagen der Pumpe leicht auf, wenn die zu fördernde Luftmenge klein ist. Man bringt daher in der Regel ein kleines Schnüffelventil an, durch welches die Pumpe beim Saugehub eine einstellbare Menge Luft ansaugt. Der ruhige Gang der Pumpe wird hierbei aber in vielen Fällen durch eine Verschlechterung der Luftleere erkaufft.

Als Ventile dienen meist runde oder viereckige Klappen, die bei nicht zu warmem Wasser aus bestem Weichgummi bestehen sollen. Bei Gummi sind runde Klappen vorzuziehen, da die Schließkraft bei dieser Form eine größere ist. Der Durchmesser der Klappen beträgt etwa 200 mm, ihre Dicke 15 bis 20 mm, ihr Hub etwa 10 mm. Die Klappenfänger müssen gelocht sein, da die Klappen sonst an ihnen haften bleiben können. Sie sollen ferner einen Hub der Klappen von 2 bis 3 mm ermöglichen, da dies die Lebensdauer des Gummis erhöht. Für heißes Wasser werden das weniger elastische Dermatine oder auch Hartgummi mit Federbelastung verwendet, das aber weniger gut dicht hält. Auch für heißes aber nur reines Wasser geeignet sind Ventile aus einer oder mehreren übereinanderliegenden dünnen Platten aus Bronze oder Messing mit Federbelastung, die nur einen Hub von 5 mm haben.

Ventile und Klappen sollen gut zugänglich angeordnet sein. Das Wasser soll den Saugeklappen zufließen. Ihre hängende Lage hat den Vorteil, daß zu ihrer Öffnung ein geringerer Druckunterschied zwischen Pumpenraum und Kondensator erforderlich ist, was eine Verbesserung des volumetrischen Wirkungsgrades und der Luftleere bewirkt. Der Ausguß ist so zu legen, daß stets etwas Wasser über den Druckventilen stehen bleibt, da sonst während des Saughubes Luft durch etwaige Undichtigkeiten zurückströmen kann.

Die Geschwindigkeit des Wassers in den Ventilen kann gewählt werden

bei liegenden Pumpen zu 0,75 bis 1,5 m/s,

bei stehenden Pumpen zu 2 bis 3 m/s am Ventilumfang, bis 4 m/s im Ventilsitz, da sich ein größerer Querschnitt meist nicht unterbringen läßt. Diese mittleren Geschwindigkeiten beziehen sich auf volle Wasserfüllung des Zylinders ohne Berücksichtigung der Kontraktion des Wassers (Kontraktionszahl etwa 0,6).

Es ist ein möglichst großer Ventilquerschnitt anzustreben, da der Gang der Pumpe um so ruhiger ist. In den Saugeventilen kann die Geschwindigkeit größer als in den Druckventilen sein, da diese sich bei großer Kolbengeschwindigkeit öffnen und bei zu großer Ventilgeschwindigkeit rascher Verschleiß an den Ventilen die Folge ist. O. H. Hartmann⁴⁰⁾ empfiehlt folgende Geschwindigkeiten des Wasser-Luftgemisches bezogen auf die mittlere Kolbengeschwindigkeit und den Kolbenquerschnitt:

Für Saugeventile 2,5 m/s,

für Druckventile 1,8 bis 2 m/s.

Die Geschwindigkeit in der Saugleitung sei 2 bis 2,5 m/s, in der Druckleitung 2,5 m/s bezogen auf volle Wasserfüllung oder etwa 0,75 bzw. 1 m/s bezogen auf gleichmäßige Strömung der wirklichen Wassermenge.

Die unmittelbare Förderung des Wassers auf größere Höhen empfiehlt sich nicht, da dies stoßenden Gang der Pumpen begünstigt und für die Luft dabei unnötig große Verdichtungsarbeit geleistet werden muß. Das Wasser wird dann besser von einer zweiten reinen Wasserpumpe weiter gefördert. Bei Förderhöhen von etwa 2 m ab ist die Naßluftpumpe mit einem Windkessel zu versehen.

Stopfbüchsen an Kolbenstangen, die gegen Unterdruck abdichten, sind zweckmäßig mit Wassersperrung oder mit einer Wassertasse zu versehen, um das Eindringen von Luft zu verhindern.

Bei der Berechnung der Zapfen und Lager des Gestänges ist wegen der Möglichkeit des Auftretens von Stößen mit einem ziemlich niedrigen Flächendruck von 20 kg/cm² zu rechnen. Die resultierenden Kräfte sollen stets so gerichtet sein, daß Druckwechsel im Gestänge vermieden werden.

Ausführungsbeispiele.

96. Stehende, einfachwirkende Naßluftpumpe mit zwei und drei Ventilsätzen. Lentz-Luftpumpe der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg. Naßluftpumpen werden häufig in dieser Bauart mit Saug- und Druckventilen und einem dritten Ventilsatz im Kolben ausgeführt (Abb. 180). An sich besteht die Möglichkeit, Naßluftpumpen wie gewöhnliche Wasserpumpen nur mit Saug- und Druckventilen auszuführen (Abb. 176). Solche Pumpen vertragen aber nur geringe Kolbengeschwindigkeiten, neigen zum Schlagen und haben geringeren volumetrischen Wirkungsgrad; sie werden daher nur für kleine Leistungen angewendet. Man

kann ferner die Saug- oder Druckventile in den Kolben legen (Abb. 177 und 178), wobei im Gegensatz zu Abb. 176 die Förderung beim Aufwärtsgang des Kolbens geschieht. Bei Abb. 178 erfolgen daher Ansaugen und Fortdrücken gleichzeitig beim Aufwärtsgang des Kolbens,

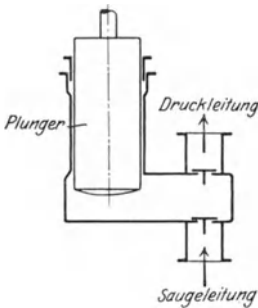


Abb. 176. Schema einer stehenden Naßluftpumpe mit Saug- und Druckventilen.

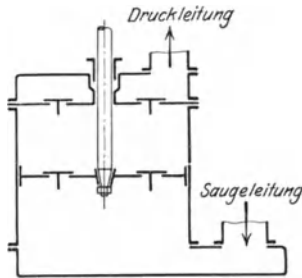


Abb. 177. Schema einer stehenden Naßluftpumpe mit Kolbensaug- und Druckventilen.

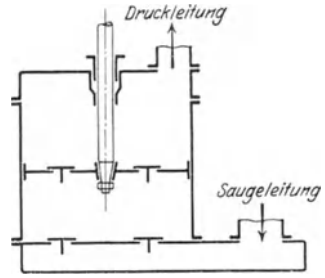


Abb. 178. Schema einer stehenden Naßluftpumpe mit Saugventilen und Kolbendruckventilen.

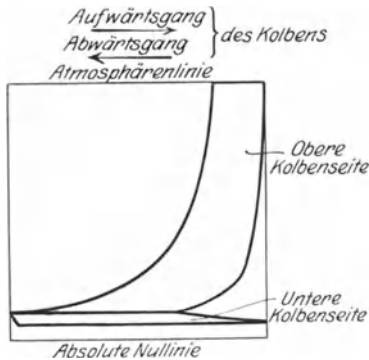


Abb. 179. Theoretisches Diagramm einer stehenden Naßluftpumpe mit drei Ventilsätzen.

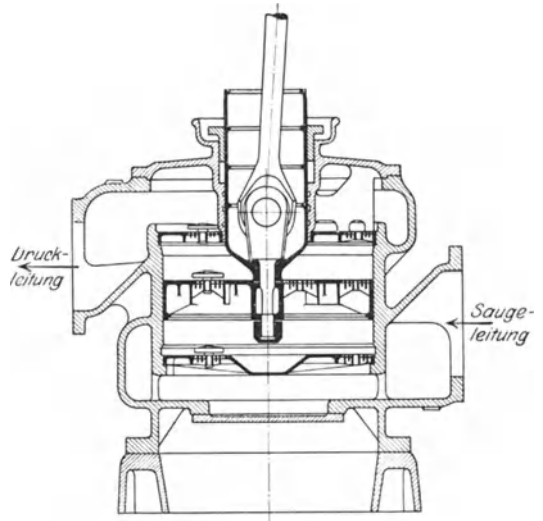


Abb. 180. Lentz-Naßluftpumpe mit drei Ventilsätzen der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg.

während das Gemisch beim Abwärtsgang verdichtet wird. Diese Bauart hat den Nachteil, daß die Druckwassersäule beim Abwärtsgang des Kolbens zurückschwingt, bis die Luft unter dem Kolben auf den Gegen- druck verdichtet ist. Dieser Nachteil wird durch das Anbringen des dritten Satzes Ventile, die als Rückschlagklappen wirken, vermieden. Gleichzeitig arbeitet dann die Pumpe wegen der Rückexpansion der Luft aus dem schädlichen Raum mit geringer Verbundwirkung (Abb. 179).

Allerdings wird sich der Zwischendruck vom Ansaugedruck praktisch oft kaum unterscheiden. Da der Druck beim Beginn der Saugperiode bereits sehr niedrig ist, wird der volumetrische Wirkungsgrad erheblich besser. Auch bei dieser Bauart saugt der Kolben auf der unteren Seite an und fördert gleichzeitig mit der oberen Seite. Die Verdichtung geschieht aber jetzt im Gegensatz zu Abb. 178 bei demselben Hub wie die Förderung.

Als Beispiel einer Naßluftpumpe mit drei Ventilsätzen sei in Abb. 180 die Luftpumpe Bauart *Lentz* gezeigt, die von der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg fast ausschließlich für die Einspritzkondensationen ihrer Dampfmaschinen verwendet wird. Die Kolbengeschwindigkeit beträgt bis zu 0,8 m/s. Ein Ventil mit Sitz und Fänger ist in Abb. 181 in größerem Maßstabe dargestellt. Für die Ventile wird hartgewalzte Phosphorbronze verwendet. Die Ventilsitze und -fänger, der Kolben und der Plunger bestehen aus Rotguß.

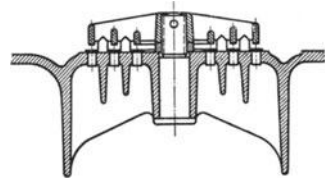


Abb. 181. Ventil der *Lentz*-Naßluftpumpe.

Wird eine Pumpe gemäß Abb. 180, wie es häufig geschieht, als Zwillingspumpe ausgeführt, bei der die Kolben durch Balanciers verbunden sind oder durch um 180° versetzte Kurbeln angetrieben werden, so kann das Wasser in der Druckleitung auch beim Fehlen des obersten Ventilsatzes nicht zurückfluten, da die Kolben dann gegenläufig ar-

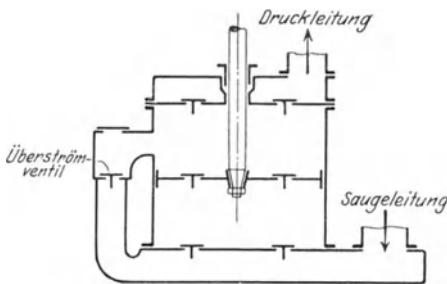


Abb. 182. Schema einer stehenden Naßluftpumpe mit drei Ventilsätzen und Überströmventil.

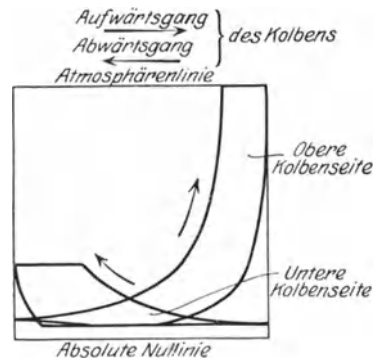


Abb. 183. Theoretisches Diagramm einer stehenden Naßluftpumpe mit drei Ventilsätzen und Überströmventil.

beiten und sich der Raum oberhalb beider Kolben nicht ändert. Trotzdem empfiehlt es sich, die Rückschlagklappen wegen der Verbesserung des volumetrischen Wirkungsgrades beizubehalten. Derartige Zwillingsluftpumpen mit drei Ventilsätzen finden sich nicht selten an Bord.

Führt gemäß Abb. 182 vom Saugraum eine mit Ventil versehene Umlaufleitung zur oberen Kolbenseite, so saugt der Kolben auch bei seinem Niedergange Luft an, solange sich die Ventile im Kolben noch

nicht geöffnet haben. Damit dieser Zeitpunkt erst später eintritt, werden die Kolbenventile stärker belastet. Hierdurch ergibt sich theoretisch die in Abb. 183 gezeigte Arbeitsweise, bei der beispielsweise das Öffnen dieser Ventile bei einem Druck von 0,3 ab erfolgt. Der vermehrten Luftansaugung auf der oberen Kolbenseite steht eine Verringerung der von der unteren Kolbenseite angesaugten Luftmenge

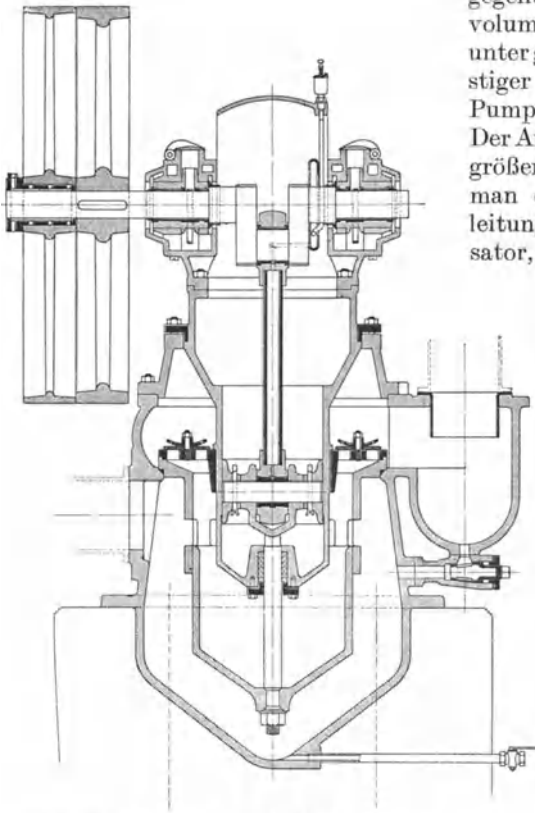


Abb. 184. Saugschlitz-Naßluftpumpe mit Verdränger von Brown-Kuhn.

gegenüber, so daß der gesamte volumetrische Wirkungsgrad nur unter gewissen Verhältnissen günstiger als bei der gewöhnlichen Pumpe mit drei Ventilsätzen ist. Der Ansaugegrad soll bis zu 70 vH größer werden können. Verbindet man das Ventil in der Umlaufleitung für sich mit dem Kondensator, so erhält man teilweise ge-

trennte Ansaugung von Kondensat und Luft. Diese kann auch dadurch erreicht werden, daß am Zylindermantel etwa in halber Höhe ein Luftsaugeventil angebracht wird. Beim Aufwärtsgange des Kolbens wird dann zunächst Wasser und, sobald das Luftsaugeventil vom Kolben freigelegt ist, durch dieses Luft angesaugt. Die getrennte Ansaugung im Kondensator etwa tiefer als das Wasser abgekühlter Luft hat aber wenig Wert, da sich die Luft in der Pumpe am Wasser wieder erwärmt. Es bleibt aber der Vorteil,

daß die Luft nicht in der Pumpe durch das Wasser hindurchzutreten braucht.

97. Stehende Naßluftpumpe mit Saugschlitzen und Verdränger. Eine derartige Pumpe nach Dubbel²¹⁾ für Riemenantrieb zeigt Abb. 184. Sobald der Kolben bei der Abwärtsbewegung die Saugschlitze freilegt, strömt das durch den Kolben aus dem Pumpenraum verdrängte Wasser durch die Schlitze in den Zylinder. Gleichzeitig strömt auch Luft über, bis sich die Drucke im Zylinder und Pumpenraum ausgeglichen haben. Hierbei bleibt die Luft im wesentlichen oberhalb des Wassers und wird daher beim Aufwärtsgang nach Er-

reichung des Gegendruckes zuerst ausgestoßen, was ruhigen Gang zur Folge hat. Als Vorteil der Saugschlitzze wird gewöhnlich angeführt, daß sie durch Fortfall des Ventilwiderstandes bessere Luftleere liefern. Nach den Versuchen von Doerfel¹⁷⁾ erscheint dies zweifelhaft. Jedenfalls haben die Schlitzze den Nachteil, daß der nutzbare Kolbenhub verkleinert wird, da die Flüssigkeit beim Aufwärtsgang zunächst zurückfließt. Man kann damit rechnen, daß etwa $\frac{2}{3}$ der Schlitzbreite verlorengehen, während dies beim letzten Drittel nicht der Fall ist, da infolge der Drosselung ein nennenswertes Zurückströmen nicht mehr stattfindet. Trotzdem ist es besser, bei der Berechnung, um sicher zu gehen, die volle Schlitzbreite in Abzug zu bringen, also: Nutzbarer Kolbenhub = Gesamthub — Schlitzbreite. Die Schlitzpumpen haben ferner den Nachteil, daß sie ein größeres Anfahrmoment erfordern, dafür aber den wichtigen Vorteil, daß die schlecht zugänglichen Ventile im Kolben vermieden werden. Die Berechnung dieser Art Pumpen weicht von der in 92 gegebenen vollkommen ab, (siehe ⁸⁾ und ²¹⁾).

98. Edwards - Naßluft - pumpe. Diese Luftpumpe (Abb. 185), die namentlich bei englischen Schiffskolbenmaschinenanlagen häufig zu finden ist, ähnelt der in 97 besprochenen Pumpe, weicht aber doch in wichtigen Punkten von ihr ab. Der unten kegelförmige Kolben hat in seiner tiefsten Stellung nur geringen Spielraum gegenüber dem gleichartig ausgebildeten Gehäuse. Beim Druckhub sammelt sich das Kondensat in diesem Teil des Gehäuses an. Beim Eintauchen des Kolbens in das Wasser erfährt dieses wegen der Kegelform eine stetig zunehmende Beschleunigung und wird mit großer Geschwindigkeit infolge der Formgebung des Gehäuses durch die Schlitzze auf die obere Kolbenseite geschleudert. Auf dieser fällt der Druck beim Niedergang unter den Kondensatordruck, so daß beim Öffnen der Schlitzze Luft auf die obere Kolbenseite tritt, was durch das von unten heraufgeschleuderte Wasser unterstützt wird. Die Geschwindigkeit des Wassers hält zunächst noch an, während der Kolben die Schlitzze wieder verschließt, so daß ein Zurückströmen von Kondensat oder Luft in den Saugeraum nicht in erheblichem Maße stattfindet. Die gute Wirkung der Pumpe beruht daher auf dynamischen Vorgängen. Die dargestellte Pumpe wird zusammen mit der Speisepumpe von der Hauptmaschine aus angetrieben. Ihre Doppelhubzahl kann bis zu 200, selbst 300 i. d. Min. betragen.

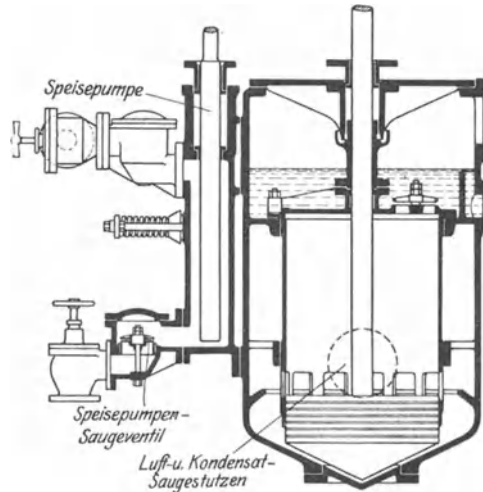


Abb. 185. Edwards-Naßluftpumpe.

99. Schlitzschieber-Naßluftpumpe der Maschinenbau-A.-G. Balcke. Diese Luftpumpe (Abb. 186), die bei Maschinen bis zu etwa 200 PS angewendet wird, arbeitet ganz ohne Ventile. Sie ist aus dem Bestreben hervorgegangen, die harten Schläge, die bei Naßluftpumpen bei viel Wasser und wenig Luft auftreten, ohne Einschnüffeln von Luft zu vermeiden. Diese Pumpe kann bei ruhigem Arbeiten eine Druckhöhe von mehreren Metern überwinden, wie sie vorhanden ist, wenn das Wasser auf den Kühlturm gefördert werden muß. Sowohl die Saug- als auch

die Druckperiode werden durch die Schlitze im Schieber gesteuert, der den Kolben umfaßt und durch einen einseitigen Exzenter mit einer Nacheilung von 105° angetrieben wird. Abb. 187 läßt die Relativbewegungen von Kolben und Schieber gegeneinander und die absoluten Wege gegenüber den Schlitzen im Gehäuse erkennen. Die Eröffnungsdauer ist durch senkrechte Schraffur kenntlich gemacht. Während des Druckhubes sammelt sich das Kondensat im Raume unter dem Kolben an. Beim Niedergang des Kolbens bildet sich über ihm eine Luftleere, so daß nach Öffnen des oberen Saugeschlitzes, das zuerst erfolgt, zunächst Luft in die Pumpe strömt. Während der zweiten Hälfte des Kolbenniederganges gibt die untere Kante des Schiebers die Verbindung von der Unterseite des Kolbens zur Oberseite frei, und es wird nun

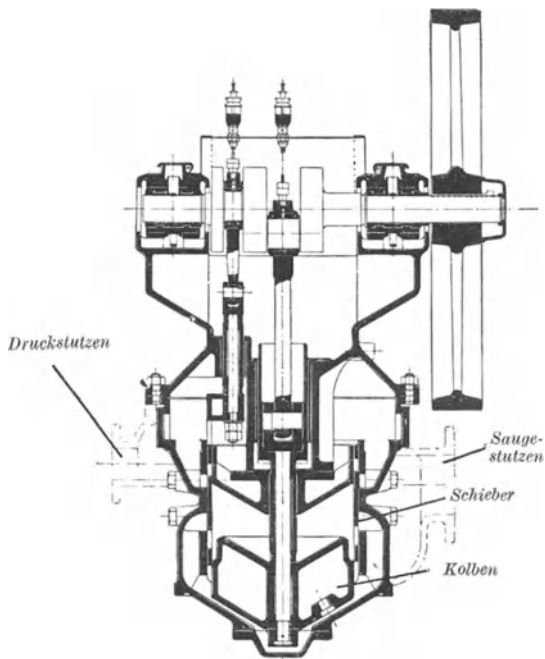


Abb. 186. Schlitzschieber-Naßluftpumpe der Maschinenbau-A.-G. Balcke.

das Kondensat durch die Verdrängerwirkung des Kolbens ähnlich wie bei der vorbeschriebenen Pumpe durch die untere und obere Öffnung auf die obere Kolbenseite gespritzt, dabei auch Luft mit sich reißend. Der Saugeschlitz wird erst nach der unteren Totlage des Kolbens geschlossen, um die lebendige Kraft des nach oben geschleuderten Wassers auszunutzen, die bereits eine Vorkompression bewirkt. Der obere Saugeschlitz schließt erst, nachdem der Druckkanal ein wenig geöffnet worden ist.

100. Stehende Verbund-Naßluftpumpe von Doerfel. Unter den Naßluftpumpen haben die Konstruktionen von Doerfel große Verbreitung gefunden. Obwohl sie nur einen Zylinder haben, müssen seine Pumpen infolge ihrer Eigenart als Verbundluftpumpen bezeichnet werden. Abb. 188²¹⁾ zeigt eine stehende Ausführung mit drei Klappensätzen

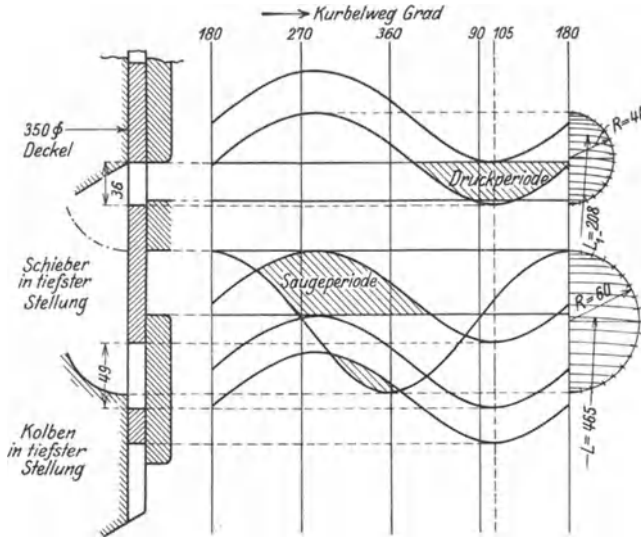


Abb. 187. Schieberdiagramm der Schlitzschieber-Naßluftpumpe von Balcke:

Kolbendurchmesser	350 mm,	Schiebernachwinkel	105 °,
Kolbenhub	120 mm,	Lenkstangenlänge L	465 mm,
Schieberhub	80 mm,	Lenkstangenlänge L_1	208 mm.

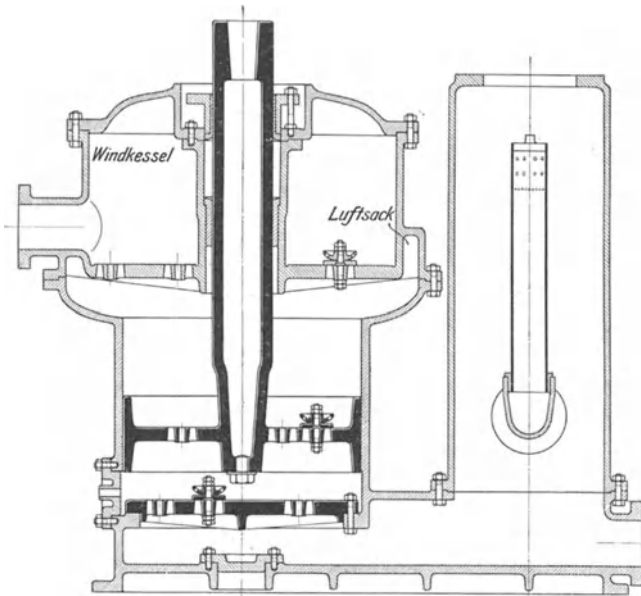


Abb. 188. Stehende Verbund-Naßluftpumpe von Doerfel.

in Verbindung mit einem Einspritzkondensator. Bei der gewöhnlichen Pumpe nach Abb. 180 fällt der Druck über dem Kolben so schnell, daß sich ein sehr niedriger Zwischendruck einstellt. Vermehrt man die über dem Kolben verbleibende Luftmenge künstlich durch Schaffung eines Luftsackes, so stellt sich ein höherer Zwischendruck ein (Abb. 189). Beim Hochgang des Kolbens werden auf der unteren Seite Kondensat und Luft angesaugt. Beim Niedergang des Kolbens dehnt sich die im Luftsack befindliche Luft aus, dessen Größe so bemessen ist, daß erst gegen Ende der Abwärtsbewegung ein Zwischendruck erreicht wird, auf den gleichzeitig auf der unteren Seite Kondensat und Luft

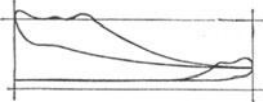


Abb. 189. Diagramme der stehenden Naßluftpumpe von Doerfel.

gegen Ende der Abwärtsbewegung ein Zwischendruck erreicht wird, auf den gleichzeitig auf der unteren Seite Kondensat und Luft

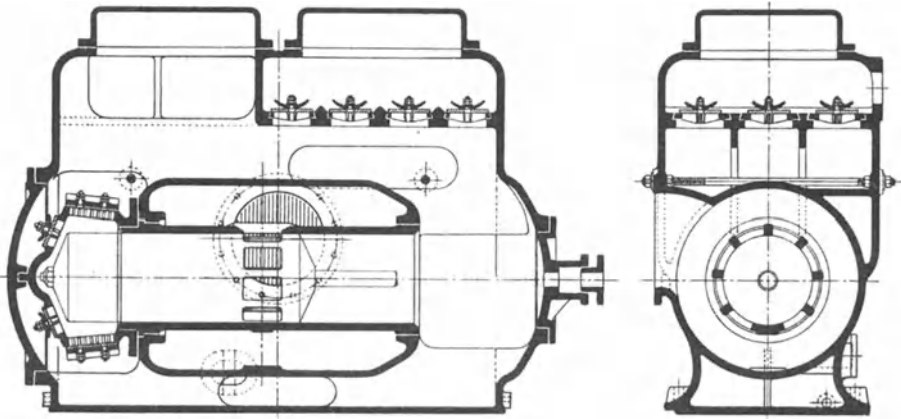


Abb. 190 und 191. Liegende Verbund-Naßluftpumpe von Doerfel der Sundwiger Eisenhütte.

verdichtet worden sind. Sobald der Druck auf der unteren Seite den auf der oberen um den Ventilwiderstand übersteigt, öffnen sich die Klappen im Kolben und das Gemisch tritt auf die obere Kolbenseite. Im unteren Totpunkt herrscht auf beiden Kolbenseiten dieser niedrige Zwischendruck. Von diesem aus erfolgt beim Hochgang die Verdichtung auf Atmosphärendruck, während auf der untern Seite bei der Dehnung von diesem Druck aus sehr schnell die Kondensatorspannung erreicht wird, so daß der volumetrische Wirkungsgrad nur wenig beeinträchtigt wird. Der eigentliche Zweck des Luftsackes ist es aber, ein ruhiges Arbeiten der Pumpe ohne Einschnüffeln von Luft zu ermöglichen. Statt mit Saugklappen ist die stehende Bauart auch mit Saugschlitzten ausgeführt worden.

101. Liegende Verbund-Naßluftpumpe von Doerfel. Eine liegende Pumpe Doerfelscher Bauart, ausgeführt von der Sundwiger Eisenhütte, ist in den Abb. 190 und 191 dargestellt. Die Arbeitsweise ist grundsätzlich ebenso wie bei der stehenden Pumpe. In konstruktiver Hin-

sicht liegt insofern ein Unterschied vor, als statt der Saugklappen Schlitz ausgeführt sind und als die Zwischenventile hier nicht im, sondern außerhalb des Kolbens liegen.

Gegen die liegende Bauart wird geltend gemacht, daß die Abnutzung von Zylinder und Kolben größer ist und daß sich Schwierigkeiten bei den Ventilkappen durch Aufweiten der Löcher ergeben. Dem ersten Nachteil läßt sich durch Anordnung einer durchgehenden Kolbenstange oder durch größere Kolbenlänge begegnen; die Gummiklappen können mit dem Fänger festgeklemmt werden. Im übrigen bietet aber die liegende Bauart hinsichtlich des Antriebes und der Zugänglichkeit von Kolben und Ventilen Vorteile. Der Kolben kann sehr viel leichter als bei stehenden Pumpen ausgebaut werden und die Ventile können nach Wegnahme der Deckel bequem nachgesehen werden.

Die dargestellte Pumpe von 1100 mm Hub bei 105 Uml./min ist an die verlängerte Kolbenstange einer großen Tandemmaschine von 720 und 1150 mm Zylinderdurchmesser angeschlossen und hat sich in mehrjährigem Betriebe bei vollkommen ruhigem Arbeiten ausgezeichnet bewährt. Um bei der ersten Stufe die für die bemerkenswert hohe Kolbengeschwindigkeit von 3,85 m/s erforderlichen Ventilquerschnitte zu erhalten, sind die Klappen sowohl auf der Stirnseite als auch auf dem Umfange des Deckels untergebracht.

An einer liegenden Pumpe ähnlicher Bauart wie nach Abb. 190 hat Doerfel ausführliche Versuche zur Klärung verschiedener Fragen angestellt. Er fand, daß, ausgenommen im Bereich höchster Luftleere, Proportionalität zwischen geförderter Luftmenge und dem erzeugten absoluten Luftdruck besteht. Wenn bei großer Wassermenge gleichzeitig kleine Luftmengen zu fördern waren, stellten sich Störungen ein, die darin ihre Ursache haben, daß die Schlitz dem Einströmen des Wassers einen größeren Widerstand bieten als man gewöhnlich annimmt. Durch Wasserstandsgläser wurde beobachtet, daß auch nach erfolgter Füllung des Zylinders das Wasser außerhalb noch weit höher stand als im Innern, trotzdem auf der oberen Seite eine besondere Öffnung zum Ansaugen der Luft vorhanden war. Hieraus ergibt sich, daß Pumpen mit Saugschlitzen nicht in allen Fällen einen geringeren Spannungsabfall zwischen Pumpe und Kondensator haben als Pumpen mit Saugventilen. Saugschlitze müssen reichlich bemessen, und zwar verhältnismäßig um so breiter sein, je höher die Umlaufzahl ist.

102. Liegende doppelwirkende Naßluftpumpe der Maschinenbau-A.-G. Balcke. Bei dieser Pumpe ist das Arbeitsverfahren nach Abb. 176 verwirklicht. Die Pumpe liegt unter dem Einspritzkondensator und ist mit ihm in einem Gehäuse vereinigt (Abb. 192 und 193). Der Dampf tritt von oben, das Wasser von der Seite in den als Kondensator dienenden Mischraum ein und wird durch eine Brause verteilt. Das Warmwasser fließt durch die Saugklappen der darunterliegenden doppelwirkenden Pumpe zu und wird von ihr in den auf der anderen Seite liegenden Windkessel gefördert. Das Wasser wird durch die im Kondensator herrschende Luftleere angesaugt, die beim ersten Anfahren durch

die Pumpe erzeugt wird. Diese wird von der verlängerten Kolbenstange der Dampfmaschine aus angetrieben. Die Sauge- und Druckklappen bestehen aus Gummi.

Derartige Naßluftpumpen wurden früher häutiger angewendet. Statt mit Saugklappen werden sie auch mit einem in der Mitte liegenden Saugeschlitz ausgeführt, der vom Kolben abwechselnd auf der einen und der anderen Seite freigelegt wird. Die Schlitzbreite soll etwa ein Drittel des Kolbenhubes betragen.

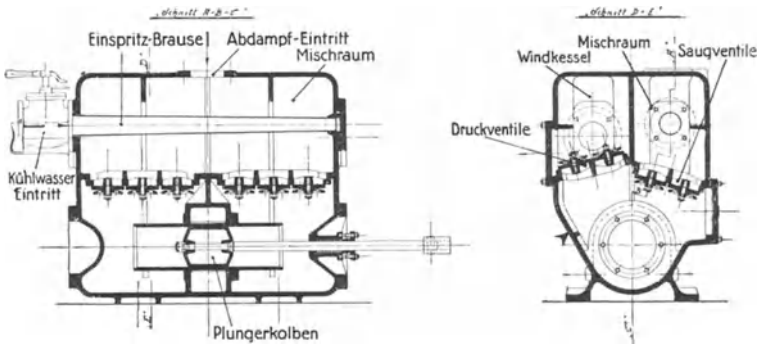


Abb. 192 und 193. Liegende doppelwirkende Naßluftpumpe der Maschinenbau-A.-G. Balcke mit angebautem Einspritzkondensator.

Auch bei der liegenden Pumpe können bei tiefliegenden Saugventilen für das Wasser höher liegende besondere Luftklappen angeordnet werden, so daß die Luft für sich angesaugt wird und nicht durch das Wasser hindurchzutreten braucht. Dies ist z. B. der Fall bei der Hornschen Luftpumpe²¹⁾.

VIII. Naßluftpumpen mit getrennter Luftabsaugung.

103. Naßluftpumpe Bauart Josse. Bei dieser Sonderbauart wird auf der unteren Seite des Kolbens das Kondensat und ein Teil der Luft, auf der oberen Seite nur Luft angesaugt [Abb. 194⁶⁷⁾]. Um einen hohen volumetrischen Wirkungsgrad zu erzielen, ist der schädliche Raum auf der oberen Seite so klein wie möglich gehalten. Außerdem wird in der unteren Totlage ein kleiner Teil des Kondensates durch den Umföhrungskanal auf die obere Kolbenseite gespritzt, so daß der schädliche Raum stets mit Wasser ausgefüllt ist und die obere Kolbenseite wirksam geköhlt wird. In der Tat ist mit dieser Pumpe eine Luftleere von 96,7 vH bei Luftmenge 0, also ein für eine einstufige Naßluftpumpe sehr hoher Wert erreicht worden.

Das Kondensat fließt durch vom Kolben gesteuerte Schlitzte in den Zylinder, die Luft wird durch Metallventile von sehr kleiner Masse angesaugt, die infolgedessen nur geringen Widerstand haben. Die

Diagramme der Pumpe (Abb. 195 und 196) lassen die schnelle Rückexpansion aus dem schädlichen Raum erkennen.

Die Naßluftpumpe Bauart Josse gehört streng genommen nicht eigentlich zu der unter VIII genannten Pumpenart, da sie einen gemein-

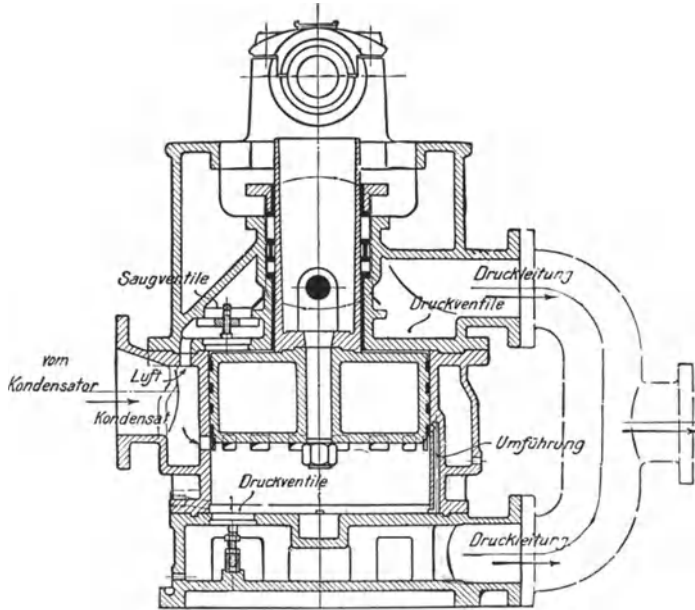


Abb. 194. Naßluftpumpe Bauart Josse.

samen Saugstutzen für Wasser und Luft hat und auf der unteren Kolbenseite neben Kondensat auch Luft angesaugt wird. Sie stellt aber einen Übergang zur Bauart mit getrennter Luftabsaugung dar.

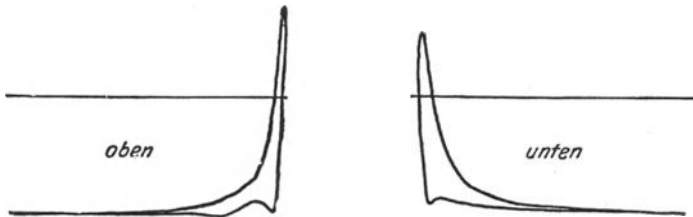


Abb. 195 und 196. Diagramme der Naßluftpumpe von Josse.

104. Dual-Luftpumpe der Atlas-Werke A.-G., Bremen. Die nach dem Entwurfe der Firma G. und J. Weir, Cathcart bei Glasgow, von den Atlaswerken gebaute sog. Dual-Luftpumpe wird an Bord von Kriegsschiffen und Handelsschiffen häufig verwendet. Sie nimmt eine Zwischenstellung zwischen gewöhnlichen Naßluftpumpen und Pumpen mit getrennter Förderung von Luft und Kondensat ein, weil bei ihr Kondensat

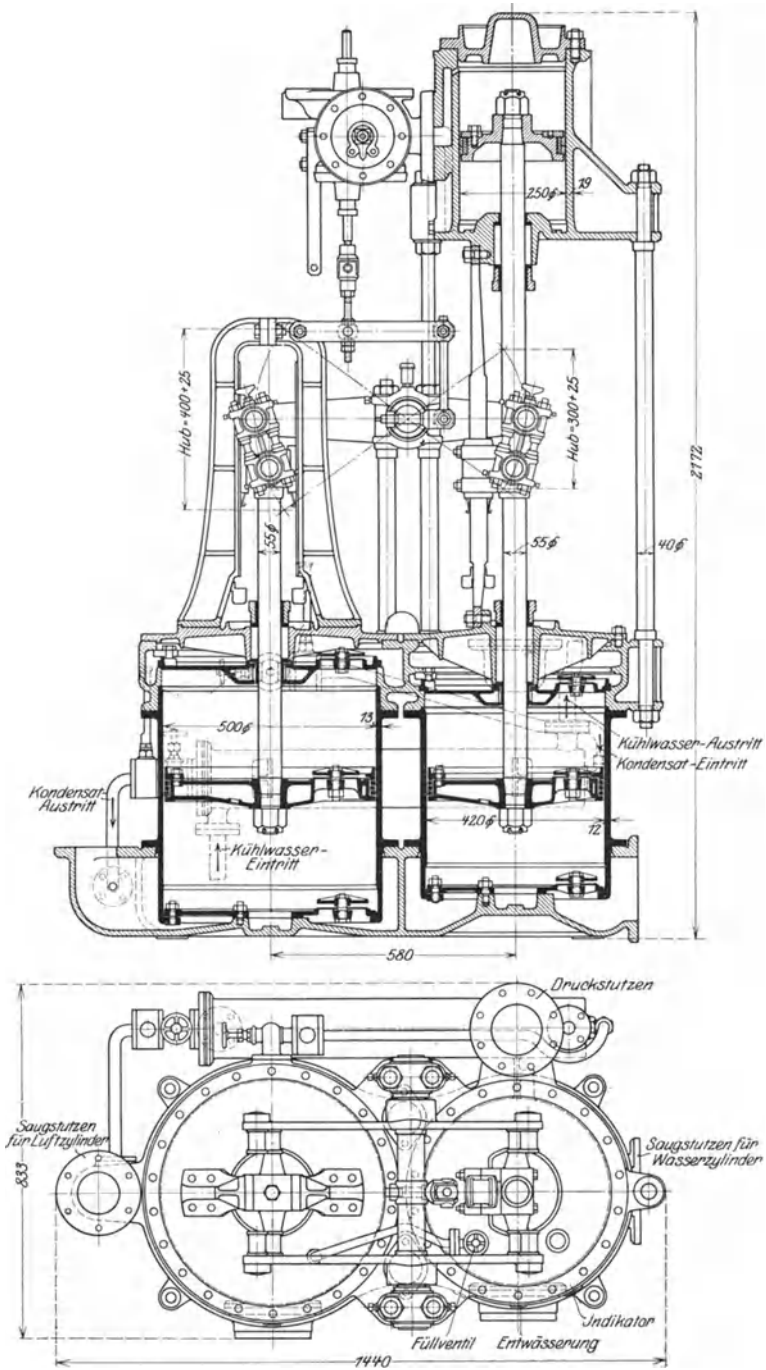


Abb. 197 und 198. Dual-Expresbluftpumpe der Atlas-Werke A.-G., Bremen.

sat und Luft zwar getrennt angesaugt, aber gemeinsam gefördert werden. Das Kondensat kann daher mit höherer Temperatur als bei gemeinsamer Absaugung angesaugt werden. Die Pumpe hat einen Wasser- und einen Luftzylinder, jeder mit drei Ventilsätzen. Die Luft wird aber im Luftzylinder nur auf einen gewissen Zwischendruck verdichtet und gelangt beim Druckhub des Luftkolbens durch ein besonderes Rückschlagventil auf die obere Seite des Wasserzylinders, dessen Kolben sich dann nach unten bewegt, und wird beim Druckhub des Wasserkolbens zusammen mit dem Kondensat gefördert. Der besondere Vorteil der Pumpe besteht nun darin, daß dem Saugraum des Luftzylinders gekühltes Kondensat zugeführt wird. Hierdurch wird das angesaugte Dampfluftgemisch abgekühlt und sein Volumen erheblich verringert, und zwar in der Hauptsache dadurch, daß ein großer Teil des Dampfes niedergeschlagen wird. Dies hat einerseits einen geringeren Arbeitsbedarf zur Verdichtung der Luft zur Folge, andererseits auch eine bessere Luftleere bei gleichem Luftgewicht und gleicher Kondensattemperatur.

Die Atlas-Werke bauen zwei verschiedene Arten von Pumpen, gewöhnliche Dual-Luftpumpen, bei denen Wasser- und Luftzylinder gleichen Hub und Durchmesser haben, und sog. Expreßluftpumpen, bei denen der Luftzylinder mit größerem Durchmesser und Hub als der Wasserzylinder ausgeführt wird (s. Abb. 197 und 198). Durch diese Maßnahme wird die Luftleere noch weiter verbessert und der Arbeitsbedarf weiter herabgesetzt. Die gewöhnlichen Dual-Luftpumpen werden mit einer Doppelhubzahl von 40 bis 45, die Expreßluftpumpen mit 45 bis 50 Doppelhuben in der Minute betrieben. Das eingespritzte Kondensat wird in einem besonderen Kühler, der wie ein Oberflächenkondensator gebaut ist, gekühlt und beschreift einen Kreislauf von der oberen Seite des Luftzylinders durch den Kühler zum Saugraum und zurück zur oberen Kolbenseite des Luftkolbens. Beim Anfahren ist das Füllventil (s. Abb.), das die Druckräume beider Zylinder miteinander verbindet, so lange zu öffnen, bis der Kühlwasserkreislauf gefüllt ist. Auch dann bleibt dieses Ventil etwas geöffnet. Betriebssicherer ist die Anordnung, bei welcher der Kreislauf vom Druckraum des Wasserzylinders ausgeht, sie erfordert aber etwas höheren Arbeitsbedarf. Durch die Wassereinspritzung wird gleichzeitig erreicht, daß der Luftkolben nicht trocken läuft und gekühlt wird.

Der antreibende Dampfkolben ist mit dem Wasserkolben unmittelbar, mit dem Luftkolben durch Balancier verbunden. Die Dampfverteilung geschieht durch einen wagerechten Schieber, der durch Dampfdruck bewegt wird. Dieser Hauptschieber wird durch einen senkrechten Hilfschieber gesteuert, der seinerseits vom hin- und hergehenden Gestänge der Pumpe bewegt wird.

Bei der in Abb. 197 dargestellten Pumpe sind bronzene Zylinder mit dem gußeisernen Gehäuse verbunden. Die Kolben, Ventilplatten und Ventilsätze bestehen ebenfalls aus Bronze, die Ventile selbst aus drei übereinanderliegenden dünnen Messingplatten. Die Pumpe ist für eine Kondensatmenge von 10 000 kg/h bestimmt.

Einen Vergleich der Dual-Luftpumpe mit der Expreßpumpe einerseits und einer Zwillingpumpe andererseits, bei welcher in beiden Zylindern Kondensat und Luft gemeinsam abgesaugt werden, ermöglichen Abb. 199 und 200. Abb. 199 zeigt den Dampfverbrauch, der bei gleichbleibender Doppelhubzahl mit der Kondensatmenge etwas zunimmt. Die Dampfmenge bezieht sich auf Auspuffbetrieb und ist bei der Zwillingluft-

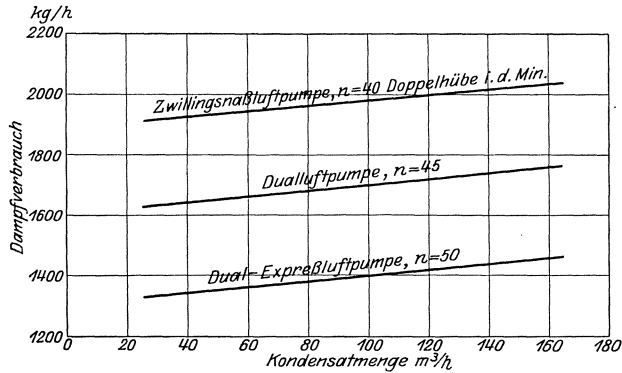


Abb. 199. Dampfverbrauch von Kolbenaß- und Dualluftpumpen.

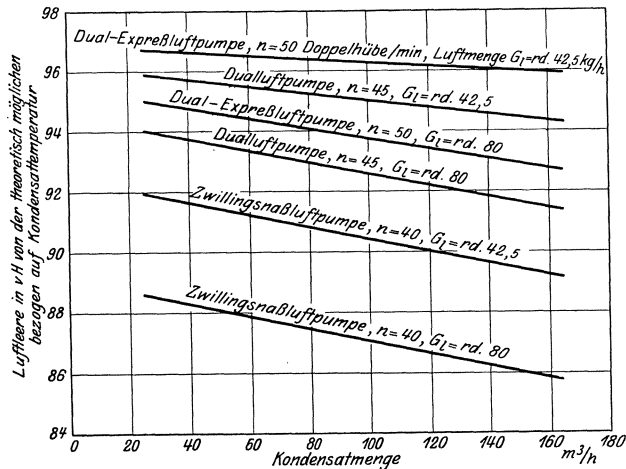


Abb. 200. Luftleere von Kolbenaß- und Dualluftpumpen.

pumpe am höchsten, bei der Expreßpumpe am geringsten. Abb. 200 läßt umgekehrt erkennen, daß diese die höchste Luftleere erzeugt. Mit steigender Kondensatmenge fällt die Luftleere etwas ab, da durch die Zunahme des Wasservolumens das für die Luftmenge verbleibende Hubvolumen stetig kleiner wird. Die Verschlechterung der Luftleere ist bei der Expreßluftpumpe am geringsten, bei der Zwillingpumpe am größten. Die Hauptabmessungen der Pumpen, auf die sich Abb. 199 und 200 beziehen, sind in Zahlentafel 18 zusammengestellt.

Zahlentafel 18.

Hauptabmessungen der Luftpumpen, deren Versuchsergebnisse in Abb. 199 und 200 dargestellt sind.

Zwillings-Naßluftpumpe:		
Dampfzylinder	420 mm	Durchm.
Zwei Wasser- und Luftzylinder je	800	„ „
Gemeinsamer Hub	550	„ „
Dualluftpumpe:		
Dampfzylinder	420	„ Durchm.
Wasser- und Luftzylinder	800	„ „
Luftzylinder	800	„ „
Gemeinsamer Hub	550	„ „
Dual-Expreßluftpumpe:		
Dampfzylinder	360	„ Durchm.
Wasser- und Luftzylinder	700	„ „
Gemeinsamer Hub	550	„ „
Luftzylinder	800	„ „
Hub	600	„ „

IX. Trockenluftpumpen.

A. Kolbenpumpen.

Als Trockenluftpumpe wurde für größere Kondensationsanlagen in früheren Jahren fast ausschließlich die Kolbenluftpumpe angewendet. Sie ist inzwischen vielfach von Wasserstrahl- und Dampfstrahl-Luftpumpen verdrängt worden, die den Kolbenpumpen gegenüber eine Reihe von Vorzügen haben (vgl. 157).

105. Berechnung der Hauptabmessungen. Bei der Bestimmung der Luftpumpengröße werden wieder das abzusaugende Luftgewicht G_l kg/h, der Gesamtdruck im Kondensator p_c at abs. (bzw. P_c kg/m²) und die Temperatur t_l °C = T_l ° abs., mit der das Dampf-Luftgemisch den Kondensator verläßt, als gegeben betrachtet. Aus t_l ergibt sich dann der Teildruck des Dampfes und mit p_c auch der Teildruck der Luft p_l (P_l) nach Gleichung (5). Das abzusaugende Luftvolumen ist dann wie in 13 mit $R_l = 29,27$

$$V_l = \frac{G_l R_l T_l}{P_l} \text{ m}^3/\text{h}.$$

Ist der Zylinderdurchmesser der Luftpumpe d m, ihr Hub s m und ihre Drehzahl n i. d. Min., so ist für eine Luftpumpe mit einem doppelt-wirkenden Zylinder

$$2 \cdot 60 \cdot \eta_v d^2 \frac{\pi}{4} s n = V_l. \tag{90}$$

Hierin bedeutet η_v den volumetrischen Wirkungsgrad der Luftpumpe, als den wir das Verhältnis der wirklich angesaugten Luftmenge, bezogen auf den Ansaugzustand (p_c , t_l) zu dem vom Kolben durchlaufenen Hubvolumen bezeichnen wollen. Nach Wahl von $\frac{d}{s}$ und n ,

Die Rückexpansion aus dem schädlichen Raum v_o gehe nach der Polytrope

$$p v^n = \text{konst.}$$

vor sich. Dann ist

$$p_2 v_o^n = p_1 (v_o + v_a)^n$$

und

$$v_a = v_o \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right].$$

Dies in Gl. (91) eingesetzt ergibt

$$\eta_A = 1 - \frac{v_o}{v} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right]. \quad (92)$$

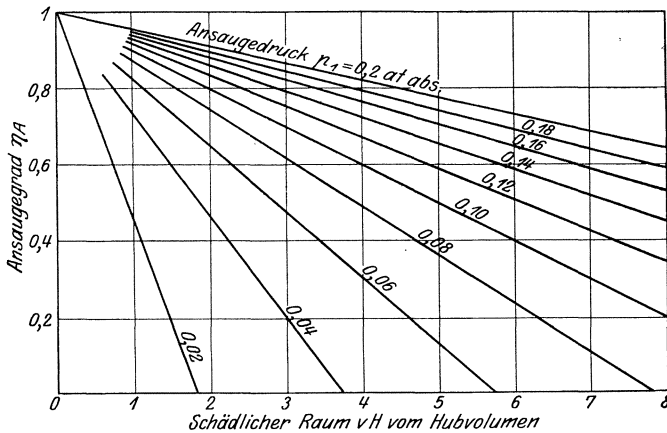


Abb. 202. Kolben-Trockenluftpumpe ohne Druckausgleich. Ansauggrad bei isothermischer Rückexpansion aus dem schädlichen Raum ($n = 1$). Gegendruck $p_2 = 1,1$ at abs.

Für gleichbleibendes p_1 , p_2 und n ist dies die Gleichung einer Geraden mit den Veränderlichen η_A und $\frac{v_o}{v}$. $\frac{v_o}{v} \cdot 100$ ist aber der schädliche Raum in vH des Hubvolumens. Berechnet man daher den Ansauggrad für zwei Werte $\frac{v_o}{v}$, z. B. einmal für $\frac{v_o}{v} = 0$ $\eta_A = 1$, so kann man durch Verzeichnung der Geraden alle übrigen Werte abgreifen. In den Abb. 202 bis 204 ist dies geschehen für

1. isothermische Rückexpansion mit $n = 1$,
2. polytropische Rückexpansion mit $n = 1,2$ und
3. adiabatische Rückexpansion mit $n = \kappa = 1,41$,

und zwar jedesmal für verschiedene Werte von p_1 . Für p_2 ist der für mittlere Verhältnisse brauchbare Wert $1,1$ at abs. eingesetzt.

Abb. 202 bis 204 lassen erkennen, wie großen Einfluß der schädliche Raum auf den erreichbaren Ansaugegrad hat, und zwar um so mehr, je niedriger der Druck im Kondensator ist. Man muß also bestrebt sein, den schädlichen Raum so klein wie möglich zu halten. Da dies

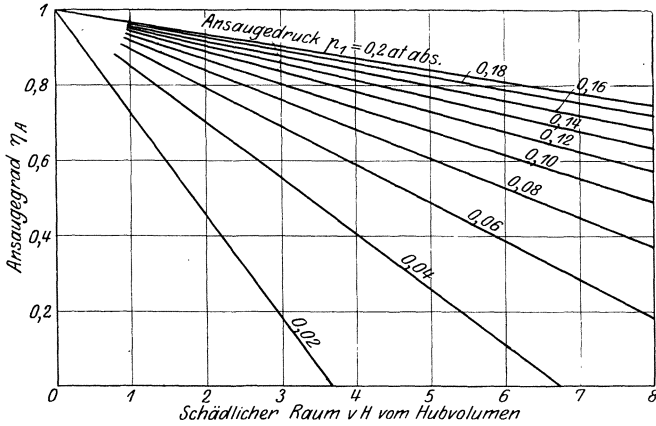


Abb. 203. Kolben-Trockenluftpumpe ohne Druckausgleich. Ansaugegrad bei polytropischer Rückexpansion aus dem schädlichen Raum ($n = 1,2$). Gegendruck $p_2 = 1,1$ at abs.

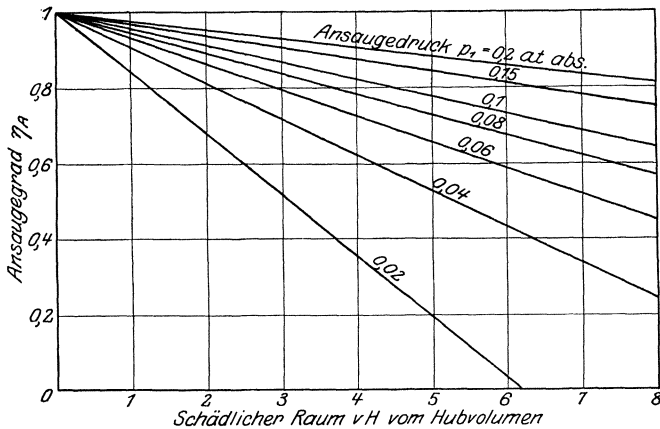


Abb. 204. Kolben-Trockenluftpumpe ohne Druckausgleich. Ansaugegrad bei adiabatischer Rückexpansion aus dem schädlichen Raum ($n = \kappa = 1,41$). Gegendruck $p_2 = 1,1$ at abs.

konstruktiv nur bis zu einem gewissen Grade möglich ist, hat man versucht, ihn weiter dadurch zu verringern, daß man Wasser in den Zylinder einspritzt, das den schädlichen Raum ausfüllt. Dies führt aber einerseits zu Unzuträglichkeiten, da sich beim Verdampfen des gewöhnlichen Wassers Kesselstein ansetzt und das Rosten begünstigt wird, und bringt andererseits auch nicht vollen Erfolg, da sich Luft im

Wasser löst und dies so wirkt, als ob ein der gelösten Luftmenge gleicher schädlicher Raum vorhanden wäre. Die Wassereinspritzung hatte auch den Zweck, die der Verdichtungsarbeit entsprechende Wärme teilweise abzuführen, um allzu große Temperatursteigerung zu verhindern, die Verdichtungsarbeit herabzusetzen und den volumetrischen Wirkungsgrad zu verbessern. Hierfür ist Mantel- und Deckelkühlung vorzuziehen, die eine Herabsetzung des Exponenten der Kompression von 1,41 auf 1,3 bewirken kann, wobei etwa 5 vH an Arbeit gespart werden. Eine wesentliche Verbesserung des Ansauggrades bringt die Anordnung eines Druckausgleichkanales (s. 109).

Die Abbildungen zeigen ferner, daß adiabatische Rückexpansion oder besser noch eine solche mit einem $n > 1,41$, d. h. bei Wärmezurückziehung zur Erreichung möglichst großen Ansauggrades anzustreben ist. In Wirklichkeit wird man etwa mit einem Wert $n = 1,3$ rechnen können.

Die Schnittpunkte der Geraden mit den Abszissenachsen zeigen, welche niedrigsten Drucke bei verschiedenem schädlichen Raum äußerstenfalls, d. h. bei $\eta_A = 0$ erreicht werden können.

Der volumetrische Wirkungsgrad (auch Lieferungsgrad genannt) ist nun stets kleiner als der Ansauggrad. Dies rührt von der Erwärmung der Luft beim Einströmen in den Zylinder, vom verspäteten Schließen der Saugeventile oder -klappen, von Undichtigkeiten sowie vom Druckverlust in den Saugeorganen her. Das Verhältnis von η_v zu η_A kann nur aus Versuchen bestimmt werden. Es kann zu 0,85 geschätzt werden.

107. Arbeitsbedarf. Bei einer Pumpe ohne schädlichen Raum nach Abb. 205, bei der die Verdichtung dem Gesetz $p v^n = \text{konst.}$ folgt, ist die verlustlose Verdichtungsarbeit für 1 m³ angesaugter Luft

$$\begin{aligned} L &= \text{Fläche } ABCD = \int_{P_1}^{P_2} v dP [P \text{ in kg/m}^2] \\ &= 10\,000 \int_{p_1}^{p_2} v dp [p \text{ in kg/cm}^2]. \end{aligned}$$

Aus

$$p v^n = p_1 \cdot 1^n$$

folgt

$$v = \left(\frac{p_1}{p} \right)^{\frac{1}{n}}$$

und dies in L eingesetzt gibt

$$L = 10\,000 p_1^{\frac{1}{n}} \int_{p_1}^{p_2} p^{-\frac{1}{n}} dp$$

sowie

$$L = 10\,000 \frac{n}{n-1} p_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \text{ mkg/m}^3. \quad (93)$$

Die gesamte Verdichtungsarbeit L wird in Wärme umgesetzt. Die hierbei auftretende Temperatur kann theoretisch 500°C übersteigen.

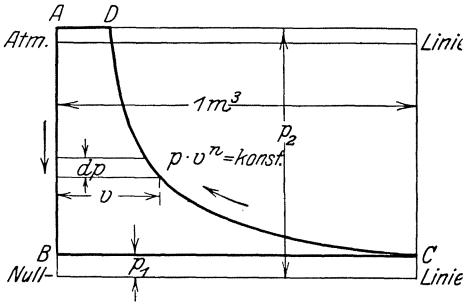


Abb. 205. Theoretisches Arbeitsdiagramm einer Luftpumpe ohne schädlichen Raum.

Bestimmt man L z. B. für adiabatische Verdichtung ($n = \kappa = 1,41$) einen gleichbleibenden Gegen-
druck $p_2 = 1,1 \text{ kg/cm}^2$ abs. und verschiedene Ansaugespannungen p_1 , so erhält man Abb. 206. Für $p_1 = 0,35 \text{ at}$ abs. hat L einen Höchstwert $L_{\text{max}} = 4750 \text{ mkg/m}^3$. Hierauf ist bei der Bemessung der Antriebsmaschine Rücksicht zu nehmen, da beim Entlüften des Kondensators dieser Höchstwert tatsächlich vorkommt. Auch ist bei $p_1 = 0,35 \text{ at}$ wegen des

größeren Ansauggrades das bei einem Hub angesaugte Luftvolumen größer als im Betriebe. Insbesondere ist zu untersuchen, ob das höchste vorkommende Drehmoment vom Antriebsmotor hergegeben werden

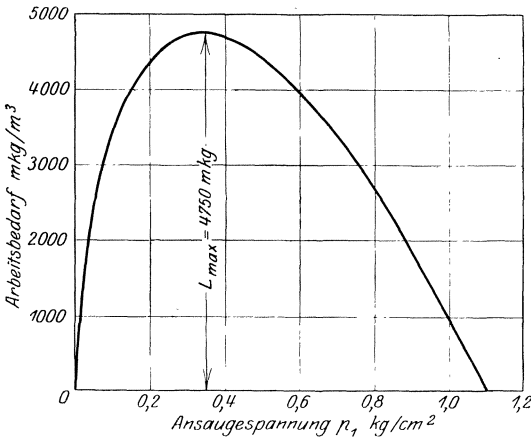


Abb. 206. Theoretischer Arbeitsbedarf zur adiabatischen Verdichtung von 1 m^3 Luft von verschiedener Ansaugespannung auf $p_2 = 1,1 \text{ at}$ abs. Gegendruck.

kann. Um Mißverständnissen zu begegnen, sei betont, daß im laufenden Betriebe die Leistung zur Förderung eines bestimmten stündlichen Luftgewichtes um so größer ist, je niedriger p_1 ist.

Beim wirklichen Verdichtungs Vorgang ist einerseits die angesaugte Luftmenge kleiner als das Hubvolumen, andererseits nimmt aber auch der Arbeitsbedarf pro Hub bzw. der mittlere indizierte Druck entsprechend ab. Sinkt die Ansaugespannung so tief, daß keine Luft mehr gefördert wird, so ist auch der indizierte

Arbeitsbedarf praktisch gleich Null. Anders bei der Luftpumpe mit Druckausgleich.

Für die Rechnung bequemer ist die Formel für die verlustlose isothermische Verdichtungsarbeit mit $n = 1$

$$L_{\text{isoth}} = 10\,000 p_1 \ln \left(\frac{p_2}{p_1} \right) \text{ mkg/m}^3, \tag{94}$$

die man benutzen kann, wenn man L_{isoth} um etwa 20 vH vergrößert, um

zu berücksichtigen, daß die wirkliche Verdichtung größeren Arbeitsaufwand als die isothermische verursacht. Für die ganze Luftmenge V_l m³/h ist weiter der theoretische Arbeitsbedarf

$$N_{th} = \frac{L V_l}{3600 \cdot 75} \text{ PS. (95)}$$

Der wirkliche effektive Arbeitsbedarf ist wegen der Verluste durch Reibung, Undichtigkeiten u. dgl. erheblich größer und folgt aus

$$N_e = \frac{1}{\eta} N_{th}. \quad (96)$$

η kann zu etwa 0,7 geschätzt werden.

Abb. 207 zeigt nach Angaben von Josse für eine Pumpe mit 2 vH schädlichem Raum, daß die einstufige Kolbenpumpe ohne Druckausgleich für sehr hohe Luftleeren ungeeignet ist.

Der mittlere indizierte Druck wird dann sehr niedrig, die Reibungsverluste

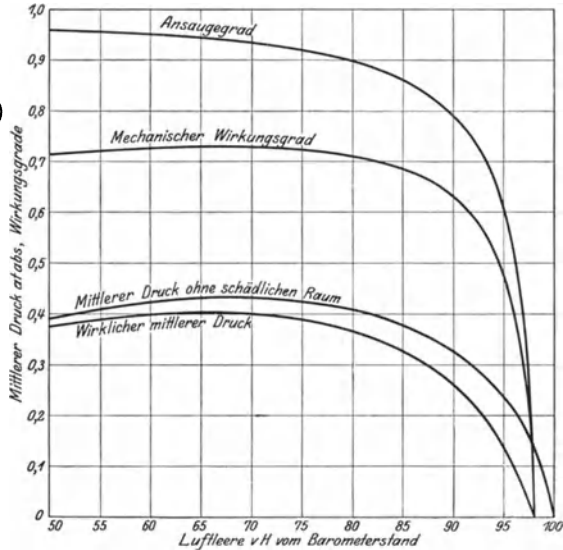


Abb. 207. Ansaugegrad, mechanischer Wirkungsgrad und mittlerer indizierter Druck einer einstufigen, trocken- Kolbenluftpumpe mit 2 vH schädlichem Raum.

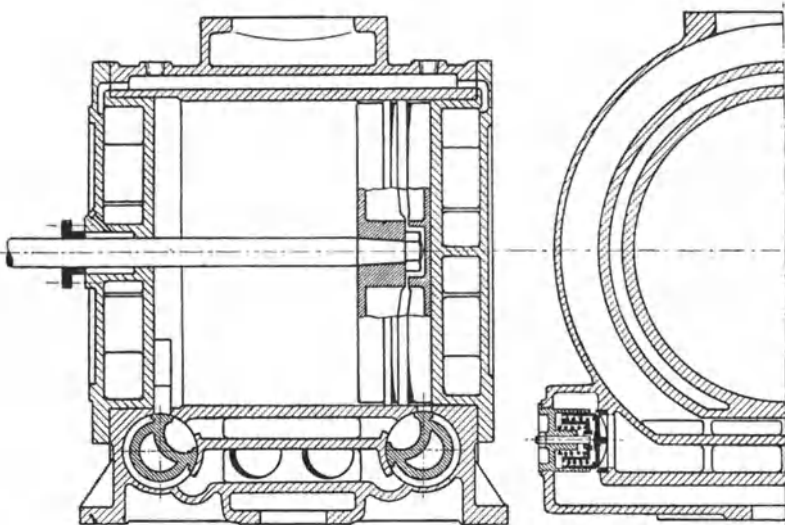


Abb. 208 und 209. Kolben-Trockenluftpumpe ohne Druckausgleich der Wheeler Condenser and Engineering Co.

werden verhältnismäßig sehr groß und der mechanische Wirkungsgrad außerordentlich klein.

108. Ausführungsbeispiele. Abb. 208 und 209 stellen nach Heimann⁴⁵⁾ eine einstufige Trockenluftpumpe ohne Druckausgleich der

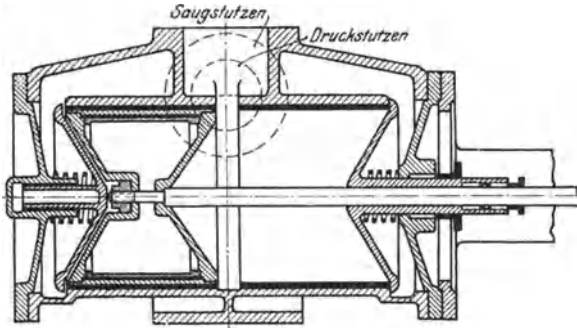


Abb. 210. Christie-Kolben-Trockenluftpumpe der Wheeler Condenser and Engineering Co.

Wheeler Condenser and Engineering Co. dar. Um möglichst kleinen schädlichen Raum zu erhalten, sind Drehschieber in Verbindung mit Druckventilen verwendet. Durch die Schieber wird der Kanal zwischen Schieber und Ventilen in den Totpunkten vom

Zylinder abgesperrt, so daß die in den Kanälen enthaltene verdichtete Luft nicht an der Rückexpansion beim Kolbenrückgang teilnimmt und der Kanalinhalt daher dem schädlichen Raum nicht zuzurechnen ist. Beim Verdichtungshub findet die Öffnung der Kanäle durch den Drehschieber etwas vor Erreichung des Gegendrucks statt.

Bemerkenswert ist ferner die Christie-Luftpumpe derselben Firma [Abb. 210⁴⁵⁾], die sich durch einfachste Bauart und besonders kleinen schädlichen Raum auszeichnet. Dieser ist durch die Anordnung von Saugschlitzen und dadurch erreicht, daß sich auf jeder Seite nur ein Druckventil dem Kolbenboden eng anschmiegt. Die mit dieser Luftpumpe erzielten Betriebsergebnisse sollen sehr gute sein. Etwas nachteilig dürfte die große Masse der Druckventile sein.

b. Einstufige Kolbenluftpumpen mit Druckausgleich.

109. Wirkungsweise. Ein sehr wirksames Mittel zur Verbesserung des volumetrischen Wirkungsgrades ist die zuerst von Weiß angegebene Anwendung eines Druckausgleich-

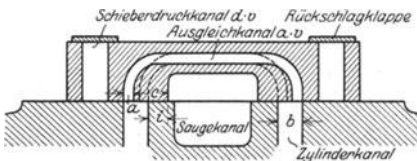


Abb. 211. Schieber mit Ausgleichskanal, schematisch.

kanals im Schieber nach Abb. 211, der etwa im oder kurz vor den Totpunkten beide Kolbenseiten miteinander verbindet. Hierbei strömt Luft von atmosphärischer Spannung von der Seite, auf welcher der Ausschub beendet ist, auf die andere Seite über, und es stellt sich ein niedrigerer Mischungsdruck

ein, s. das Diagramm Abb. 212, in dem der schädliche Raum und die Zeit des Überströmens übertrieben groß dargestellt sind. Bei der Expansion von diesem niedrigen Druck aus wird die Ansaugspannung sehr schnell

und daher wird der Ausgleichdruck

$$p' = \frac{p_1(1 + s - \ddot{u}) + p_2(s + a + \ddot{u})}{1 + 2s + a}. \quad (97)$$

Der Ansaugegrad ist nach dem Diagramm

$$\eta_A = \frac{v'}{v} = \frac{v - v'' - \ddot{u}v}{v}.$$

Die Expansion von p' auf p_1 kann mit genügender Genauigkeit als isothermisch betrachtet werden, daher

$$p'(sv + \ddot{u}v) = p_1(sv + v'')$$

und hieraus

$$v'' = \frac{p'}{p_1}(sv + \ddot{u}v) - sv.$$

Setzt man hierin den Wert von p' nach Gl. (97) und v'' in die Gleichung für η_A ein, so erhält man

$$\eta_A = 1 - \left\{ \left(\frac{s + \ddot{u}}{p_1} \right) \frac{p_1(1 + s - \ddot{u}) + p_2(s + a + \ddot{u})}{1 + 2s + a} + \ddot{u} - s \right\}. \quad (98)$$

$s - \ddot{u}$ kann gegenüber 1, sowie $\ddot{u} - s$ gegenüber dem ersten Teil des Klammerausdrucks, ohne große Fehler zu begehen, vernachlässigt werden. Damit geht Gl. (98) über in

$$\eta_A = 1 - \frac{(s + \ddot{u}) \left[1 + \frac{p_2}{p_1}(s + a + \ddot{u}) \right]}{1 + 2s + a}. \quad (98a)$$

Da bei der Ableitung von Gl. (98a) einige Vereinfachungen vorgenommen wurden, so ergeben sich gegenüber genauer Rechnung einige Unterschiede, die aber geringfügig sind gegen den Einfluß, den andere Umstände auf η_A haben können. Etwa bei 95 vH Luftleere ($p_1 = 0,05$ at) stimmt der Näherungswert von η_A mit dem genauen Wert überein. Bei höherer Luftleere ist der Näherungswert etwas höher, bei niedrigerer Luftleere dagegen etwas niedriger als der genaue, berechnete Wert.

Setzt man in Gl. (98a) $\eta_A = 0$, so erhält man den niedrigsten Druck, der sich theoretisch bei geschlossener Saugleitung einstellt. Hierbei ergibt Gl. (98a) einen Fehler von etwa 10 vH. Dies spielt aber keine Rolle, da es sich um Beträge von 1 bis 3 mm Q.-S. absolut handelt.

Der volumetrische Wirkungsgrad η_v (Lieferungsgrad) ist nun wieder stets kleiner als η_A . Der Unterschied richtet sich nach Undichtigkeiten, gegebenenfalls verspätetem Schließen der Rückschlagklappen, hauptsächlich aber nach der Erwärmung der Luft während des Ansaugens.

η_A und damit auch η_v werden nun außer vom veränderlichen Druckverhältnis $\frac{p_2}{p_1}$ von den durch Konstruktion festliegenden Größen s ,

a und \ddot{u} bestimmt. Um den Einfluß im einzelnen zu ermitteln, gehen wir von einem bestimmten Zahlenbeispiel aus. Es sei $\frac{p_2}{p_1} = 20$, entsprechend einer Luftleere von etwa 95 vH. Bei einer Luftpumpe nach Abb. 217 und 218 finden sich nun folgende Werte s , a und \ddot{u} ausgeführt:

$$\begin{aligned} s &= 0,02, \\ a &= 0,01 \text{ und im Mittel für beide Kolbenseiten} \\ \ddot{u} &= 0,0125. \end{aligned}$$

Wir bestimmen nun die Veränderlichkeit von η_A , wenn sich jedesmal eine der drei Größen ändert, die andern aber gleichbleiben, und erhalten so Abb. 213. Diese zeigt, daß η_A mit wachsendem s und \ddot{u} schneller fällt als mit a . Man muß also bei der Konstruktion vor allem bestrebt sein, den schädlichen Raum und die Zeit des Überströmens möglichst klein zu halten.

Der schädliche Raum hängt vom Spielraum zwischen Kolben und Deckel in den Totlagen ab, der aus Sicherheitsgründen 4 bis 5 mm nicht unterschreiten darf, und von den zum Schieber führenden Kanälen, die daher hiernach möglichst kurz gemacht werden sollten. Dies bedingt andererseits einen längeren Ausgleichskanal und, bei gleichem Querschnitt, einen größeren Wert von a , der aber η_A nicht so stark erniedrigt wie s . Die Ausführung eines solchen Schiebers hat aber wegen des langen, engen Ausgleichkanals gußtechnische Schwierigkeiten. Ein großer Schieber ist ferner schwieriger dicht zu bekommen und verursacht größere Reibungsarbeit. Ein Schieber von mittlerer Größe dürfte daher am empfehlenswertesten sein.

Die Überströmzeit hängt bei einer als zulässig anzunehmenden mittleren Luftgeschwindigkeit von 30 bis höchstens 50 m/s von der mittleren Kolbengeschwindigkeit ab. Je kürzer der Kanal und je niedriger der Druck, um so höher darf die Geschwindigkeit sein. Um hohes η_A durch kleines \ddot{u} zu erhalten, müßte man daher niedrige Drehzahl wählen; dies würde aber schwere und teure Maschinen ergeben, deren größere Reibungsverluste den höheren volumetrischen Wirkungsgrad wieder ausgleichen würden. Es empfiehlt sich eine Drehzahl von 150 bis 200 Uml./min. Außerdem ist kurzhubige Ausführung zweckmäßig, also kleine Werte von Hub:Durchmesser. Hierdurch wird ebenfalls

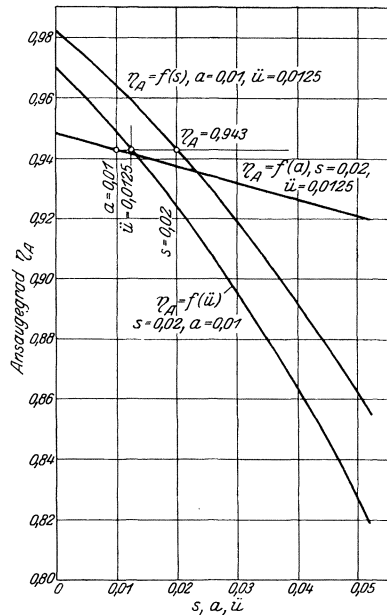


Abb. 213. Einfluß des schädlichen Raumes, des Ausgleichkanalinhaltes und des Überströmweges auf den Ansaugegrad.

die mittlere Kolbengeschwindigkeit herabgesetzt. Auch ergeben sich größere Kolbenkräfte, welche die bessere Ausnutzung etwa verwertbarer Modelle gestatten.

Abb. 214 zeigt η_A in Abhängigkeit vom Druckverhältnis $\frac{p_2}{p_1}$ bzw. vom Ansaugedruck p_1 bei gleichbleibendem Gegendruck $p_2 = 1,1 \text{ at abs}$ für die angegebenen Werte von s , a und \ddot{u} , berechnet nach Gl. (98a).

(Die Darstellung in Abhängigkeit von $\frac{p_2}{p_1}$ liefert einen immer weiter auseinanderliegenden Maßstab für p_1 , also für die üblichen Werte von p_1 größere Genauigkeit.) Zum Vergleich ist auch der Ansaugedruck einer gewöhnlichen Trockenluftpumpe mit gleichem schädlichen Raum eingetragen. Man erkennt die großen Unterschiede bei niedrigeren Saugespannungen. Dagegen hört die Überlegenheit der Pumpe mit Ausgleich bei einem

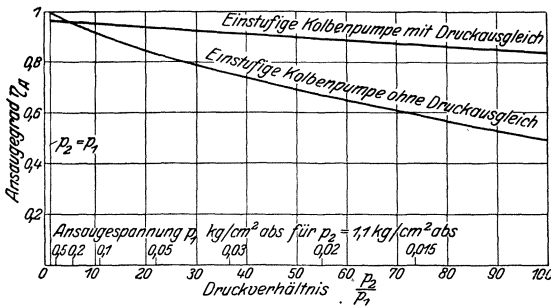


Abb. 214. Ansaugedruck bei verschiedenem Druckverhältnis $\frac{p_2}{p_1}$.

Druckverhältnis $\frac{p_2}{p_1} = 4$ auf; bei kleinerem Druckverhältnis ist sogar die gewöhnliche Pumpe besser.

111. Ausführung des Schiebers. Für die Anordnung des Ausgleichkanals gibt es zwei Möglichkeiten, die in Abb. 211 ausgezogen bzw. gestrichelt gezeichnet sind. Bei der äußeren Lage des Kanals — ausgezogen gezeichnet — wird er vor dem Druckausgleich mit der Kolben­seite verbunden, auf welcher der Druckhub gerade beendet ist, und daher mit Luft vom Druck p_2 gefüllt. Bei der inneren Lage des Kanals dagegen — gestrichelt gezeichnet — ist er bei Beginn der Ausgleichperiode mit Luft von Saugespannung gefüllt. In der Regel ist nämlich die innere Überdeckung i kleiner als die Kanalbreite b , sodaß kurz vor Beendigung des Saugehubes saugende Kolbenseite, Saugeraum und Ausgleichkanal miteinander in Verbindung stehen. Man sollte meinen, daß die zweite Ausführungsart für den Ansaugedruck günstiger ist. Demgegenüber weist K. Schmidt auf rechnerischem Wege nach¹⁰¹⁾, daß die äußere Lage des Ausgleichkanals für η_A besser ist und demgemäß auch einen geringeren Druck für $\eta_A = 0$ zu erreichen gestattet. Der Unterschied ist aber so gering, daß er für die Ausführung des Kanals nicht ausschlaggebend zu sein braucht. Köster findet ferner, ebenfalls auf rechnerischem Wege, daß der volumetrische Wirkungsgrad dann am größten wird, wenn das Exzenter zum Antrieb des Schiebers um 90° gegen die Kurbel versetzt aufgekeilt wird. Bei anderen Pumpen findet man nach Schmidt¹⁰¹⁾ einen Voreilwinkel von 8 bis 14° . Die Stegdicke c muß stets größer als die Weite a des Ausgleichkanals sein,

weil sonst nach dem Druckausgleich für kurze Zeit eine Verbindung zwischen der Kolbenseite, auf welcher die Luft verdichtet wird, mit dem Saugraum hergestellt wird.

Der Querschnitt des Ausgleichkanals ist auf der Grundlage zu berechnen, daß die im schädlichen Raum eingeschlossene Luftmenge $s v$ während der Ausgleichzeit überströmen kann. Es handelt sich hierbei um einen verwickelten Expansionsvorgang, dessen genaue rechnerische Verfolgung sehr umständlich sein würde. Es genügt, wenn man bei dem mittleren Druck mit einer mittleren Ausgleichgeschwindigkeit von etwa 40 m/s rechnet. Nach Köster kann man die günstigste Ausgleichgeschwindigkeit dadurch ermitteln, daß man bei geschlossenem Saugstutzen diejenige Drehzahl bestimmt, bei der die Pumpe den niedrigsten Druck erreicht. Dem ist aber entgegenzuhalten, daß bei Luftförderung die Verhältnisse in bezug auf Luftmenge und Luftdruck ganz anders liegen. In den Zylinderkanälen betrage die Geschwindigkeit 25 bis 30 (40) m/s, und im Druckrohr 15 bis 25 (30) m/s. Die eingeklammerten Zahlen gelten für große Ausführungen.

112. Arbeitsbedarf. Dem großen Vorteil des höheren volumetrischen Wirkungsgrades steht der Nachteil gegenüber, daß der Arbeitsbedarf der Luftpumpe mit Überströmung erheblich höher als bei der gewöhnlichen Kolbenpumpe ist. Denn die Luft, die vom schädlichen Raum und den Kanälen auf die Saugseite geleitet wird, leistet keine Rückexpansionsarbeit wie bei der gewöhnlichen Pumpe, und muß anderseits immer von neuem auf Atmosphärendruck verdichtet werden. Die hierfür erforderliche Arbeit muß bei jedem Kolbenhub zusätzlich aufgewendet werden.

Um den theoretischen Arbeitsbedarf zu bestimmen, nehmen wir vereinfachend an, daß sich der Druckausgleich im Totpunkt vollzieht, und auch das Ansaugen im Totpunkt beginnt, das Diagramm also ein Aussehen $ABCDE$ nach Abb. 215 erhält, in welcher der Druck p' übertrieben groß dargestellt ist. Ohne Druckausgleich (und ohne schädlichen Raum) würde es nach $ABCE'$ (gestrichelt) verlaufen, also sehr viel kleineren Flächeninhalt haben. Näherungsweise, aber verhältnismäßig einfach, läßt sich der Arbeitsbedarf folgendermaßen bestimmen. Der Ausgleichsdruck folgt entsprechend wie in 110 mit den dort gewählten Bezeichnungen

$$p' = \frac{p_1(1+s) + p_2(s+a+d)}{1+2s+a+d}, \quad (97 a)$$

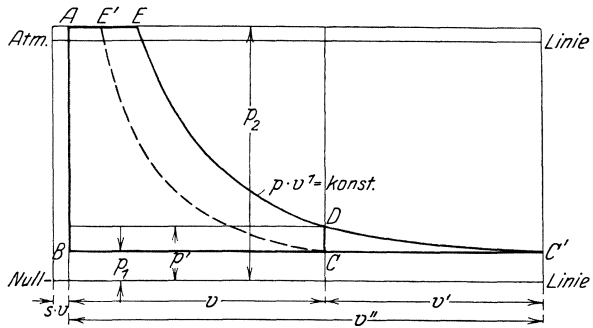


Abb. 215. Schematisches Diagramm zur Bestimmung des Arbeitsbedarfs einer einstufigen Kolbenluftpumpe mit Druckausgleich.

wobei hier noch der Inhalt dv des Schieberdruckkanals berücksichtigt ist. Statt des Hubvolumens v ist nun bei Druckausgleich ein um v' größeres Volumen v'' zu verdichten. Den Betrag $v' = v'' - v$ findet man unter Annahme gleicher Temperaturen aus

$$v' = (sv + av + dv) \frac{p_2}{p_1}.$$

Den Arbeitsbedarf erhält man nun aus

$$L = ABC'E - CC'D$$

oder wie in 107 bei polytropischer Verdichtung mit dem Exponenten n

$$L = 10\,000 \frac{n}{n-1} v [p_1 + p_2(s+a+d)] \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] - 10\,000 \frac{1}{n-1} p_2 v (s+a+d) \left[\left(\frac{p'}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \text{ mkg.} \quad (99)$$

Für Überschlagsrechnungen kann das zweite Glied von Gl. (99) vernachlässigt werden.

Setzt man in Gl. (99) $v = 1$, so erhält man der Ableitung entsprechend den Arbeitsbedarf für 1 m^3 Hubvolumen. Der Arbeitsbedarf für 1 m^3 angesaugte Luft bezogen auf Ansaugspannung ergibt sich mit Hilfe des volumetrischen Wirkungsgrades (Lieferungsgrades). Im Gegensatz zur Luftpumpe ohne Druckausgleich wird hier L für $\eta_v = 0$ nicht gleich Null, der Arbeitsbedarf für 1 m^3 angesaugter Luft daher unendlich groß.

Aus Gl. (99) folgt, daß L einerseits mit dem Druckverhältnis $\frac{p_2}{p_1}$ wächst und andererseits um so größer wird, je größer der schädliche Raum und der Inhalt

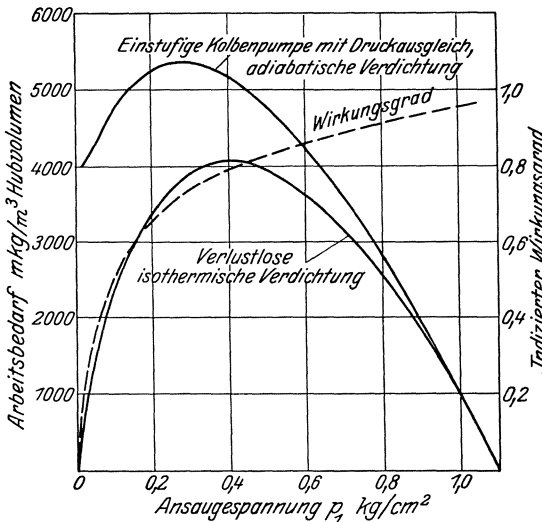


Abb. 216. Theoretischer Arbeitsbedarf und indizierter Wirkungsgrad einer einstufigen Kolbenluftpumpe mit Druckausgleich.

des Ausgleichkanals sowie des Schieberdruckkanals ist. Der Inhalt der Kanäle soll daher bei den angegebenen Luftgeschwindigkeiten konstruktiv so klein wie möglich gemacht werden.

Für $s = 0,02$, $a = 0,01$, $\ddot{u} = 0,0125$, $d = 0,005$ und $p_2 = 1,1$ at abs ist L für wachsendes p_1 bei adiabatischer Verdichtung ($n = \kappa = 1,41$)

berechnet worden (Abb. 216). Zum Vergleich ist der Arbeitsbedarf bei verlustloser isothermischer Kompression L_{isoth} nach Gl. (94) eingetragen. Das Verhältnis

$$\eta_{\text{ind}} = \frac{L_{\text{isoth}}}{L}$$

liefert den theoretischen indizierten Wirkungsgrad, der mit fallendem p_1 immer kleiner wird (s. Abb. 216). In Wirklichkeit ist η_{ind} für größere Werte von p_1 geringer als nach der Abbildung, weil für $p_1 = p_2$ wegen der Arbeitsweise der Pumpe L nicht gleich Null wird (vgl. Abb. 221 und 222).

Der tatsächliche indizierte Arbeitsbedarf L_i ist infolge der Abweichung des wirklichen Vorganges vom theoretischen, durch Um-dichtigkeiten u. dgl. größer als L . Da Gl. (99) für die Betriebsverhältnisse wegen der gemachten Vereinfachungen etwas zu große Werte liefert, genügt es, $L_i = L$ zu setzen.

Der effektive Arbeitsbedarf L_e bezogen auf 1 m³ Hubvolumen ist wiederum um die Reibungsverluste in der Maschine größer als L_i . Das Verhältnis der Werte

$$\eta_m = \frac{L_i}{L_e}$$

ist der mechanische Wirkungsgrad der Luftpumpe. Er hängt von der Bauart der Pumpe — ob stehend oder liegend —, Drehzahl, Luftleere, Leistung und Werkstattausführung ab. Da der indizierte Arbeitsbedarf verhältnismäßig kleiner als bei der Dampfmaschine ist, so sind die Reibungsverluste verhältnismäßig größer und der mechanische Wirkungsgrad ist daher kleiner. Man kann etwa mit $\eta_m = 0,7$ bis 0,8 rechnen.

Der effektive Arbeitsbedarf zur Verdichtung der ganzen Luftmenge V_l m³/h ist dann

$$N_e = \frac{V_l L_e}{\eta_v \cdot 3600 \cdot 75} \text{ PS.} \quad (100)$$

Aus Abb. 216 geht wieder hervor, daß der Arbeitsbedarf zur Verdichtung von 1 m³ angesaugter Luft beim Entlüften des Kondensators höher als im Betriebe ist, doch ist der Unterschied nicht so groß wie bei Abb. 206.

113. Ausführungsbeispiele. Abb. 217 und 218 zeigen die Luftpumpe von Köster, die von der Frankfurter Maschinenbau A.-G. in Frankfurt a. Main gebaut wird. Im Gegensatz zu Abb. 211 liegt hier der Druckkanal in der Mitte, der Saugkanal zu beiden Seiten. Der Schieber wird durch den Atmosphärendruck auf den Schieberspiegel gedrückt und infolgedessen ist ein besonderer Schieberkasten entbehrlich. Der Schieber wird nur durch zwei seitliche Leisten geführt. Da der Druckkanal in der Mitte liegt, ist auch nur ein gemeinsames Rückschlagventil nötig. Die Sauge- und Druckperiode wird durch den Schieber gesteuert. Da die Steuerung nur für einen gewissen Spannungsbereich richtig eingestellt sein kann, so arbeitet die Luftpumpe unter Um-

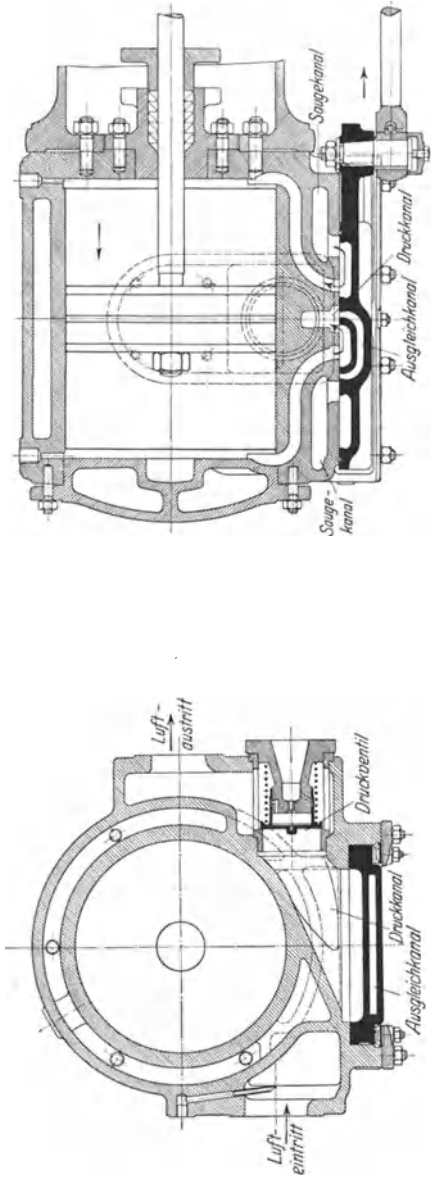


Abb. 217 und 218. Trockenluftpumpe mit Druckausgleich von Köster der Frankfurter Maschinenbau A.-G.

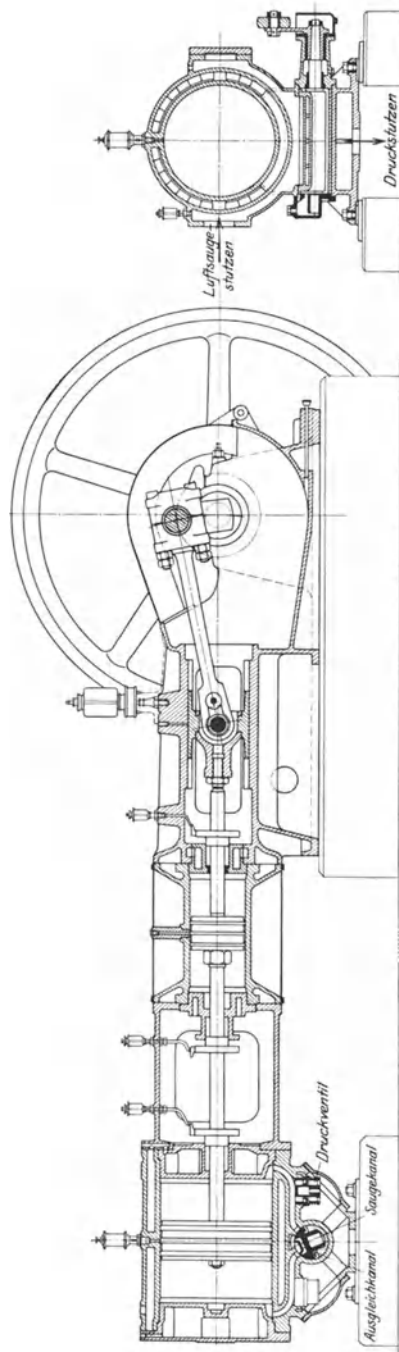


Abb. 219 und 220. Dampfgetriebene einstufige Kolbenluftpumpe mit Druckausgleich der Maschinenbau-A.-G. Balcke.

ständen bei anderer Luftleere ungünstig (vgl. die Diagramme Abb. 222, bei denen die Luft in der Pumpe zunächst auf einen niedrigeren Druck expandiert, als erzeugt werden soll).

Im folgenden seien einige Angaben für die konstruktive Ausbildung dieser Pumpe gemacht, die einer tatsächlichen Ausführung entsprechen.

Schädlicher Zylinderraum	2 vH des Hubvolumens
Inhalt des Ausgleichkanals	1 vH des Hubvolumens
Inhalt des Schieberdruckkanals	0,5 vH des Hubvolumens
Inhalt des Zylinderdruckkanals	4,3 vH des Hubvolumens
Hubvolumen zwischen Totpunkt und Schluß des Schieberdruckkanals	
vordere Zylinderseite	1,5 vH vor vorderem Totpunkt
hintere Zylinderseite	2,3 vH vor hinterem Totpunkt
Hubvolumen zwischen Totpunkt und Öffnen des Schieberdruckkanals	
vordere Zylinderseite	2,3 vH nach hinterem Totpunkt
hintere Zylinderseite	1,5 vH nach vorderem Totpunkt
Hubvolumen zwischen Totpunkt und Öffnen der Zylinderkanäle	
hinterer Kanal öffnet	2,6 vH nach hinterem Totpunkt
vorderer Kanal öffnet	1,8 vH nach vorderem Totpunkt
Hubvolumen zwischen Totpunkt und Schluß der Zylinderkanäle	
hinterer Kanal schließt	1,8 vH vor vorderem Totpunkt
vorderer Kanal schließt	2,6 vH vor hinterem Totpunkt
Der Ausgleichkanal öffnet	
auf der vorderen Zylinderseite	1 vH vor vorderem Totpunkt
auf der hinteren Zylinderseite	1,5 vH vor hinterem Totpunkt
und schließt	
auf der vorderen Zylinderseite	1 vH nach vorderem Totpunkt
auf der hinteren Zylinderseite	1,5 vH nach hinterem Totpunkt.

Bei der Luftpumpe mit Druckausgleich der Maschinenbau-A.-G. Balcke (Abb. 219 und 220) werden nur das Ansaugen und das Überströmen der Luft durch einen Drehschieber gesteuert. Die verdichtete Luft entweicht durch selbsttätige Druckventile. Dies hat den Vorteil, daß Wasser, das gelegentlich mit der Luft mitgerissen werden kann, keinen Schaden anrichten kann, da die Druckventile als Sicherheitsventile wirken. Diese Anordnung bringt andererseits verschiedene Nachteile mit sich. Der Druckausgleich kann erst nach dem Schließen des Druckventils, also erst nach dem Totpunkt beginnen, und dies verschlechtert den Ansauggrad, da sich dann der Druckausgleich bei gleicher Dauer auf einen längeren Kolbenweg erstreckt und somit \ddot{u} v größer wird. Die Druckventile müssen mit kräftigen Federn versehen werden, damit sie schnell schließen. Demgegenüber steht bei der Anordnung nach Abb. 217 fast der ganze folgende Hub für das Schließen des Ventils zur Verfügung. Bei der Luftpumpe von Köster ist daher höhere Drehzahl möglich als bei der Pumpe mit Druckventilen. Endlich saugt die Balckesche Pumpe nicht mehr an, wenn ein Druckventil bricht oder undicht wird, da während der Saugperiode Luft aus dem Druck- in den Saugraum strömen kann. Bricht dagegen bei der Pumpe nach Abb. 217 das Rückschlagventil, so steigt zwar der Arbeitsbedarf bedeutend, weil während der Verdichtung Luft in den Zylinder strömt,

das Ansaugen wird aber nicht beeinträchtigt, die Pumpe bleibt also unter Umständen betriebsfähig.

Bei der in Abb. 219 dargestellten Pumpe wird von der Kurbelwelle durch Stirnräder ein Zentrifugalregulator angetrieben, der durch Betätigung eines Drosselventils in der Zudampfleitung auf gleichbleibende Drehzahl regelt. Die Teller der Druckventile bestehen aus Duranmetall, Sitze und Fänger aus Rotguß, die Federn aus Stahl.

114. Versuche an einer Luftpumpe mit Druckausgleich. Zahlentafel 19 enthält nach Gramberg³³⁾ Versuchsergebnisse an einer einstufigen Kol-

Zahlentafel 19.

Versuche an einer einstufigen Kolbenluftpumpe mit Druckausgleich bei gleichbleibender Drehzahl und veränderlichem Luftgewicht.

Durchmesser des Luftzylinders 250 mm
 Durchmesser der Kolbenstange 40 mm
 Hub 200 mm
 Hubvolumen 0,0194 m³/Uml.

Ver- suchs- Nr.	Drehzahl Uml./ min	Barometerstand <i>B</i>		Gemessener Unter- druck vH	Luftleere vH von <i>B</i>	Absolute Ansaug- spannung <i>p</i> ₁ kg/cm ²	Kompressionsver- hältnis $\frac{p_2}{p_1} = \frac{B}{p_1}$	Geförderte Luft- menge kg/h	Volumetrischer Wirkungsgrad (Lieferungsgrad bezogen auf <i>p</i> ₁)	Indizierter Arbeits- bedarf <i>N</i> _i PS	Indizierter Arbeits- bedarf für 1 m ³ Hubvolumen <i>N</i> _i ' mkg/m ³	Indizierter Arbeits- bedarf für 1 m ³ an- gesaugte Luft <i>N</i> _i '' mkg/m ³
		mm QS	mm QS									
24	120	756	~ 0	0	~ 1,03	~ 1	(144,1)	(0,80)	0,867	1676	2096	
23	120	756	248	32,8	0,691	1,49	94,9	0,79	2,105	4070	5160	
25	120	756	503	66,5	0,344	2,98	48,4	0,81	2,42	4675	5775	
26	120	756	603	79,7	0,208	4,95	26,65	0,735	2,34	4520	6150	
27	120	756	650	86,0	0,144	7,15	15,9	0,625	2,20	4250	6800	
28	120	756	733	97,0	0,032	31	0	0	1,47	2840	∞	

benluftpumpe mit Druckausgleich. In Abb. 221 sind Luftleere, volumetrischer Wirkungsgrad und Arbeitsbedarf über der geförderten Luftmenge dargestellt. Man erkennt, daß der Arbeitsbedarf für 1 m³ angesaugte Luft

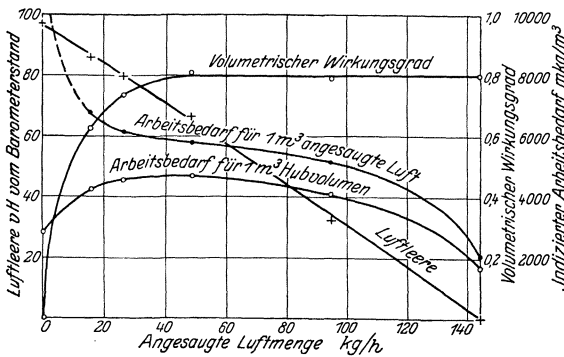


Abb. 221. Versuchsergebnisse einer einstufigen Kolbenluftpumpe mit Druckausgleich.

bei den üblichen Luftleeren sehr hohe Werte annimmt. Wie aus den zugehörigen Diagrammen (Abb. 222) hervorgeht, wird die Diagrammfläche weder bei Luftmenge 0 noch beim Druckverhältnis 0 ihrerseits gleich Null. Die Zahlen bei den Diagrammen geben die Versuchsnummern an, die Saugspannung ist statt mit *p*₁ mit *p*_s bezeichnet.

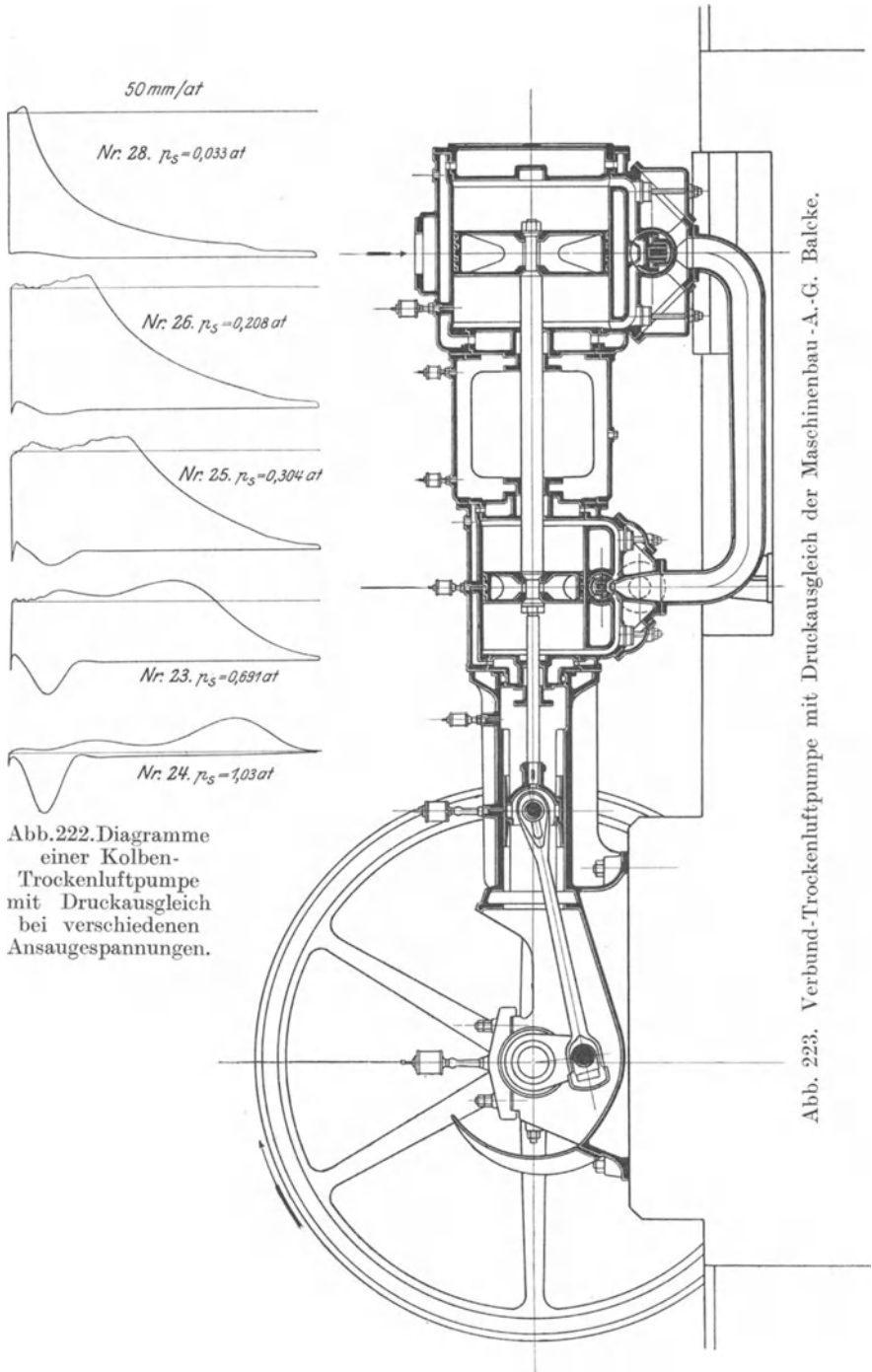


Abb. 222. Diagramme einer Kolben-Trockenluftpumpe mit Druckausgleich bei verschiedenen Ansaugespannungen.

Abb. 223. Verbund-Trockenluftpumpe mit Druckausgleich der Maschinenbau -A.-G. Balleke.

c. Verbundluftpumpen.

115. Ausführung der Maschinenbau-A.-G. Balcke. Ein weiteres Hilfsmittel zur Verbesserung des volumetrischen Wirkungsgrades besteht in der Verbundanordnung. Abb. 223 zeigt eine derartige Pumpe in der Ausführung obiger Firma für Riemenantrieb. Die Pumpe ist für die bei Turbinenkondensationen erforderliche hohe Luftleere gedacht und hierfür früher auch ausgeführt worden. Jeder der beiden Schieber ist außerdem mit Überströmkanal versehen, so daß sehr hohe Ansaugegrade erreicht werden. Bei dicht geflanschem Saugestutzen sind absolute Drucke von etwa $\frac{1}{2}$ mm Q.-S. erzielt worden. Ob der Druckausgleich bei Verbundanordnung noch erheblichen Nutzen bringt, erscheint nach den Versuchen von Heilemann⁴³⁾ etwas zweifelhaft.

B. Wasserstrahlluftpumpen.

116. Berechnung der Wasserstrahlluftpumpen. Es sollen im folgenden einige allgemeine Grundlagen gegeben werden, die in die Wirkungsweise der Wasserstrahlluftpumpen einführen und die sich beim Entwurf der meisten Bauarten mit Nutzen verwerten lassen. Zu diesem Zwecke sei die einfachste Strahlvorrichtung betrachtet, die man sich denken kann (Abb. 224), bestehend aus einer einzigen Düse und einem anschließenden Diffusor, beide von kreisrundem Querschnitt. In der Düse wird der Druck des Wassers fast vollständig in Geschwindigkeit umgesetzt. Die Luft wird teils durch die

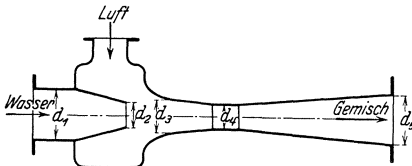


Abb. 224. Schema eines Wasserstrahlluftsaugers.

Reibung der äußeren Schichten des Strahles, teils dadurch mitgerissen, daß der Druck des Wassers beim Verlassen der Düse zunächst ein geringerer als derjenige der abzusaugenden Luft ist, so daß die Luft in den Wasserstrahl eindringt. Dies wird noch dadurch begünstigt, daß wegen der Reibung am äußeren Umfang der Düse die Geschwindigkeit des Wassers im Kern des Strahles eine größere als am Rande ist, so daß der absolute Druck in der Mitte des Strahles am geringsten ist.

Es stehe nun eine Strahlwassermenge von S m³/h mit einem Druck von P_1 kg/m² bezogen auf den engsten Querschnitt der Düse zur Verfügung. Bei senkrecht angeordnetem Strahlssauger ist die Höhenlage der Düse zu beachten. Je nach der gewählten Zulaufgeschwindigkeit w_1 — im Mittel etwa 2,5 m/s — ergibt sich der Eintrittsdurchmesser d_1 aus

$$d_1^2 \frac{\pi}{4} = \frac{S}{w_1} \text{ m}^2.$$

Der Durchmesser d_2 ist dann so zu wählen, als ob die gesamte Druckhöhe in Geschwindigkeit umgesetzt wird. Bei Vernachlässigung der geringen Reibungsverluste ist daher

$$\frac{w_2^2}{2g} = \frac{w_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\gamma_w},$$

worin γ_w das spezifische Gewicht des Wassers in kg/m^3 bedeutet. Hieraus folgt

$$w_2 = \sqrt{w_1^2 + 2g \frac{P_1}{\gamma}} \quad (101)$$

und

$$d_2^2 \frac{\pi}{4} = \frac{S}{\sqrt{w_1^2 + 2g \frac{P_1}{\gamma}}} \quad (102)$$

Meist kann man w_1 vernachlässigen und erhält, wenn man noch die Druckhöhe $\frac{P_1}{\gamma_w}$ m W.-S. gleich H setzt, den bekannten Ausdruck

$$d_2^2 \frac{\pi}{4} = \frac{S}{\sqrt{2gH}} \quad (102 a)$$

w_1 kann um so mehr vernachlässigt werden, als man dann d_2 etwas größer erhält und dadurch den Umstand berücksichtigt, daß der Druck im Saugeraum nicht auf Null sinken kann, sondern je nach der zu fördernden Luftmenge und Temperatur eine gewisse Höhe behält. Der Durchmesser d_4 wird ganz verschieden ausgeführt, nämlich gleich dem Durchmesser d_2 oder größer als dieser, aber auch etwas kleiner als d_2 . Für d_3 ist nur zu beachten, daß er groß genug sein muß, um eine gute Einführung und allmähliche Beschleunigung der Luft zu ermöglichen. Der engste Teil des Diffusors wird vielfach auf eine gewisse Strecke zylindrisch ausgeführt, dann erweitert er sich auf d_5 , der gleich d_1 zu machen ist. Der Konus soll schlank sein mit einer Steigung von etwa 1 : 20 bis 1 : 30 im Durchmesser, weil sonst die Umsetzung von Geschwindigkeit in Druck mit zu großen Verlusten verknüpft ist. Für Überslagsrechnungen kann man mit einem Wirkungsgrad des Diffusors von etwa 0,5 rechnen, d. h. man erhält den Enddruck hinter der Vorrichtung etwa aus

$$\frac{P_2}{\gamma} = 0,5 \frac{w_2^2}{2g} \text{ m W.-S.} \quad (103)$$

Was die Strahlwassermenge und den Druck vor der Düse betrifft, so findet man bei Strahlsaugern gleicher Luftleistung kleine bis zu sehr großen Mengen, nämlich bis zur Kühlwassermenge des zugehörigen Kondensators (Josse-Gensecke), und Drucke von etwa 1 bis 8 at Überdruck. Meist gehen mit kleineren Wassermengen hohe Drucke und dementsprechend auch hohe Geschwindigkeiten Hand in Hand und umgekehrt. Im ersteren Falle werden die hohen Geschwindigkeiten vielfach durch besondere Kreisvorrichtungen erzeugt (Bauart Westinghouse-Leblanc und ähnliche). Bei Berechnung von Sonderbauarten ist die Einführung von Erfahrungswerten nötig, die nur aus Versuchen gewonnen werden können. Eine ausführliche Berechnung von Wasserstrahlsaugern liegt von Pfeleiderer⁹³⁾ vor, in der auch untersucht wird, unter welchen Verhältnissen das bei Wasserstrahlluftpumpen mögliche Abschnappen (s. S. 246) eintritt.

Sucht man für ein bestimmtes Luftgewicht die erforderliche Wassermenge und Geschwindigkeit, so ist es am einfachsten, ausführliche Versuche als Anhalt zu benutzen; z. B. kann man aus Abb. 225 für die gewünschten Verhältnisse den Arbeitsbedarf einer Strahlvorrichtung der untersuchten Bauart ermitteln. Hieraus ist für eine angenommene Wassermenge die Geschwindigkeit zu errechnen, wobei der Wirkungsgrad der Vorrichtung zu berücksichtigen ist. Bei erstmaliger Berechnung und Ausführung einer Pumpe wird ihre Prüfung fast stets ergeben,

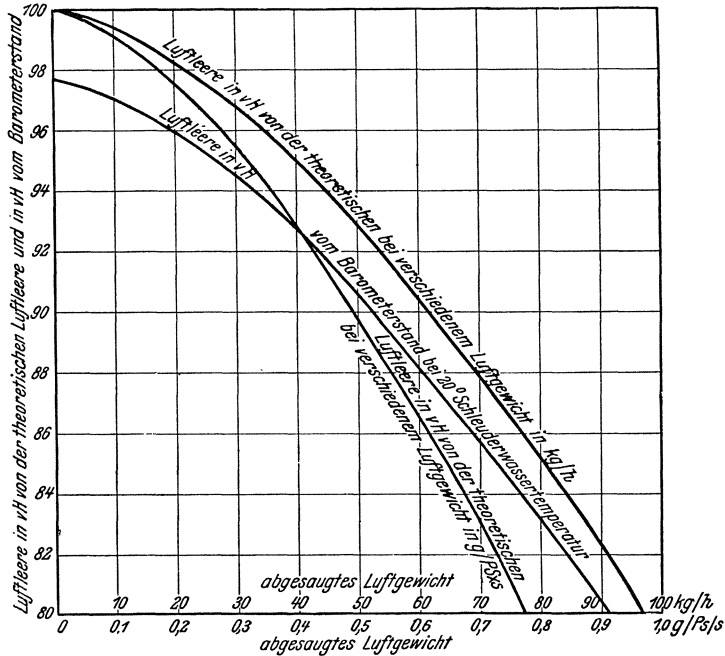


Abb. 225. Luftleere und abgesaugtes Luftgewicht einer Wasserstrahl-luftpumpe nach Versuchen von Grunewald.

daß das erwartete Ergebnis zunächst nicht erreicht wird, und daß Änderungen erforderlich sind.

Der Arbeitsbedarf zur verlustlosen Verdichtung der Luft ist wie bei der Naßluftpumpe nach Gl. (88 a) zu berechnen.

117. Schaltung der Wasserstrahlsauger. Bei Wasserstrahl-luftpumpen, bei denen das Wasser mit einem gewissen Überdruck einem Ejektor nach Art von Abb. 224 zufließt, und bei denen das Betriebswasser nicht einen geschlossenen Kreislauf macht, sind verschiedene Schaltungen möglich, die sich im wesentlichen in zwei Arten, nämlich Reihenschaltung und Parallelschaltung zusammenfassen lassen.

Reihenschaltung. Bei der Reihenschaltung (Abb. 226) fließt das Wasser dem Strahlsauger mit dem Druck p_1 zu. Ob dieser Druck von natürlichem Gefälle bei hochgelegenen Zulaufkanal O herrührt

oder von einer aus dem niedrigliegenden Kanal O' saugenden Kreiselpumpe, ist für den Betrieb des Strahlsaugers gleichgültig, nicht dagegen für den für die Kühlwasserförderung aufzuwendenden Arbeitsbedarf, der bei natürlichem Gefälle gleich Null sein kann und bei Pumpenbetrieb um so größer ist, je tiefer O' liegt. Das Strahlwasser gelangt dann in einen Behälter von großem Querschnitt, in dem die vom Strahlsauger abgesaugte Luft sich abscheidet und durch ein Entlüftungsrohr E in die Atmosphäre entweicht. Von da fließt das Wasser durch den Kondensator in den Ablaufkanal U . Im Rohr E stellt sich ein so hoher Wasserstand ein, daß der Höhenunterschied H gegenüber U zur Überwindung aller Widerstände $\sum h_0^k$ im Kondensator und den anschließenden Rohrleitungen ausreicht. Die Höhenlage von U ist beliebig, solange das Wasser in E nicht tiefer als Oberkante Kondensator sinkt. Dabei ist aber zu beachten, daß eine höhere Lage von U deswegen nachteilig ist, weil dann auch der Gegen-
druck p_2 hinter dem Strahlsauger ansteigt. Die Luft muß dann auf diesen höheren Druck verdichtet werden, was höheren Arbeitsbedarf mit sich bringt.

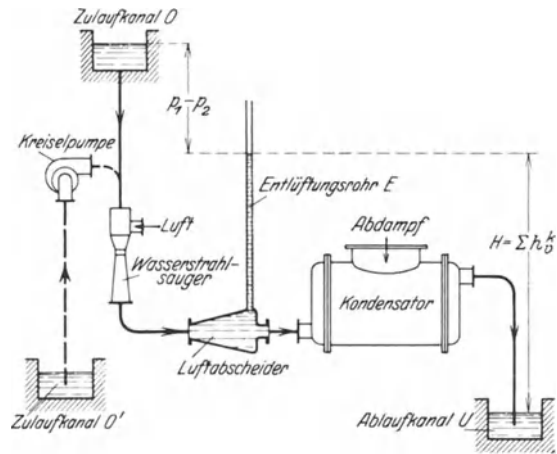


Abb. 226. Schema eines Wasserstrahlsaugers in Reihenschaltung.

Tritt der seltene Fall ein, daß der Ablaufkanal tiefer als H unter Oberkante Kondensator liegt, so besteht die Gefahr, daß, je nach der Höhenlage von Luftabscheider und Kondensator zueinander, entweder der Kondensator sich nicht ganz füllt oder daß sich im Abscheider ein Unterdruck einstellt, so daß die geförderte Luft nicht nur nicht entweicht, sondern Luft aus der Atmosphäre angesaugt werden kann. Man kann dann nach dem Vorschlage von P. H. Müller trotzdem einen geregelten Betrieb dadurch erreichen, daß man im Ablaufrohr vom Kondensator einen zweiten Strahlsauger anordnet, welcher die Luft aus dem Abscheider ansaugt und an die Atmosphäre fördert (Abb. 227).

Das in Abb. 226 dargestellte Schema gilt in gleicher Weise für Frischwasser und für Rückkühlung. Im letzteren Falle könnte die Kreiselpumpe das Wasser unmittelbar auf den Kühler drücken und U würde (entsprechend hoch liegend) die Zulauftrinne zum Kühlwerk bedeuten. Dieser Betrieb wäre aber wegen des hohen Gegendruckes hinter dem Strahlsauger ungünstig. Besser ist es dann, wenn die Kreiselpumpe das Wasser aus U saugt und auf den Kühler drückt. O könnte in diesem Falle bei geeigneter Höhenlage des Kühlwerkes dessen

Sammelbecken sein, aus dem das Wasser dem Strahlsauger mit Druck zuläuft.

Ein gewisser Nachteil der Reihenschaltung ist es, daß die gesamte für den Kondensator erforderliche Kühlwassermenge auch durch den Strahlsauger fließen muß, in dessen Entwurf man dadurch etwas behindert ist. Die Kühlwassermenge darf bei geringer Belastung des Kondensators nicht verringert werden; auch ist es nicht ohne weiteres möglich, die gesamte Luftpumpenleistung auf mehrere Apparate zu verteilen und diese nach Bedarf einzeln oder gemeinsam anzustellen, da sonst auch die Kühlwassermenge entsprechend geändert werden würde, was meist nicht erwünscht ist.

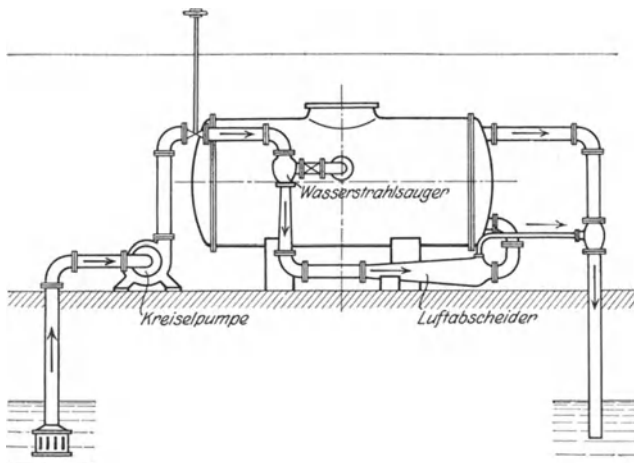


Abb. 227. Wasserstrahlsauger in Hintereinanderschaltung mit Nachverdichtung der Luft nach Paul H. Müller.

Der Luftabscheider kann auch fortfallen, wenn U so hoch liegt, daß die geförderte Luft mit Sicherheit entweicht und sich nicht im Kondensator ansammelt. Die Wärmeübertragung im Kondensator wird allerdings hierdurch, wenn auch sehr wenig, verschlechtert.

Wenn das Wasser der Kreiselpumpe mit genügendem Gefälle zuläuft, kann der Strahlsauger endlich auch in die Saugleitung der Pumpe gelegt werden (vgl. Abb. 232). Ein geringfügiger Vorteil dieses Verfahrens liegt darin, daß sich das Wasser noch nicht durch die Reibungsverluste in der Pumpe erwärmt hat und somit eine etwas höhere Luftleere zu erzeugen imstande ist. Bei nicht zu hoher Lage des Zulaufkanals ist ferner der Dampfraum des Kondensators nicht so sehr der Gefahr der Überflutung durch die Luftsaugleitung hindurch ausgesetzt als bei Anordnung des Strahlsaugers hinter der Pumpe, für den Fall, daß der Strahlsauger aus irgendeinem Grunde versagen, also keine Luftleere erzeugen sollte und sich im Luftsaugerrohr keine Rückschlagklappe oder eine andere Sicherheitsvorrichtung befindet oder diese ebenfalls versagt.

Befindet sich der Zulaufkanal weit entfernt vom Kondensator und wird die Kühlwasserpumpe zwecks Vermeidung einer langen Saugeleitung in der Nähe des Zulaufkanals aufgestellt, so ist Reihenschaltung der einfacheren Rohrleitung wegen vorzuziehen.

Parallelschaltung. Diese Schaltung (Abb. 228), die sich für größere Anlagen mit einer niederschlagenden Dampfmenge von mehr als etwa 10 000 kg/h besser eignet, hat den großen Vorteil, daß man die Strahlwassermenge frei wählen, den Bedürfnissen anpassen und auch die Strahlsauger unterteilen kann. Der Sauger kann stets so gelegt werden, daß die Luft nur wenig über Atmosphärendruck verdichtet zu werden braucht. Bei der gezeigten Anordnung besteht dafür der Nachteil, daß der gesamte Wasserverbrauch gleich der Summe der

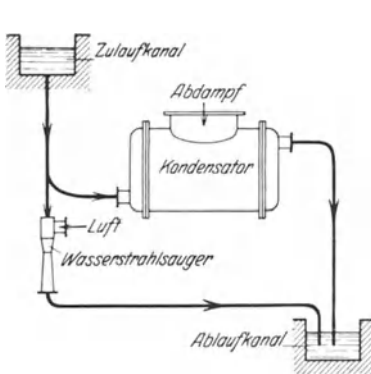


Abb. 228. Schema eines Wasserstrahlsaugers in Parallelschaltung. Ablauf des Strahlwassers im Ablaufkanal.

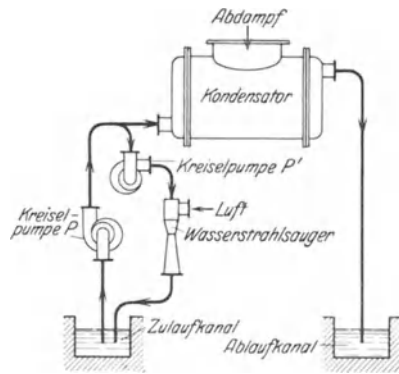


Abb. 229. Schema eines Wasserstrahlsaugers in Parallelschaltung. Ablauf des Strahlwassers im Zulaufkanal.

Kühlwassermenge des Kondensators und der Strahlwassermenge ist und daß diese nicht zum Niederschlagen des Dampfes ausgenutzt wird.

Dieser Nachteil kann, wenn kein natürliches Gefälle vorhanden ist, durch die Anordnung nach Abb. 229 vermieden werden, bei welcher das Strahlwasser in den Zulaufkanal zurückgeleitet wird. Die Pumpe muß natürlich trotzdem für die Summe beider Wassermengen bemessen sein, ihre Förderhöhe ist aber geringer als bei Reihenschaltung, bei welcher die Wassermenge geringer ist, bei der sich aber die Widerstände von Strahlsauger und Kondensator addieren, so daß die Pumpe eine größere Förderhöhe zu überwinden hat. Statt in den Zulaufkanal kann das Strahlwasser auch unter Zwischenschaltung eines Luftabscheiders in die Saugeleitung der Pumpe zurückgeführt werden (Abb. 230). Grundsätzlich können die Schaltungen nach Abb. 228 bis 230 sinngemäß für Frischwasser und für Rückkühlbetrieb angewendet werden. Bei Frischwasserbetrieb nach Abb. 229 wird aber der Druck der Pumpe P in der Regel nicht für den Betrieb des Strahlsaugers ausreichen, so daß es nötig ist, das Wasser durch eine zweite Pumpe P' auf höheren Druck zu bringen, in dessen Wahl man dann vollkommene Freiheit hat. Die

zweite Pumpe ist in diesem Falle ein gewisser Nachteil des Verfahrens, der aber konstruktiv durch Anordnung beider Pumpen in einem Gehäuse gemildert werden kann (Abb. 231). Zu beachten ist, daß wegen

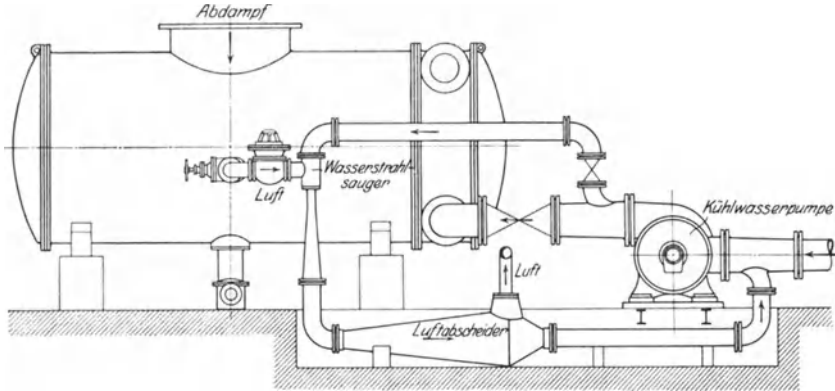


Abb. 230. Wasserstrahlsauger in Parallelschaltung mit Rückleitung des Wassers in die Kühlwassersaugleitung. Rückkühlung des Kühlwassers.

der Heberwirkung im oberen Teil des Kondensators oder auch im ganzen Kondensator Unterdruck herrschen kann. Bei Rückkühlung hat die Pumpe *P* bei unmittelbarer Förderung des Wassers auf den Kühlturm

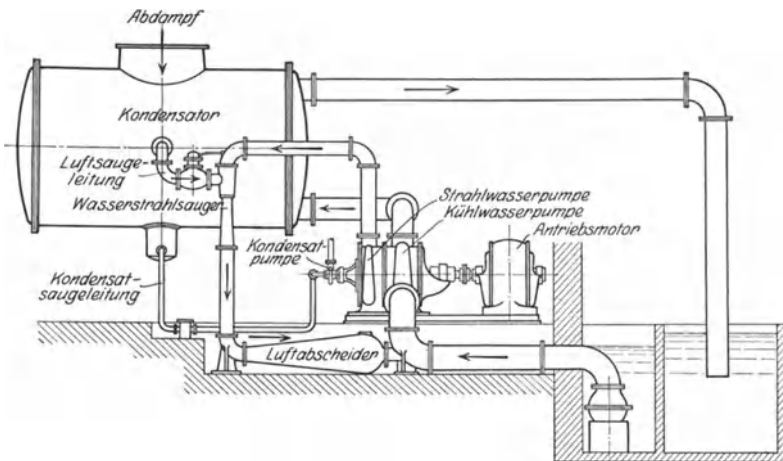


Abb. 231. Wasserstrahlsauger in Parallelschaltung mit besonderer Strahlwasserpumpe für Frischwasserbetrieb.

in der Regel einen so hohen Gegendruck zu überwinden, daß dieser auch für den Betrieb des Strahlsaugers ausreicht.

Ausführungsbeispiele.

118. Wasserstrahlsauger des Dortmunder Vulkan. Es ist das Verdienst von Josse und Gensecke, die einfachste Art der Wasserstrahl-

Luftpumpe (Abb. 232) mit als erste in zweckmäßiger Weise ausgebildet und in die Praxis eingeführt zu haben. Der für ihren Apparat nötige Wasserdruck ist gering, so daß er bei einigermaßen hochgelegem Zulaufkanal in die Saugleitung der Kühlwasserpumpe geschaltet werden kann. Es genügt dann der Unterschied zwischen dem Überdruck vor dem Strahlsauger, hervorgerufen durch Gefälle und Atmosphärendruck und dem Unterdruck hinter dem Strahlsauger, hervorgerufen durch die Saugwirkung der Pumpe für den Betrieb desselben. Bei zwei Ausführungen im Städtischen Elektrizitätswerk Dortmund beträgt die Dampfmenge 50 000 kg/h und es wird mit einer Kühlwassermenge von 2700 m³/h von 27° C eine Luftleere von 93 vH erzeugt. Der Druckverlust im Apparat beläuft sich auf 5 bis 7 m W.-S., der Gegendruck hinter dem Strahlsauger kann bis zu 10 m W.-S. betragen.

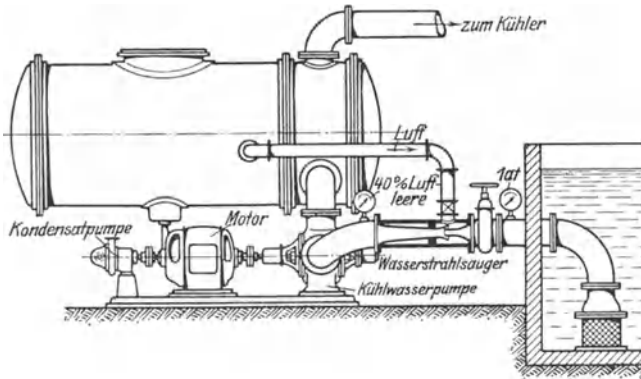


Abb. 232. Oberflächenkondensationsanlage des Dortmunder Vulkan mit WasserstrahlLuftpumpe Bauart Josse-Gensecke.

119. Wasserstrahlsauger von Brown, Boveri & Co. Auch bei dieser Luftpumpe wird das Strahlwasser von einer normalen Kreiselpumpe geliefert. In dem Pumpenaggregat einer Oberflächenkondensationsanlage (Abb. 233) ist diese Pumpe im Gehäuse der Kühlwasserpumpe angeordnet, aus deren Druckstutzen ihr das Wasser zufließt, so daß man für beide Pumpen mit einer Stopfbüchse am Saugraum und mit einer Druckstopfbüchse auskommt. Die Strahlwassermenge beträgt in der Regel etwa 10 vH der Kühlwassermenge, doch kann dieses Verhältnis beliebig geändert werden. Im Strahlsauger selbst (Abb. 234), der zur Verkürzung der Luftsaugleitung möglichst dicht an den Kondensator heranzurücken ist, gelangt das Wasser vom Druckstutzen durch einen engen Ringspalt in eine vor der Düse liegende Kammer großen Querschnitts. Hierdurch sollen alle Wirbelbewegungen ausgeschaltet und das Wasser der Düse von allen Seiten gleichmäßig zugeführt werden, damit nicht durch solche Wirbel oder ungleichmäßige Geschwindigkeitsverhältnisse im Strahl die Saugwirkung beeinträchtigt wird. Zwischen dem sich verjüngenden und dem sich erweiternden Teil des Diffusors be-

findet sich ein Ringspalt, der mit einer Kammer in Verbindung steht. Eine solche Anordnung hat sich bei allen Arten von Strahlsaugern als

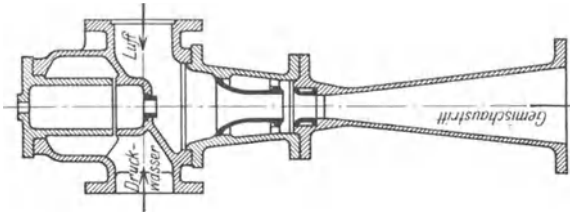


Abb. 234. Wasserstrahlsauger von Brown, Boveri & Co.

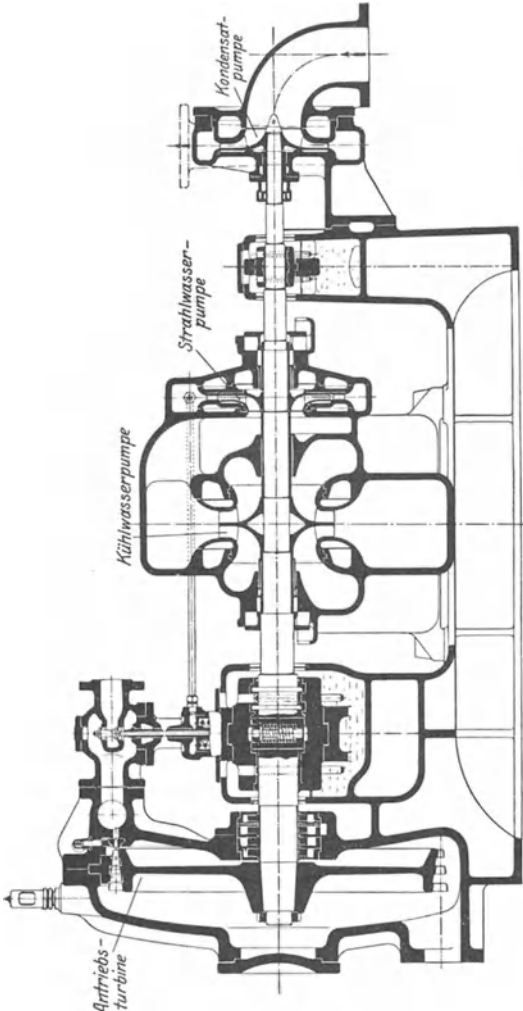
günstig für ein stabiles Arbeiten erwiesen.

Der Grund hierfür ist bisher noch nicht einwandfrei festgestellt worden. Die

Wirkung der Kammer ist wahrscheinlich dadurch zu erklären, daß sie größere Druckschwankungen im engsten Querschnitt des Diffusors verhindert.

Bei Mischkondensation ist senkrechte Anordnung des Pumpensatzes vorzuziehen (Abb. 235), weil auf diese Weise der höchste Punkt der Warmwasserpumpe tiefer zu liegen kommt. Die Pumpe für den Strahlapparat muß dann meist zweistufig ausgeführt werden, da man bei Mischkondensation nicht das Druckwasser der Warmwasserpumpe benutzen kann. Die höhere Temperatur dieses Wassers würde nur eine schlechtere Luftleere zulassen. Das zwischen beiden Pumpen liegende Lager wird mit Druckwasser der Strahlwasserpumpe geschmiert.

Abb. 233. Liegendes Turbopumpwerk von Brown, Boveri & Co.



anwendbar ist, besitzt einen Drallkörper, der durch Verteilung und Drehung des Wasserstrahles seine Luftabsaugefähigkeit vermehrt.

120. Wasserstrahlsauger von Paul H. Müller.

Dieser Strahlsauger (Abb. 236), der bei den verschiedenen Schaltungsarten in gleicher Weise

Für den Fall, daß das sichere Arbeiten des Strahlsaugers durch zu niedrigen Wasserdruck in Frage gestellt wird, wendet P. H. Müller ein selbsttätiges Belüftungsventil in Verbindung mit einer Rück-

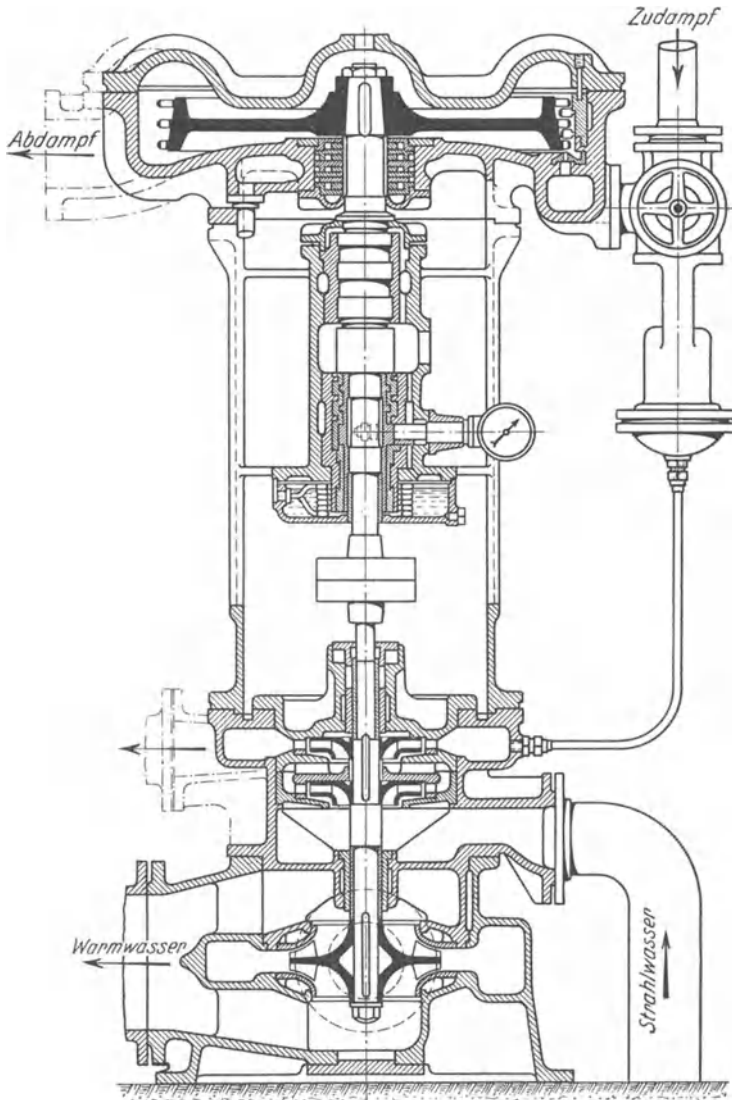


Abb. 235. Turbopumpwerk von Brown, Boveri & Co. mit senkrechter Welle.

schlagklappe an (Abb. 237), um das Eindringen von Wasser in die Luftsaugleitung zu verhindern. Es wird bei sinkendem Wasserdruck durch Federkraft geöffnet, so daß Luft einströmt und die Drosselklappe

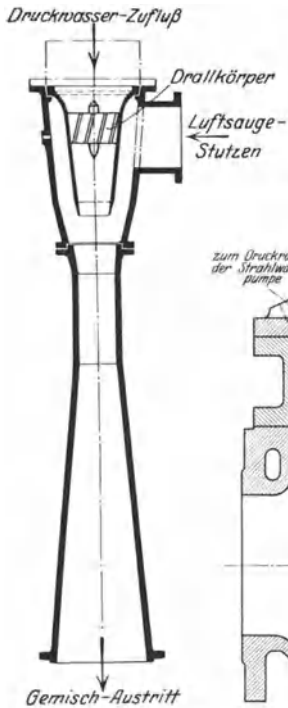


Abb. 236. Wasserstrahl-
sauger von
Paul H. Müller.

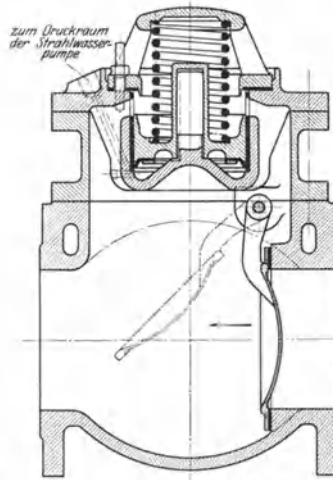


Abb. 237. Selbsttätiges Be-
lüftungsventil
nach Paul H. Müller.

sich schließt. Das Überströmen von Wasser nach dem Kondensator und die Zerstörung der Luftleere im Kondensator werden hierdurch verhindert. Steigt der Wasserdruck wieder auf den Sollwert, so wird das Belüftungsventil automatisch durch den Wasserdruck wieder geschlossen, und die Drosselklappe öffnet sich, sobald der Strahlsauger wieder höhere Luftleere als im Kondensator hergestellt hat.

121. Wasserstrahl-
luftpumpe der Henry
R. Worthington Co.

Diese Luftpumpe
(Abb. 238 ⁴⁵) besitzt
als Besonderheit eine
Düse, die durch ein
in ihr angeordnetes

Turbinenrad in
schnelle Drehung ver-
setzt wird. Hierdurch
soll die Absaugfähig-
keit des Strahles ver-
mehrt werden. Ver-
suchsergebnisse lie-
gen nicht vor.

Turbinenrad in
schnelle Drehung ver-
setzt wird. Hierdurch
soll die Absaugfähig-
keit des Strahles ver-
mehrt werden. Ver-
suchsergebnisse lie-
gen nicht vor.

122. Wasserstrahlluftpumpe Bauart Westinghouse-Leblanc. Von den
vorbeschriebenen grundsätzlich verschieden sind diejenigen Wasser-
strahlluftpumpen, bei denen die Luft am Umfange eines Schleuderrades abgesaugt
wird, bei denen also Kreisel-
pumpe und Strahlapparat
miteinander vereinigt sind,
und die meist — nicht
ganz glücklich — als um-
laufende Wasserstrahl-
luftpumpen bezeichnet werden.

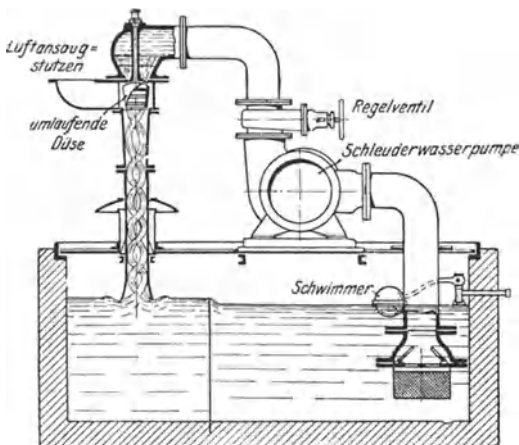


Abb. 238. Wasserstrahl-
luftpumpe der
Worthington Pump Co.

Bei diesen ist wieder zu
unterscheiden zwischen sol-
chen, bei denen die Luft
nur an einem Teil des Um-
fanges, und solchen, bei
denen sie am ganzen Um-
fang des Schleuderrades ab-
gesaugt wird. Diese Pumpen

kann man als teilweise bzw. als voll beaufschlagt bezeichnen. Zu den ersteren gehört die von Westinghouse und Leblanc entworfene und durchgebildete Luftpumpe,

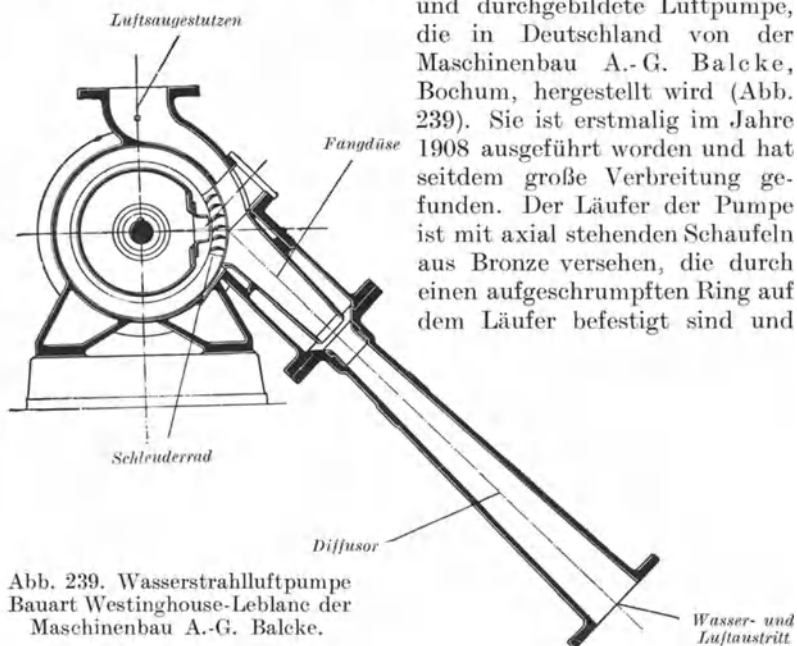


Abb. 239. Wasserstrahlluftpumpe Bauart Westinghouse-Leblanc der Maschinenbau A.-G. Baleke.

von innen an einem kleinen Teil des Umfanges mit dem Arbeitswasser beaufschlagt werden. Infolge des Unterdruckes in der Pumpe wird das Wasser durch die Außenluft zgedrückt. Durch die Schaufelkranz wird dem Wasser hohe Geschwindigkeit erteilt und durch die Formgebung der Schaufeln wird gleichzeitig erreicht, daß das Wasser den Schaufelkranz nicht in geschlossenem Strahle verläßt, sondern verteilt wird, so daß die Luft von den Wasserteilchen erfaßt und in den Diffusor gerissen wird. Die vielfach anzutreffende Darstellung, daß das Wasser in Scheiben aufgeteilt wird, zwischen denen die Luft eingeschlossen und auf diese Weise gefördert

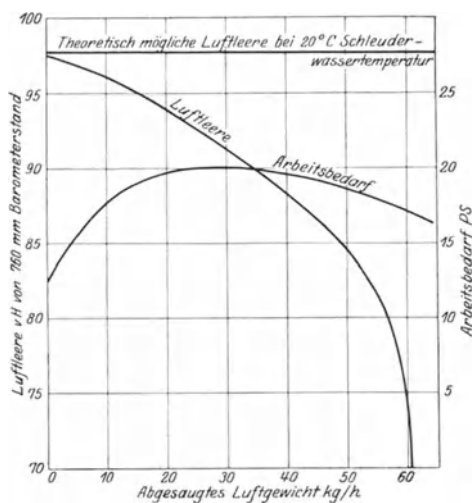
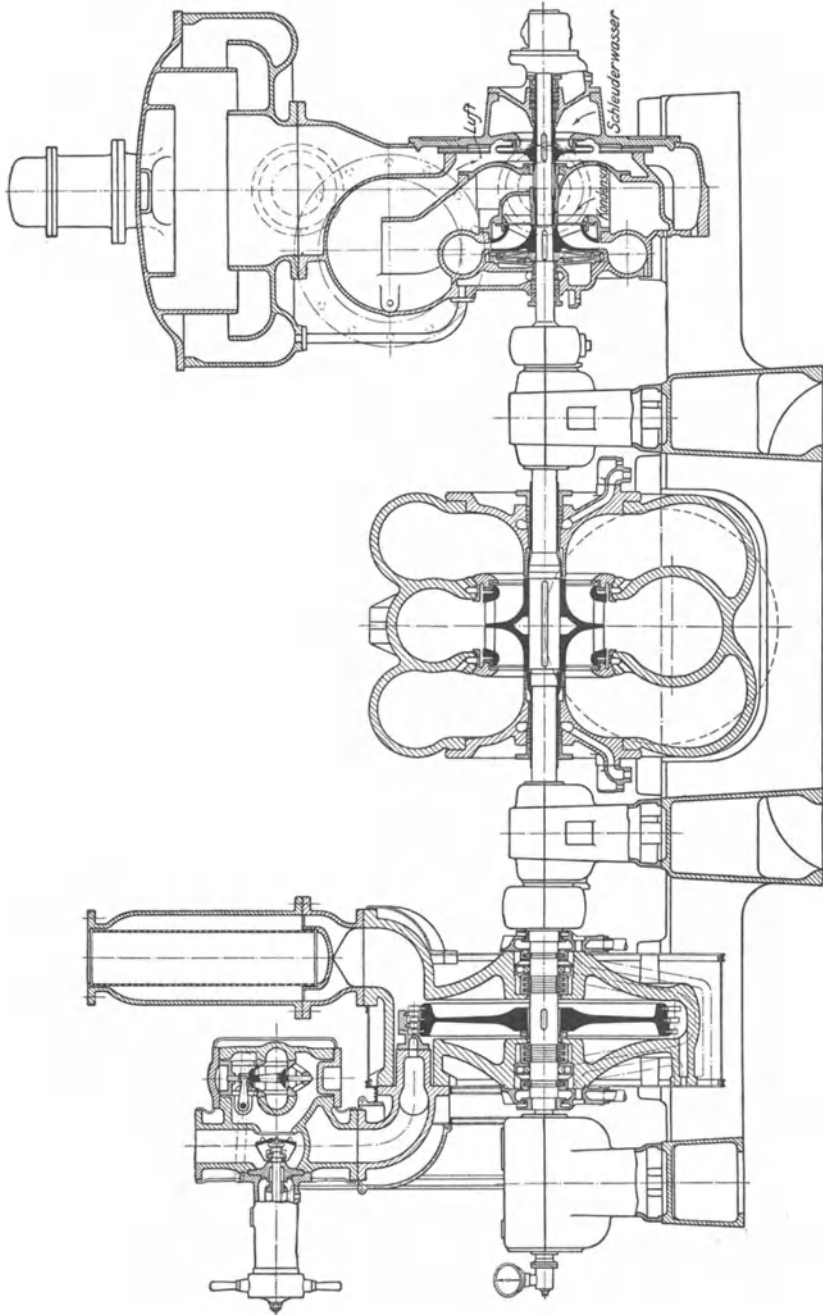


Abb. 240. Versuchsergebnisse einer Wasserstrahl-luftpumpe Bauart Westinghouse-Leblanc.



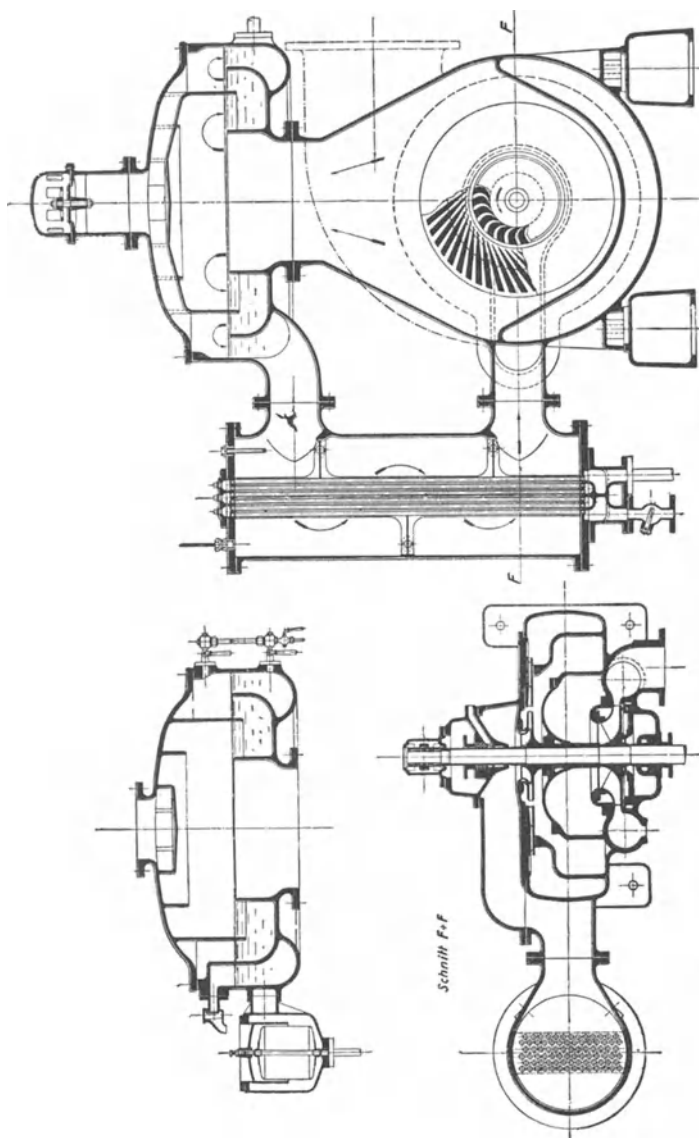


Abb. 241 bis 244. Turbopumpwerk der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft.

wird, kann kaum als zutreffend angesehen werden; vielmehr hat man sich den Vorgang so vorzustellen, daß sich ein ganz unregelmäßiges Gemisch von Wasser und Luft bildet. Der Diffusor ist schwach kegelig erweitert, so daß in ihm die Geschwindigkeitsenergie des Wassers in Druck umgesetzt und die in dem Wasser eingeschlossene Luft mit dem Wasser auf den Druck der Außenluft verdichtet wird. Die Querschnitte sind so reichlich gewählt, daß auch nicht ganz reines Wasser benutzt

werden kann. An der engsten Stelle des Diffusors befindet sich ebenfalls ein mit einer Kammer in Verbindung stehender Spalt, dessen günstige Wirkung bereits auf S. 240 besprochen ist. Bei früheren Ausführungen der W.-L.-Pumpen war an dieser Stelle eine ringförmige Dampfduüse angeordnet, mit deren Hilfe beim Anfahren der Pumpe der zum Ansaugen des Betriebswassers nötige Unterdruck erzeugt wurde.

Arbeitsbedarf, Luftleere und gefördertes Luftgewicht einer derartigen Pumpe zeigt Abb. 240 nach Angaben der Lieferfirma. Die Kurve Luftleere = f (Luftgewicht) wird im folgenden häufig kurz Kennlinie genannt.

Wenn das Betriebswasser bis zur Pumpe eine gewisse Saughöhe überwinden muß, ist Vorsicht beim Anfahren geboten. Dies hat seinen Grund darin, daß bei Unterschreitung einer gewissen Luftleere die Luftmenge nicht weiter ansteigt, s. Abb. 240, wo dieser Grenzwert bei rd. 60 kg/h liegt. Der Schieber in der Luftsaugleitung darf nur so weit geöffnet werden, daß in der Luftpumpe selbst eine ausreichende Luftleere erhalten bleibt. Anderenfalls fließt kein Betriebswasser mehr zu, und die Pumpe versagt. Der gleiche Fall kann eintreten, wenn im Betriebe plötzlich größere Luftmengen einbrechen sollten. Das langsame Öffnen des Schiebers in der Luftsaugleitung beim Anfahren und die geringe Fördermenge bei niedrigen Luftleeren haben zur Folge, daß die Entlüftungszeit des Kondensators und damit die Anfahrzeit der Hauptmaschine heraufgesetzt werden. Sie beträgt etwa 15 Minuten gegenüber etwa 5 Minuten bei anderen Bauarten. Die Anordnung der Luftpumpe in der Weise, daß ihr das Schleuderwasser zufließt, ist daher vorzuziehen. Im anderen Falle ist ferner in der Wassersaugleitung stets eine Rückschlagklappe vorzusehen.

Die Westinghouse-Leblanc-Luftpumpe wird für Kupplung mit Elektromotor oder Dampfturbine mit Drehzahlen von etwa 600 bis 2400 i. d. Min. gebaut. Bei höherer Drehzahl ist ihre Wirkungsweise günstiger⁴⁰). Vielfach wird sie zusammen mit der Kühlwasser- und der Kondensatpumpe von einer Dampfturbine angetrieben (vgl. Abb. 21 bis 23), wobei sich der Turbine wegen höhere Drehzahlen empfehlen. Allgemein werden für kleinere Leistungen höhere Drehzahlen angewendet.

123. Wasserstrahlluftpumpe der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft. Abb. 241 bis 244 zeigen in verschiedenen Schnitten eine solche Pumpe, die zusammen mit der Kondensat- und der Kühlwasserpumpe von einer Dampfturbine angetrieben wird. Kondensat und Luft gelangen durch eine gemeinsame weite Leitung bis zur Pumpe und werden durch eine Scheidewand im Gehäuse getrennt. Als Schleuderwasser der Luftpumpe dient reines Kondensat, um Verschmutzungen und Abnutzung von Laufrad und Diffusoren möglichst zu vermeiden. Das Wasser fließt im geschlossenen Kreislauf und daher sind oberhalb der Pumpe umfangreiche Entlüftungshauben vorgesehen. Die abgeschiedene Luft entweicht am höchsten Punkt durch ein leichtes Plattenventil. Da sich ferner das Wasser bei seinem Kreislauf wegen der Reibungsverluste immer weiter erwärmen würde, wird es in einem außerhalb liegenden

Kühler gekühlt. Dabei bleibt das Schleuderwasser etwas wärmer, als wenn stets kaltes Frischwasser für die Luftabsaugung benutzt wird, und die erreichbare Luftleere wird hierdurch etwas beeinträchtigt.

Die Pumpe ist voll beaufschlagt, s. Abb. 245, die Schaufel- und Leitrad dieser Pumpe zeigt. Der Vorgang ist grundsätzlich der gleiche, wie bei der W.-L.-Luftpumpe. Dem Wasser wird durch das Laufrad hohe Geschwindigkeit erteilt, und dieses erfaßt die Luft, die zusammen mit dem Wasser in den kegelig erweiterten Zellen des Leitrades auf den Druck der Außenluft verdichtet wird. Dabei hat man sich wieder ein unregelmäßiges Gemisch von Wasser und Luft vorzustellen, nicht aber eine so gleichmäßige Aufteilung des Wassers,

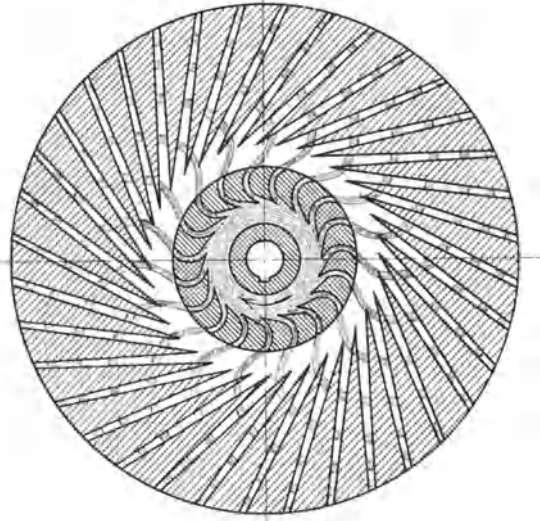


Abb. 245. Lauf- und Leitrad der AEG-Wasserstrahl-Luftpumpe.

wie sie in der Abbildung dargestellt ist. Schleuderrad und Leitapparat bestehen aus Bronze und sind nach Abnahme des seitlichen Deckels leicht zugänglich. Bei salz- oder säurehaltigem Wasser bestehen die

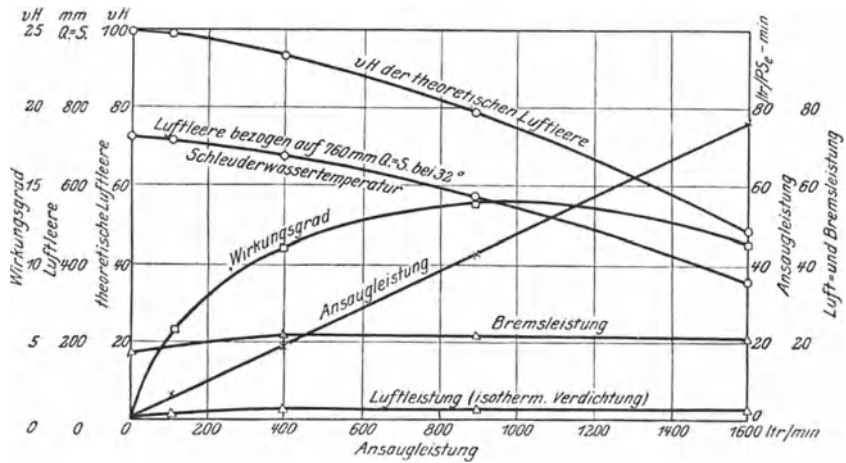


Abb. 246. Versuchsergebnisse an einer AEG-Wasserstrahl-Luftpumpe der Wheeler Condenser & Engineering Co.

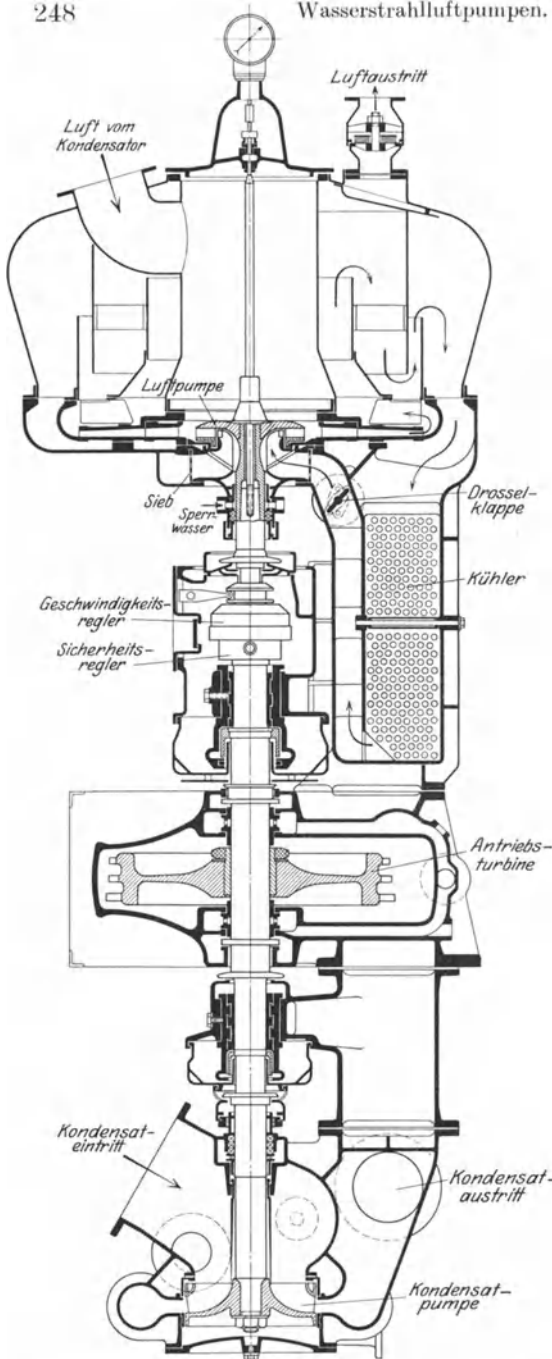


Abb. 247. Stehende Turbo- und Kondensatpumpe der AEG für Schiffszwecke.

Dichtungsringe der Kühlwasserpumpe ebenfalls aus Bronze und es wird auch die Welle an allen vom Wasser berührten Stellen mit Bronzebüchsen versehen. Überschüssiges Kondensat wird mit Hilfe eines Schwimmerventils selbsttätig abgesaugt.

Versuchsergebnisse an einer von der Wheeler Condenser and Engineering Co. gebauten AEG-Turbo- und Kondensatpumpe gibt Abb. 246 nach Heiman⁴⁵). Die Luftmengenangabe ist auf Atmosphärenzustand bezogen.

In Abb. 247 ist die neueste Ausbildung einer Turbo- und Kondensatpumpe mit senkrechter Welle für Schiffszwecke dargestellt, die mit 2700 Umdr. i. d. Min. arbeitet. Die eigentliche Luftpumpe liegt ganz oben. Der Kreislauf des Schleuderwassers mit dem eingeschalteten Kühler ist klar erkennbar.

124. Turbinenluftpumpe von C. H. Jaeger & Co. Abb. 248 zeigt einen Schnitt durch diese Luftpumpe, die der vorbeschriebenen ähnelt und für Drehzahlen von 1500 bis 3000 i. d. Min. gebaut wird. Das Schleuderwasser gelangt von einem innerhalb des Rades liegenden Leitapparat in den Schaufelkranz, das ihm große Geschwindig-

keit erteilt. Am Umfange des Rades ist ein glatter Ringdiffusor angeordnet. Ein Teil der Luft mischt sich bereits vor dem Laufrad mit dem Wasser, der größte Teil wird am äußeren Umfange des Schaufelkranzes mitgerissen und im Diffusor verdichtet. Die Öffnung der am Radeinlauf angeordneten Einlaufdüse kann während des Betriebes verändert werden. Daher ist es möglich, die Pumpe allen Betriebsverhältnissen anzupassen und den jeweilig sparsamsten Wasserverbrauch einzustellen. Die eine Stopfbüchse braucht — wie meist bei dieser Art von Pumpen — nicht gegen die hohe Luftleere, sondern nur gegen den Saugraum des Strahlwassers abzudichten. Durch geringe konstruktive Änderung läßt sich erreichen, daß auch die zweite Stopfbüchse nicht gegen die hohe Luftleere abzudichten braucht⁸⁰⁾. Rad, Ringschieber und Diffusor bestehen aus Bronze.

Zahlentafel 20 enthält Versuchsergebnisse bei steigender, aber nicht mit Dampf vermischter Luftmenge. Die Abhängigkeit der Luftleere vom Luftgewicht zeigt Abb. 249, ebenso das auf 1 PS geförderte Luftgewicht.

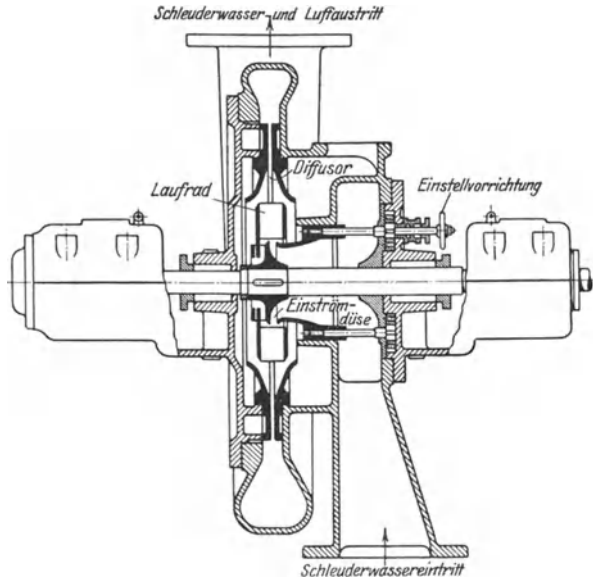


Abb. 248. Turbinenluftpumpe von C. H. Jaeger & Co., Leipzig-Plagwitz.

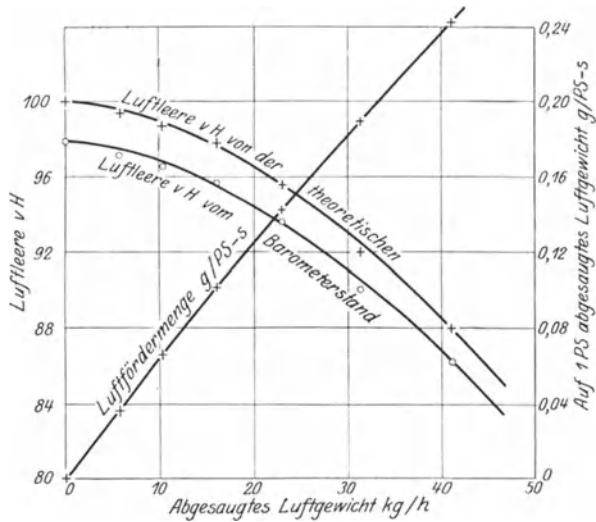


Abb. 249. Luftleere und Arbeitsbedarf einer Turbinenluftpumpe von C. H. Jaeger & Co. Förderung trockener Luft. Schleuderwassertemperatur 19° C.

Der Arbeitsbedarf für die Luftförderung nimmt mit steigender Luftmenge etwas zu; dies dürfte teils darauf zurückzuführen sein, daß sich die Luft zum Teil vor dem Laufrad mit dem Wasser mischt, dann

aber auch darauf, daß das Wasser infolge der sinkenden Luftleere mit verringerter Geschwindigkeit aus dem Leitapparat in den Schaufelkranz eintritt. Bei kleinen Einheiten wird der Arbeitsbedarf verhältnismäßig etwas größer.

Abb. 250 zeigt die Bauart mit festem inneren Ringspalt. Sie ist vorzuziehen, wenn unveränderliche Betriebsverhältnisse vorliegen, auf welche die Pumpe dann ein für allemal eingestellt wird. Es ist dann nicht möglich, durch Unkenntnis oder Unachtsamkeit eine für Arbeitsbedarf und Luftleere ungünstige Einstellung des Ringschiebers vorzunehmen.

125. Elmo-Luftpumpe der Siemens-Schuckert-Werke, Berlin. Obwohl diese Pumpe eine Sonderbauart darstellt, ist sie an dieser Stelle eingeordnet worden, weil sie ebenfalls mit Wasser arbeitet und sich zur Kupplung mit raschlaufenden Turbinen oder Elektromotoren eignet. Bei der Elmo-Luftpumpe, Abb. 251 und 252

Zahlentafel 20.
Versuche an einer Turbinenluftpumpe von C. H. Jaeger & Co. für die Rheinischen Stahlwerke. Abdampfmenge 22 000 kg/h.

Versuch Nr.	Offene Luftdüse	mm Q.-S.	Barometerstand	mm Q.-S.	Gefördertes Luftgewicht	Erreichte Luftleere	mm Q.-S.	Schleudersassertemperatur	Theoretisch mögliche Luftleere	Erreichte Luftleere in vH der theoretisch möglichen	Desgl. in vH vom Barometerstand	Drehzahl	Umdr./min	Antreibsmotor	Volt	Amp.	Motorwirkungsgrad	Arbeitsbedarf der Luft- und Kondensatpumpe zusammen	PS	Fördermenge der Kondensatpumpe	kg/h	Manom. Förderhöhe der Kondensatpumpe	m WS	Arbeitsbedarf der Kondensatpumpe bei 0,48 Wirkungsgrad	PS	Arbeitsbedarf der Luftpumpe	PS	Auf 1 PS gefördertes Luftgewicht	g/PS-s
1	0	755	0	739	0	739	19	738,5	100	97,9	1465	439	87,5	90,4	47,2	36 000	18	5,0	42,2	0	42,2	0	42,2	0	42,2	0	42,2	0	
2	3	755	5,76	734	19	738,5	19	738,5	99,4	97,2	1465	442	88,5	90,5	48,2	36 000	18	5,0	43,2	0,037	43,2	0,037	43,2	0,037	43,2	0,037	43,2	0,037	
3	4	755	10,27	729	19	738,5	19	738,5	98,7	96,6	1465	442,5	89	90,5	48,4	36 000	18	5,0	43,4	0,066	43,4	0,066	43,4	0,066	43,4	0,066	43,4	0,066	
4	5	755	16,02	722	19	738,5	19	738,5	97,8	95,7	1465	443,5	90	90,55	49,2	36 000	18	5,0	44,2	0,101	44,2	0,101	44,2	0,101	44,2	0,101	44,2	0,101	
5	6	755	23,04	706	19	738,5	19	738,5	95,6	93,6	1465	443	91	90,6	49,7	36 000	18	5,0	44,7	0,143	44,7	0,143	44,7	0,143	44,7	0,143	44,7	0,143	
6	7	755	31,35	679	19	738,5	19	738,5	92,0	90,0	1465	444	93	90,6	50,9	36 000	18	5,0	45,9	0,190	45,9	0,190	45,9	0,190	45,9	0,190	45,9	0,190	
7	8	755	41,05	650	19	738,5	19	738,5	88,0	86,2	1465	444,5	95	90,7	52,0	36 000	18	5,0	47,0	0,243	47,0	0,243	47,0	0,243	47,0	0,243	47,0	0,243	

nach ¹²⁾, geschieht die Luftförderung in eigenartiger und dabei sehr einfacher Art und Weise. Der umlaufende zylindrische Körper ist mit einer Reihe radialer Schaufeln versehen und sitzt exzentrisch in dem ebenfalls zylindrischen Gehäuse. Dieses ist mit so viel Wasser gefüllt, daß sich bei schneller Drehung des Läufers ein Wasserring

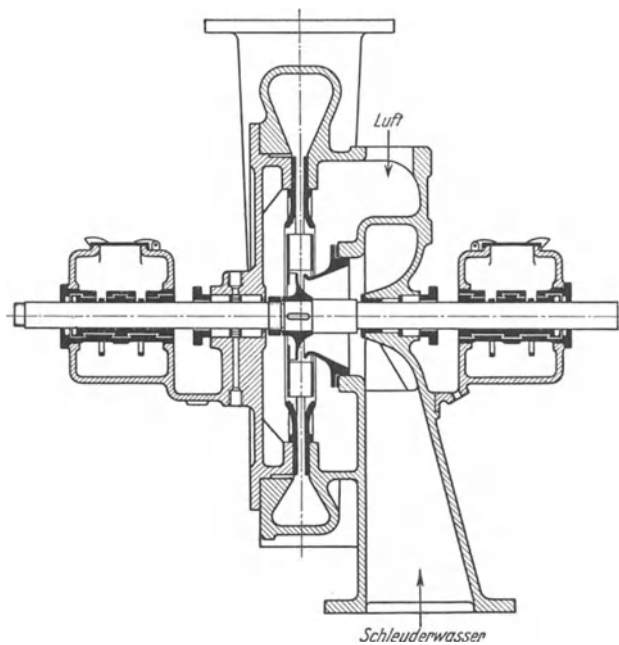


Abb. 250. Luftpumpe von Jaeger ohne Einstellvorrichtung.

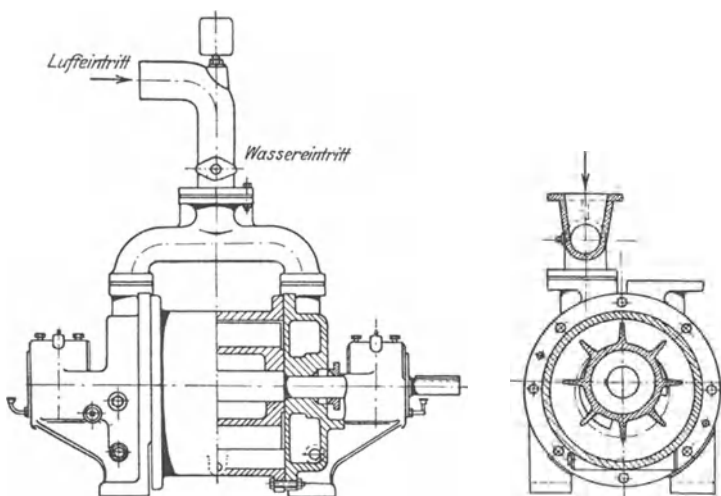


Abb. 251 und 252. Elmo-Luftpumpe der Siemens-Schuckert-Werke.

bildet (Abb. 253), der oben den Zylinder des Läufers gerade berührt und so breit ist, daß die Schaufeln unten noch etwas in den Ring eintauchen. Die zwischen Schaufelrad und Wasserring sich bildenden Kammern nehmen an Rauminhalt in der Drehrichtung zunächst bis

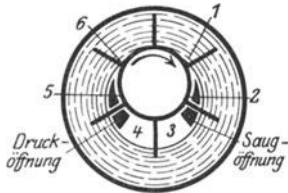


Abb. 253. Schema der Elmo-Luftpumpe.

zur tiefsten Stellung zu und dann wieder ab. Bringt man daher seitlich geeignete Öffnungen an, so findet eine Förderung von der einen zur anderen Öffnung hin statt. Frisches Wasser wird nur in einer solchen Menge zugesetzt, daß dadurch die Reibungs- und Verdichtungswärme abgeführt wird. Das überschüssige Wasser wird mit der Luft hinausgedrückt.

Angesaugte Luftmenge und Arbeitsbedarf sind aus Abb. 254 zu ersehen. Die theoretisch mögliche Luftleere bezieht sich auf die Temperatur des kreisenden Wassers, die von der Menge des zugesetzten Frischwassers abhängt. Daß bei Luftmenge Null nur 99,5 und nicht 100 vH erreicht werden, dürfte darin seinen Grund haben, daß an den Stirnseiten zwischen

der unteren Seite des Schaufelrades und dem Gehäuse Luft von der Druck- zur Saugöffnung zurückfließen kann. Die Elmo-Luftpumpe ist für die Kondensation von Kolbenmaschinen bereits mit Erfolg angewandt worden.

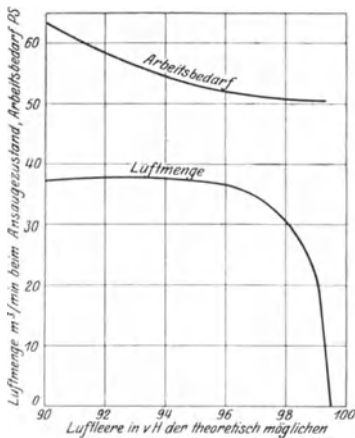


Abb. 254. Luftleistung und Arbeitsbedarf der Elmo-Luftpumpe.

126. Einfluß des Dampfgehaltes der Luft beim Wasserstrahlsauger. Es wird vielfach die Ansicht vertreten, daß für die Luftabsaugung Wasserstrahlsauger anderen Luftpumpen deswegen vorzuziehen seien, weil der stets mit der Luft abgesaugte Dampf vom Wasserstrahl sofort niedergeschlagen wird und daher die Wasserstrahlluftpumpe eine höhere Luftleere zu erzeugen imstande sei oder geringere Unterkühlung der Luft verlange. Dies erscheint einleuchtend, doch ist zu bemerken, daß die vor-

liegenden Versuche dieser Ansicht teilweise widersprechen. Daß der Wasserstrahl große Dampfmen gen verflüssigen kann, ist klar. Man braucht nur an die Schleuderrad- oder Strahlkondensatoren zu denken, von denen nicht nur die Luft gefördert wird, sondern auch die gesamte Abdampfmenge kondensiert wird. Hierauf kommt es aber nicht allein an, sondern darauf, welcher Arbeitsbedarf bei diesem Verfahren aufgewendet werden muß, und ferner darauf, ob der Dampf bereits in der Saugekammer oder erst im Diffusor niedergeschlagen wird, und welchen Einfluß demzufolge die Kondensation des Dampfes auf das abzusaugende Volumen hat. Es scheint nun, daß der Arbeits-

bedarf der Strahlvorrichtung um so größer ist, je mehr sie befähigt wird, nicht nur Luft abzusaugen, sondern auch Dampf zu kondensieren, und daß umgekehrt die Fähigkeit des Wasserstrahls, Dampf niederzuschlagen und durch das Niederschlagen des Dampfes die erreichbare Luftleere zu verbessern, um so geringer wird, je mehr die Strahlvorrichtung in der Richtung entwickelt wird, bei höchster Luftleere möglichst geringen Arbeitsbedarf zu erfordern.

Versuche über den Einfluß des Wasserdampfes an einer Wasserstrahlluftpumpe Bauart Paul H. Müller sind von F. L. Richter ausgeführt worden⁹⁴). Er hat zunächst nachgewiesen, daß bei Absaugung trockener Luft in verschiedenen Mengen der Teildruck der Luft in den Grenzen zwischen 7,2 und 15,7° C von der Temperatur des Strahlwassers unabhängig ist (Abb. 255). Aus den weiteren von ihm mitgeteilten Versuchskurven beim Absaugen dampfhaltiger Luft ist die für den Gebrauch bequemere Abb. 256 gewonnen worden. Aus diesen Versuchen schließt nun Richter unter Zugrundelegung des Luftteildruckes gemäß Abb. 255 auf eine große Überlegenheit des Wasserstrahlsaugers über den Dampfstrahlsauger auch bei Strahl-

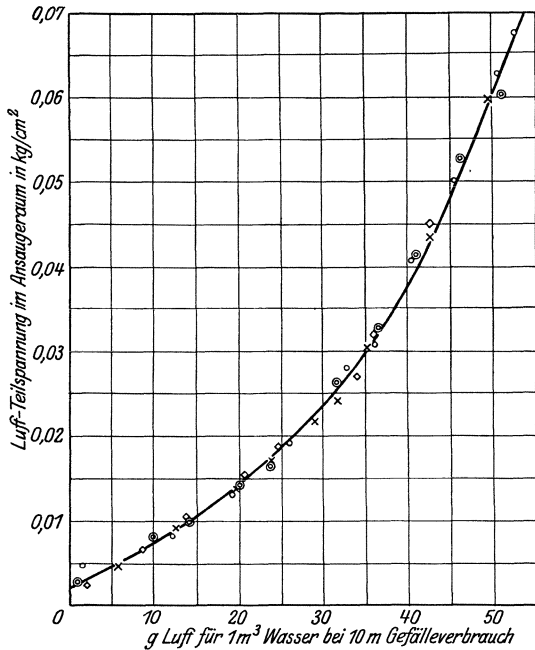


Abb. 255. Teildrucke der Luft beim Wasserstrahlsauger von Paul H. Müller.

wassertemperaturen von über 25° C, wie sie bei Rückkühlung auftreten. Hierzu ist folgendes zu sagen. Daß der Teildruck der abgesaugten trockenen Luft auch bis zu diesen Temperaturen gleichbleibend ist, müßte erst durch Versuch belegt werden. Ferner liefert Abb. 255 durchaus keinen Beweis dafür, daß der Teildruck der Luft auch beim Absaugen von dampfhaltiger Luft gleichbleibend ist.

Aus Abb. 256 würde folgen, daß bei beispielsweise 30 g/m³ Luftgewicht die Steigerung der Temperatur von 15 auf 30° C die Luftleere nur ganz wenig verschlechtert und daß bei z. B. 40° C die Größe des Luftgewichts fast gar keinen Einfluß auf die Luftleere hat. Beides ist wenig wahrscheinlich. In der Quelle sind nun Strahlwasser- und Luftmenge nicht angegeben. Angenähert läßt sich ermitteln, daß die Wasser-

düse 16 mm Dmr. hatte, und hieraus folgt die Wassermenge zu etwa $14 \text{ m}^3/\text{h}$ und die größte Luftmenge zu rd. $0,5 \text{ kg/h}$ (s. die Eintragung in Abb. 256). Eine so kleine Luftmenge kommt praktisch überhaupt nicht vor. Bei einer Luftmenge von z. B. 20 kg/h , wie sie bei einer größeren Anlage vorkommen kann, ist eine Wasserdüse von schätzungsweise 100 mm Dmr. erforderlich. Es ist ziemlich sicher, daß die inneren Teile eines so dicken Wasserstrahles trotz des Dralls verhältnismäßig viel weniger zum Niederschlagen des Dampfes und zur Absaugung der Luft beitragen als bei einem Strahl von nur 16 mm Dmr. Endlich hat

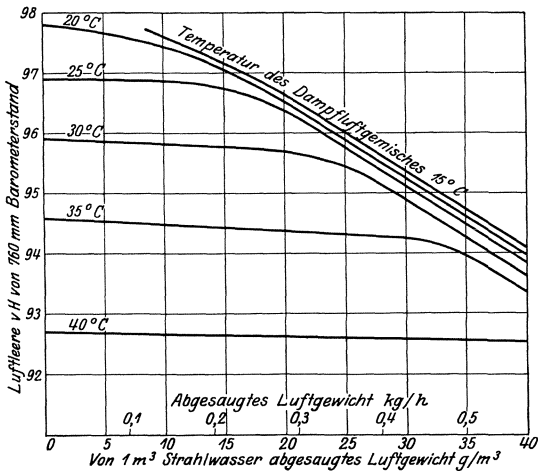


Abb. 256. Einfluß der Temperatur des Dampf-Luft-Gemisches auf die erreichbare Luftleere bei einem Wasserstrahlsauger Bauart Paul H. Müller nach Versuchen von Richter. Strahlwassertemperatur $15,2$ bis $17,5^\circ \text{C}$. Gefälleverbrauch des Strahlsaugers 10 m W.-S. Durchmesser des Strahles an der Mündung 16 mm .

Verfasser früher zur Bestimmung des Einflusses des Dampfgehaltes auf die Luftabsaugung bei Dampfstrahlsaugern eine Versuchseinrichtung benutzt, bei welcher der Dampfzusatz durch Verdampfen von Wasser in einem an die Luftsaugleitung angeschlossenen Kessel erfolgte, und die daher grundsätzlich mit der Versuchsanordnung von Richter übereinstimmte, und gefunden, daß die mit ihr gewonnenen Ergebnisse nicht zuverlässig waren. Bei späteren Versuchen (vgl. 145) hat sich gezeigt, daß gleiche Verhältnisse wie beim

Kondensator nur erzielt werden, wenn man die Luft durch einen warmen Wasserregen hindurchstreichen läßt.

Aus den angeführten Gründen ist bei der Benutzung von Abb. 256 Vorsicht am Platze. Abgesehen hiervon ist die Berechnung der Strahlwassermenge hiernach sehr einfach. Es möge z. B. verlangt sein, daß eine Luftleere von 96 vH vom Barometerstand erzeugt werden soll, wenn die Luft mit 25°C abgesaugt wird. Aus Abb. 256 folgt hierfür eine Luftförderung von 23 g/m^3 und für eine Luftmenge von z. B. 5 kg/h ergibt sich eine Strahlwassermenge von $5000 : 23 = 21,75 \text{ m}^3/\text{h}$ bei 10 m Gefälle.

Vergleichsversuche, die auf einem Torpedoboot zwischen einer Schleuderluftpumpe der in Abb. 247 dargestellten Bauart und einem Dampfstrahlsauger Bauart Hoefler in der Ausführung gemäß Abb. 266 ausgeführt worden sind, hatten ein von den vorherbeschriebenen Versuchen abweichendes Ergebnis⁵⁴⁾.

Auf jeder Schiffseite war eine Turboluftpumpe eingebaut, die imstande war, bei einer Schleuderwassertemperatur von 20°C 66 kg/h Luft aus einer Luftpumpe von 90 vH vom Barometerstand zu fördern. An Dampfstrahlsaugern waren auf Steuerbordseite zwei von je 270 kg/h Dampfverbrauch bei 12 at abs. und auf Backbordseite einer von 760 kg/h Dampfverbrauch vorhanden. Beim Betrieb der DampfstrahlLuftpumpen diente die Turboluftpumpe nur als Kondensatpumpe. Die Schaltung war so getroffen, daß entweder die eine oder die andere Luftpumpenart die Luft aus dem Kondensator absaugen konnte. Die Luftsaugleitungen beider Schiffseiten waren außerdem durch eine abschließbare Leitung miteinander verbunden, so daß auch die Luftpumpe einer Seite auf beide Kondensatoren geschaltet werden konnte.

Eine Versuchsreihe (s. Zahlentafel 21) wurde bei 530 Uml./min der Hauptturbinen ausgeführt, eine zweite bei etwa 300 Uml./min. Bei der ersten Reihe betrug die Turbinenleistung etwa 20 000 PS für beide Turbinen zusammen, bei der zweiten Reihe etwa 3000 PS.

Von den verschiedenen Versuchen sind die Versuche Nr. 4 und 5 sowie Nr. 9 und 10 am wichtigsten, bei denen einmal der große Strahlsauger auf die ganze Anlage geschaltet war und danach zum Vergleich eine WasserstrahlLuftpumpe. Beim Strahlsauger betrug die mittlere Kondensattemperatur 33 bzw. 20°C . Durch einige Sonderversuche wurde festgestellt, daß die Temperatur der Luft vor der Luftpumpe ziemlich genau mit der Kondensattemperatur übereinstimmte. Die Luftleeren und Luftgewichte der genannten vier Versuche sind in Abb. 257 aufgetragen und aus ihnen kann gefolgert werden (s. ⁵⁴), daß bei der hier untersuchten WasserstrahlLuftpumpe die Luftpumpe durch den Dampfgehalt der Luft in genau der gleichen Weise wie beim Dampfstrahlsauger beeinflusst wird. Bei kleiner Luftpumpe war die von der WasserstrahlLuftpumpe erzeugte Luftpumpe besser, bei Vollast dagegen die vom Dampfstrahlsauger erzielte Luftpumpe, trotzdem dieser etwa 20 vH weniger Dampfverbrauch hatte. Da diese Versuche von einer ausgeführten Anlage stammen, muß ihnen größeres Gewicht beigelegt werden als den zuerst genannten Versuchen. Für den Vergleich von Wasserstrahl- und Dampfstrahlsaugern in bezug auf den Einfluß des Dampfgehaltes werden daher die zuletzt angeführten Versuche so lange als Grundlage benutzt werden, bis andere maßgebliche Versuche an Wasserstrahlsaugern bekannt werden sollten.

Mit Bezug auf das Niederschlagen des Dampfes durch das Strahlwasser ist noch zu bedenken, daß die hierfür zur Verfügung stehende Zeit außerordentlich kurz ist. Nimmt man die Geschwindigkeit des Wassers niedrig gerechnet zu 20 m/s und die Entfernung vom Schleuderad bis zum Diffusor, reichlich gerechnet, zu 0,2 m an, so ergibt sich, daß der Dampf in $\frac{1}{100}$ s niedergeschlagen werden müßte, wenn die dadurch bewirkte Volumenverkleinerung auf die Ansaugleistung einen wesentlichen Einfluß haben sollte. Diese Zeit ist aber so kurz, daß ein Teil des Dampfes wahrscheinlich erst im Diffusor niedergeschlagen wird. Zum Vergleich sei angegeben, daß der Dampf im Oberflächenkondensator bei mittlerer Belastung in etwa $\frac{1}{20}$ s kondensiert wird.

Zahlentafel 21.

Vergleichsversuche auf einem Torpedoboot zwischen einer Dampfstrahlluftpumpe Bauart Hoefler, Größe II ältere Ausführung, und einer Turboluftpumpe, Bauart B.

Versuch Nr.	Schiffsgeschwindigkeit sm/h	Dampfdrucke in at Überdruck		Umdrehungen in der Minute			Temperaturen in °C			erreichte Luftleere im Kondensator				Betriebsweise													
		vor der 1. Stufe Hauptventil		in die Hilfsdampfleitung		vor den Dampfstrahlpumpen		der Turbostrahlpumpen		des Kühlwassers		des Kondensates			Barometerstand												
		Bachbord	Steuerbord	Zu-Abdampf	Abdampf	Bachbord	Steuerbord	Bachbord	Steuerbord	Bachbord	Steuerbord	Bachbord	Steuerbord		in mm Q.-S.	in vH vom Barometerstand	in vH von der theor. mögl. Luftleere ¹⁾										
1	32,5	585	585	15,5	15,1	7,8	7,8	14,1	0,5	13	13	3230	3180	250	270	2	28	34	28,5	747,5	675	685	90,3	91,7	95,3	95,3	Drei Dampfstrahlpumpen angestellt. Verbindungschieber in der Lufteinleitung geöffnet. Beide Turboluftpumpen angestellt. Verbindungsschieber geöffnet. Auf Steuerbord Turboluftpumpe, auf Bachbord Dampfstrahlpumpe angestellt. Verbindungschieber geschlossen. Bachbord-Dampfstrahlpumpe auf beide Kondensatoren geschaltet. Bachbord-Turboluftpumpe auf beide Kondensatoren geschaltet. Wie bei Versuch 1 „ „ „ 2 „ „ „ 3 „ „ „ 4 „ „ „ 5
2	32,5	585	585	15,0	14,5	7,5	7,6	14,0	0,6	0	3100	3230	300	350	2	28	25	33	32	765,5	700	689	91,5	89,7	96,1	94,4	
3	32,5	585	585	15,5	15,5	7,8	7,8	15,0	0,5	13	3000	3040	290	295	2	33,5	31,5	38	33	771,0	699	689	90,7	89,4	96,8	93,9	
4	32,5	585	585	14,5	14,5	7,8	7,6	14,5	0,6	13	3180	3040	270	275	2	28	30	31	35	765,5	695	685	90,8	89,5	95,0	94,7	
5	32,5	585	585	14,5	14,5	7,6	7,5	14,5	0,6	0	3200	3140	240	250	2	28	29	31	35	765,5	692	678	90,5	88,6	94,6	93,8	
6	20,0	300	300	18,5	18,5	0,9	0,8	17,5	0,5	13	3260	3260	190	197	2	18	18	20	20	747,5	725	726	97,3	97,5	99,3	99,4	
7	20,0	300	300	17,9	17,8	0,9	0,8	16,6	0,4	0	3260	3180	180	150	2	16	16	16	16	747,5	728	730	97,4	97,9	99,2	99,5	
8	20,0	300	300	18,0	18,0	0,8	0,8	16,8	0,5	13	3200	3180	200	180	2	16	17	17	18	747,5	728	730	97,4	97,9	99,2	99,7	
9	20,0	300	300	18,2	18,4	0,8	0,8	17,0	0,4	13	3260	3260	200	220	2	18	19	20	20	747,5	722	722	96,6	96,6	98,9	98,9	
10	20,0	300	300	17,8	17,8	0,8	0,8	16,5	0,4	0	3260	3200	180	180	2	16	16	15	15	747,5	728	730	97,4	97,6	99,2	99,3	

¹⁾ Bezogen auf die Kondensat- bzw. Dampf-Luft-Temperatur.

Hierunter ist diejenige Zeit verstanden, die vergeht, bis von dem in irgendeinem Augenblick im Kondensator befindlichen Dampf das letzte Teilchen niedergeschlagen ist. Es ist auch möglich, daß wohl der Dampf zum größten Teil bereits im Saugraum niedergeschlagen wird, daß aber die hierdurch bewirkte Volumenverkleinerung nicht mehr eine Verkleinerung des Ansaugvolumens bewirken kann, da jedes Teilchen des zu fördernden Dampf-Luft-Gemisches im wesentlichen von Wasserteilchen eingeschlossen ist, so daß eine Rückwirkung auf das folgende Dampf-Luft-Gemisch erschwert wird.

127. Von der Luftpumpe abgesaugte Dampfmenge. Kondensatverlust. Wird ein Wasserstrahlsauger nicht mit Kondensat betrieben, so tritt durch das Absaugen von Dampf ein Verlust an Kondensat ein, der wieder ersetzt werden muß. Die Größenordnung dieses Verlustes sei an folgendem Beispiel gezeigt. Bei einer Dampfmenge von 100 000 kg/h seien 50 kg/h Luft bei einer Temperatur von 37° C und einem Druck von 0,08 at abs.

abzusaugen. Der Temperatur von 37° C entspricht nach Zahlen-tafel 47¹⁾ ein Dampfdruck von 47,1 mm Q.-S. = 0,0641 at abs., so daß der Teildruck der Luft 0,08 - 0,0641 = 0,0159 at abs. = 159 kg/m² ist. Das Luftvolumen ist daher

$$V_l = \frac{G_l R_l T_l}{P_l} = \frac{50 \cdot 29,27 \cdot (273 + 37)}{159} = 2854 \text{ m}^3/\text{h}.$$

Ebenso groß ist auch das abgesaugte Dampf-volumen. 1 m³ Dampf von 0,0641 at abs. wiegt 0,044 kg, so daß insgesamt 2854 · 0,044 = 125,4 kg/h

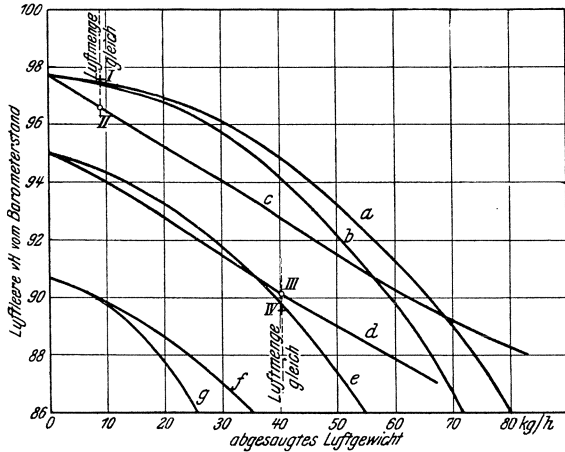


Abb. 257. Vergleichsversuche zwischen einer Wasserstrahl-luftpumpe und einem Dampfstrahlsauger.

- a) Luftleere der Wasserstrahlpumpe. Schleudertemperatur 20° C. Absaugen von trockener kalter Luft.
 - b) Luftleere der Wasserstrahlpumpe. Absaugen von gesättigter Luft von 20° C.
 - c) Luftleere des Dampfstrahlsaugers. Absaugen von gesättigter Luft von 20° C.
 - d) Dampfstrahlsauger, gesättigte Luft von 33° C.
 - e) Wasserstrahl-luftpumpe, gesättigte Luft von 33° C.
 - f) Dampfstrahl-luftpumpe } Kondensattemperatur 45° C.
 - g) Wasserstrahl-luftpumpe }
- I. Meßpunkt. Wasserstrahl-luftpumpe. Kondensattemperatur 16° C.
 II. Meßpunkt. Dampfstrahlsauger. Kondensattemperatur 20° C.
 III. Meßpunkt. Dampfstrahlsauger. Kondensattemperatur 33° C.
 IV. Meßpunkt. Wasserstrahl-luftpumpe. Kondensattemperatur 33° C.

¹⁾ Am Schlusse des Buches.

Dampf oder nur rd. 0,13 vH von der Arbeitsdampfmenge abgesaugt werden. Dieser Betrag wird um so größer, je größer das Luftgewicht im Verhältnis zur Dampfmenge und je geringer die Unterkühlung der Luft unter die dem absoluten Druck zugeordnete Sättigungstemperatur ist. Die Luftleere hat nur unwesentlichen Einfluß, da mit steigender Luftleere das Volumen zunimmt, das spezifische Gewicht aber etwa im umgekehrten Verhältnis sinkt und umgekehrt.

C. Dampfstrahlluftpumpen.

128. Berechnung der Dampfstrahlluftpumpen. Die einfachste Form des Strahlsaugers ist wie beim Wasserstrahlsauger die in Abb. 258 dargestellte. Der Dampf dehnt sich in der Düse von seinem hohen Anfangsdruck auf niedrigen Druck, wobei sein Wärmeinhalt zum Teil in Geschwindigkeitsenergie umgesetzt wird. Die abzusaugende Luft mischt sich in der Saugekammer mit dem Dampf und gelangt mit ihm in den

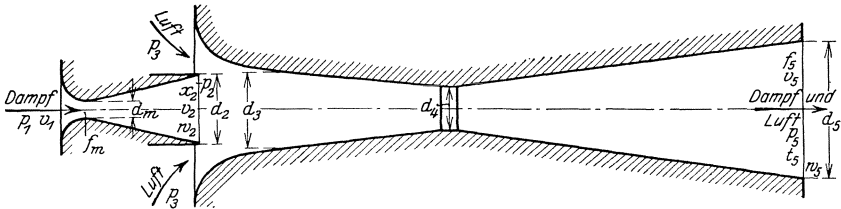


Abb. 258. Schema eines Dampfstrahlsaugers.

anschließenden Diffusor. In diesem wird die Geschwindigkeitsenergie wieder in Druck umgesetzt und die Luft zusammen mit dem Dampf auf Atmosphärendruck verdichtet. Düse und Diffusor haben die einfachste Form, nämlich kreisrunden Querschnitt, und die Verdichtung der Luft von der Ansaugspannung auf Atmosphärendruck wird in einer einzigen Stufe bewirkt. Diese einfachste Form des Strahlsaugers läßt sich nur in den seltensten Fällen anwenden, da sich mit nur einer Stufe bei Luftförderung ein größeres Druckverhältnis als etwa 1 : 7 nicht erreichen läßt. Diesem entspricht eine Luftleere von etwa 85 vH vom Barometerstand. Für Kolbenmaschinen würde dies wohl ausreichend sein, nicht aber für Turbinen, für deren Kondensationen Dampfstrahlsauger in erster Linie in Frage kommen. Bei diesen ist man daher auf zweistufige Ausführung angewiesen, bei der grundsätzlich zwei Strahlsauger gemäß Abb. 258 hintereinandergeschaltet werden. Es lassen sich aber insofern zwei verschiedene Wege beschreiten, als man entweder den Dampf der ersten Stufe zusammen mit der Luft von dem zweiten Strahlsauger ansaugen und verdichten läßt oder aber den Dampf der ersten Stufe in einem Oberflächen- oder Einspritzkühler niederschlagen läßt, so daß nur die Luft weiter verdichtet zu werden braucht. Es leuchtet ein, daß die zweite Bauart, bei welcher der Betriebsdampf der ersten Stufe nicht mit auf Atmosphärendruck verdichtet wird, geringeren Dampfverbrauch bei gleicher geförderter Luftmenge erfordert.

Dieser Dampfersparnis stehen aber verwickelterer Aufbau, geringere Betriebssicherheit, größere Kosten und größerer Platzbedarf gegenüber.

Beim Entwurf eines zweistufigen Strahlsaugers treten sofort zwei Fragen auf, auf die vorläufig nur die Erfahrung Antwort zu geben vermag, nämlich

1. in welchem Verhältnis sollen die Betriebsdampfmengen der beiden Stufen zueinander stehen und
2. auf welchen Zwischendruck wird die Luft zweckmäßig verdichtet?

Für Strahlsauger ohne Zwischenkondensator beträgt das Verhältnis der Dampfmenge in der ersten und zweiten Stufe zweckmäßig etwa 1 : 7 bis 1 : 9, bei Saugern mit Zwischenkondensator kann die Dampfmenge der zweiten Stufe etwa gut halb so groß wie bei den Strahlsaugern ohne Kühler gewählt werden. Soll der Strahlsauger bei Luftmenge 0 eine der absoluten nahekommende Luftleere, d. h. etwa 99 vH erreichen, so wird der Zwischendruck bei Luftmenge 0 zweckmäßig zu etwa 0,1 at abs. angenommen, so daß also das Druckverhältnis beider Stufen etwa das gleiche, nämlich 1 : 10 wird. Dieses Druckverhältnis ändert sich freilich mit zunehmender Luftmenge, es genügt aber in der Regel, wenn der vorläufige Entwurf des Strahlsaugers für Luftmenge 0 entsprechend der höchsten Luftleere durchgeführt wird. Für größere Luftmengen ergeben sich dann entsprechend geringere Luftleeren, die bei Strahlsaugern verschiedener Bauart nicht wesentlich voneinander abweichen.

Jede Stufe eines Saugers mit nur einer Düse ist folgendermaßen zu berechnen. Nach Schätzung der zu fördernden Luftmenge und Wahl der Luftleere und der Lufttemperatur folgt z. B. aus Abb. 269 oder 288 der Gesamtdampfverbrauch des Strahlsaugers. Hieraus ergebe sich mit dem angegebenen Zahlenverhältnis die durch die erste Düse fließende Dampfmenge zu D kg/h. Ist p_1 der Druck des Zudampfes in at abs, v_1 sein spezifisches Volumen in m^3/kg , so folgt der engste Querschnitt der Düse f_m in cm^2 aus (Näheres hierüber sowie über das Folgende s. z. B. ¹⁰²⁾

$$f_m = \frac{D}{3,6 \psi} \sqrt{\frac{v_1}{p_1}}. \quad (104)$$

Hierin ist für trocken gesättigten Dampf der Beiwert $\psi = 20$ und für überhitzten Dampf $\psi = 21$ zu setzen. Der Austrittsquerschnitt der Düse ist so zu berechnen, daß der Dampf in ihr bei Luftmenge 0 auf die gewünschte höchste Luftleere expandiert. Für die Berechnung am bequemsten ist die Benutzung des Mollierschen Wärmeinhalt-Entropie-Diagrammes, s. Abb. 259, die beispielsweise für einen einstufigen Strahlsauger gezeichnet ist. In diesem sucht man zunächst den dem Anfangszustand des Dampfes entsprechenden Punkt A auf. Bei verlustloser Umsetzung von Wärme in Geschwindigkeit dehnt sich der Dampf nach einer Adiabate, die im Diagramm durch eine Senkrechte nach unten dargestellt wird. Verfolgt man diese bis zur Linie des niedrigsten Enddruckes p_2 für Luftmenge 0, Punkt B , so erhält man aus dem

Abstand der beiden Punkte des Wärmegefälle $i_1 - i_2$, das bei adiabatischer Expansion in Geschwindigkeit (w_{th}) umgesetzt wird. Zwischen beiden besteht die Beziehung

$$i_1 - i_2 = \frac{w_{th}^2}{2g} A,$$

worin $A = \frac{1}{427}$ ¹⁾ das mechanische Wärmeäquivalent und $g = 9,81 \text{ m/s}^2$

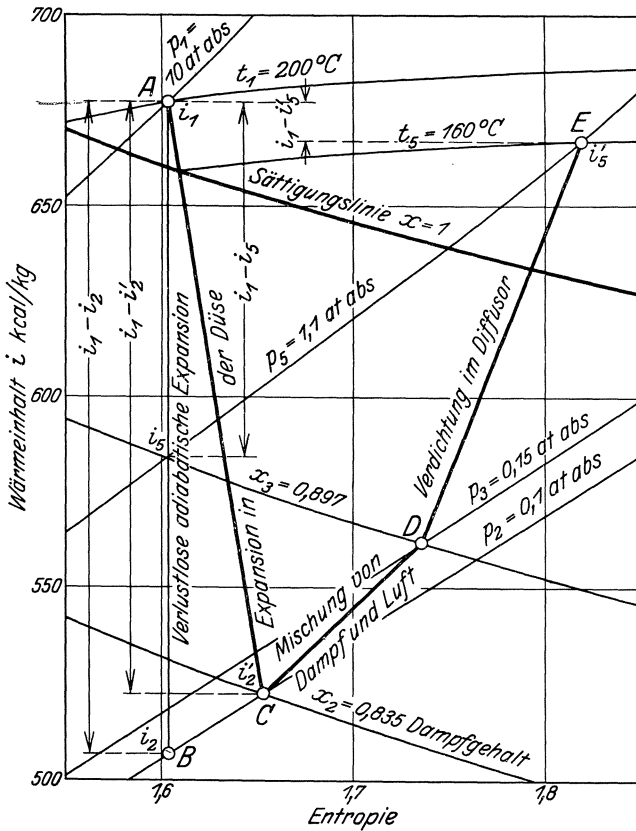


Abb. 259. Wärmeinhalt-Entropie-Diagramm eines einstufigen Dampfstrahlsaugers.

die Beschleunigung durch die Erdschwere bedeuten. Hieraus folgt

$$w_{th} = 91,3 \sqrt{i_1 - i_2} \text{ m/s}. \tag{105}$$

Wegen der Reibungsverluste ist die wirklich erreichbare Geschwindigkeit kleiner als w_{th}

$$w_2 = \varphi w_{th}.$$

¹⁾ Genauer $\frac{1}{426,9}$.

φ nennt man den Geschwindigkeitskoeffizienten. Er kann nach Christlein¹⁴⁾ für die hier in Frage kommenden hohen Geschwindigkeiten von 1200 bis 1400 m/s zu $\varphi = 0,95$ bis 0,96 eingesetzt werden. Das tatsächlich in Geschwindigkeitsenergie umgesetzte Wärmegefälle ist

$$i_1 - i'_2 = \frac{w_2^2}{2g} A = \varphi^2 \frac{w_{th}^2}{2g} A = \varphi^2 (i_1 - i_2).$$

Aus dem Schnittpunkt C der Wagerechten im Abstand von $i_1 - i'_2$ vom Anfangszustand des Dampfes (A) mit der Linie des Gegendruckes findet man den Zustand des Dampfes beim Verlassen der Düse. Der sich ergebende Dampfgehalt sei $= x_2$, so daß der Dampf beim Austritt aus der Düse ein spezifisches Volumen von $v_2 = x_2 v_s$ hat, wenn v_s das spezifische Volumen des trocken gesättigten Dampfes von p_2 at abs. ist. (Das Volumen des Wassers kann vernachlässigt werden.) Das sekundlich durch die Düse fließende Dampfvolmen ist somit $\frac{D v_2}{3600}$ und dies muß nach der Kontinuitätsgleichung gleich $f_2 w_2$ sein, wenn f_2 der Austrittsquerschnitt der Düse ist. Hieraus folgt

$$f_2 = \frac{D v_2}{3600 w_2} [\text{m}^2] = \frac{D v^2}{0,36 w_2} [\text{cm}^2]. \quad (106)$$

Der Düsenwinkel ergibt sich meist aus konstruktiven Rücksichten. Er kann unbedenklich ziemlich groß, bis zu $\alpha = 30^\circ$ gewählt werden, da nach den Versuchen von Christlein auch dann noch keine Ablösung des Dampfstrahles stattfindet. Ein großer Düsenwinkel hat im Gegenteil den Vorteil, daß die Reibungsverluste kleiner und die Austrittsgeschwindigkeiten daher größer werden als bei kleinerem Winkel.

Für den anschließenden Diffusor zeigt eine rechnerische Untersuchung, daß bei Annahme verlustloser Verdichtung die Querschnitte genau wie bei der Düse zunächst bis zu einem engsten Querschnitt abnehmen und dann wieder zunehmen müssen, wenn — was hier immer der Fall ist — die Geschwindigkeit des Dampfes beim Eintritt in den Diffusor größer als die Schallgeschwindigkeit in Dampf vom zugehörigen Zustand ist. Hierbei ist die Energieumsetzung bis zum engsten Querschnitt sehr beträchtlich (s. ¹⁰²). Auch für die wirkliche Verdichtung trifft dies zu, doch ist man bei der Wahl der Querschnitte auf Schätzung und Versuch angewiesen. Der Einlauf zum Diffusor soll gut abgerundet sein, und es ist zweckmäßig, wenn die Düse etwas in den Diffusor hineinragt, damit nicht die von der Saugleitung zuströmende Luft unmittelbar den Dampfstrahl trifft und ihn ablenkt. Die Entfernung des Diffusors von der Düse hat nach Versuchen des Verfassers nicht unerheblichen Einfluß auf die Absaugefähigkeit des Strahlsaugers, und es empfiehlt sich daher, diesen Abstand — wenigstens bei der ersten Ausführung einer neuen Bauart — veränderlich einzurichten.

Ist Luft abzusaugen, so stellt sich im Saugeraum ein Druck p_3 ein, der höher als p_2 ist. Wahrscheinlich bildet sich der Druck p_2 in diesem Falle gar nicht aus, vielmehr hat der Dampf dann beim Verlassen der Düse bereits einen Druck, der sich dem Wert p_3 nähert. Die Beendigung der Mischung von Dampf und Luft sowie der Eintritt in den Diffusor sind durch Punkt D gekennzeichnet.

Der Anfangsdurchmesser des Diffusors d_3 , d. h. seines kegelligen Teiles, ist nach eigenen Versuchen nur wenig größer als der Austrittsdurchmesser der Düse zu machen. Der Übergang zum engsten Durchmesser des Diffusors ist, da in diesem Bereich der größte Teil der Energieumsetzung vor sich geht, sehr schlank zu halten. Der engste Durchmesser des Diffusors kann etwa $d_4 = 0,8 d_3$ gewählt werden.

Der erweiterte Teil des Diffusors kann etwas größeren Kegelwinkel erhalten, etwa 8° (Steigung rd. 1 : 7 bezogen auf den Durchmesser). Nach Versuchen von Andres mit Wasser ¹⁾ ist ein Winkel von 8 bis 9° am günstigsten und jede stärkere Erweiterung auch am Ende des Diffusors schädlich, doch sollte man nicht über 8° hinausgehen. Der kegelig erweiterte Teil hat nach Versuchen von Knoblauch-Riffart ²⁵⁾ einen Wirkungsgrad der Druckumsetzung (= ideale Erhöhung des statischen Druckes : wirkliche Erhöhung des statischen Druckes) von etwa 84 vH bei einem Kegelwinkel von rd. 11° und etwa 87,5 vH Wirkungsgrad bei einem Kegelwinkel von rd. 7° . Der bei kleinerem Winkel bessere Wirkungsgrad ist darin begründet, daß die Hauptverluste im erweiterten Teil des Diffusors durch Wirbelbildung infolge Ablösung des Strahles von den Wandungen entstehen. Hierbei ist zu beachten, daß die Versuche mit Luft bei geringem Überdruck und einer größten Geschwindigkeit im engsten Querschnitt von 100 m/s ausgeführt wurden, so daß es zweifelhaft ist, ob die Ergebnisse auf Dampfstrahlsauger mit einer Geschwindigkeit von 350 bis 400 m/s im engsten Querschnitt übertragen werden können. Allerdings hat Andres gefunden, daß der Wirkungsgrad des Diffusors von der Flüssigkeitsmenge und vom Druck vor dem Diffusor unabhängig ist. Die Versuche von Riffart haben ferner ergeben, daß in den Diffusor eingebaute Körper, welche den Gesamtstrahl in Einzelstrahlen zerlegen oder dem Strahl einen Drall geben, keinen Nutzen bringen.

Der Austrittsdurchmesser d_5 ist so zu wählen, daß die Geschwindigkeit des Dampfes bei atmosphärischer Spannung auf etwa $w_5 = 30 - 40$ auch bis zu 50 m/s heruntergeht. Es genügt für diese Rechnung, wenn man das Volumen des trocken gesättigten Dampfes v_5 beim Gegendruck einsetzt und mit der Summe von Dampf- und Luftgewicht rechnet. Es soll also sein

$$d_5^2 \frac{\pi}{4} = \frac{(D + G_l) v_5}{3600 w_5}.$$

In Wirklichkeit ist der Dampf beim Verlassen des Strahlsaugers überhitzt. Von dem theoretischen Wärmegefälle $i_1 - i_5$ bezogen auf den Gegendruck p_5 werden nämlich nur etwa 10 vH in nutzbare Verdichtungsarbeit umgesetzt (angenähert dargestellt durch $i_1 - i_5'$), so daß

die Verdichtungslinie im Wärmediagramm die Sättigungslinie schneidet und der Endpunkt der Verdichtung in das Überhitzungsgebiet fällt (vgl. Abb. 259 Punkt *E*). Wenn daher aus örtlichen Rücksichten die Abdampfleitung des Strahlsaugers von diesem aus ansteigen muß, so ist es in der Regel nicht erforderlich, am tiefsten Punkt eine Entwässerung anzubringen, da anfangs sich sammelndes Wasser später wieder verdampft und so entfernt wird.

Beim Entwurf eines Dampfstrahlsaugers glaubte man früher darin eine Schwierigkeit zu sehen, daß der Diffusor für Luftmengen von sehr verschiedener Größe geeignet sein soll. Man ging von folgendem Gesichtspunkt aus: Wird der engste Querschnitt für Luftmenge 0 richtig bemessen, so ist er für große Luftmengen zu eng und der Strahlsauger versagt; wird er umgekehrt für das größte vorkommende Luftgewicht berechnet, so füllt der Dampfstrahl bei Luftmenge 0 den Querschnitt nicht aus und es ist wieder ein Versagen des Saugers die Folge. Daß ein solches Versagen in der Tat eintreten kann, zeigen die Ausführungen auf S. 310. Um dieser Schwierigkeit zu begegnen, ist bei dem Strahlsauger von Westinghouse-Leblanc (Abb. 261) und ebenso bei dem von Balcke an der engsten Stelle ein ringförmiger Spalt angeordnet, durch den von außen Luft in verschiedener Menge angesaugt wird, und zwar um so mehr, je weniger Luft aus dem Kondensator gefördert wird. Auf diese Weise ist der engste Querschnitt stets ausgefüllt. Verfasser hat nun aber durch Versuche gefunden, daß die Arbeitsweise eines solchen Saugers nicht im geringsten beeinträchtigt wird, wenn die Luftzufuhr von außen verhindert wird, und hat daher bei der früheren Ausführung seines Strahlsaugers zwar einen engen ringförmigen Spalt angeordnet, der an eine verhältnismäßig kleine Kammer angeschlossen ist, aber keine Verbindung mit der Außenluft hat. In der Tat hat diese Ausführung voll befriedigt. Ihre Wirkung ist wahrscheinlich so zu erklären, daß durch die scharfe Kante des oberen Teils (s. Abb. 266) eine Ablösung des Dampfstrahls von der Wandung bewirkt wird, der sich dann auf einen solchen engsten Querschnitt einstellt, wie es die jeweiligen Verhältnisse verlangen. Die neuesten Versuche haben weiter gezeigt, daß der Ringspalt an der engsten Stelle ganz entbehrlich ist. Die neueste Ausführung des Strahlsaugers Bauart Hoefler (Abb. 273) mit glattem Diffusor arbeitet nämlich bei kleinen und großen Luftmengen gleich befriedigend. Allerdings ist bei diesen Apparaten der sich verengende Teil des Diffusors mit sehr schlankem Kegelwinkel ausgeführt, der möglicherweise den Absatz im engsten Querschnitt ersetzt. Außerdem ist zu beachten, daß sich mit dem Luftgewicht auch die absolute Spannung im Saugeraum erheblich ändert. Die Änderung dieses Druckes hat aber zweifellos auch eine Änderung des Druckanstieges im Diffusor zur Folge, und zwar wird bei geringerer Luftleere an der engsten Stelle ein höherer Druck herrschen als bei höchster Luftleere. Dem höheren Druck entspricht ein geringeres spezifisches Volumen, so daß also das größere Luftgewicht wenigstens zum Teil durch geringeres Volumen ausgeglichen wird, womit auch das Bedürfnis für eine Veränderlichkeit des engsten Diffusorquerschnitts entfällt.

Soll die Geschwindigkeitsenergie des Dampfes im Diffusor nicht vollständig in Druck umgesetzt, sondern zum Teil noch in der nächsten Stufe ausgenutzt werden, wie z. B. beim Strahlsauger Bauart Hoefler in der ersten Stufe, so darf der Diffusor überhaupt nur bis zum engsten Querschnitt ausgeführt werden, d. h. er ist dann nur kegelig verjüngt.

Aus Abb. 259 und Gl. (105) folgt, daß das theoretische Wärmegefälle und die Dampfgeschwindigkeit beim Austritt aus der Düse mit dem Zudampfdruck ansteigen, der daher zweckmäßig so hoch wie möglich zu wählen ist. Es empfiehlt sich jedoch, einige Atmosphären unter dem verfügbaren Kesseldruck zu bleiben, da mit dessen zeitweiligem Sinken zu rechnen ist, und der Strahlsauger plötzlich schlechtere Luftleere liefert, wenn der Zudampfdruck den bei der Konstruktion zugrundegelegten Wert wesentlich unterschreitet. Liegt der Zudampfdruck bedeutend unter dem Kesseldruck, so empfiehlt sich unter Umständen der Einbau eines selbsttätigen Druckreglers.

Bezüglich der Dampftemperatur ist zu sagen, daß der Dampf, wenn er nicht überhitzt ist, möglichst trocken gesättigt sein soll. Allzu große Feuchtigkeit verschlechtert die Luftleere etwas, so daß der Einbau eines Wasserabscheiders zweckmäßig ist, wenn regelmäßig oder zeitweilig größere Wassermengen im Dampf zu erwarten sind. Überhitzung des Dampfes ist nützlich, da mit der Dampftemperatur das theoretische Wärmegefälle bei gleichem Gegendruck ansteigt. Dies bewirkt Sinken des Dampfverbrauchs, Verbesserung der Luftleere und Anspringen des Saugers bei etwas geringerem Druck. Bei kleinen Düsenquerschnitten ist darauf zu achten, daß nicht bei hohen Dampftemperaturen ein Verziehen der einzelnen Teile gegeneinander auftritt, durch welches das Arbeiten des Apparates beeinträchtigt wird.

Je niedriger der Zudampfdruck ist, um so größer ist der Dampfverbrauch für gleiches Luftgewicht. Es ist aber nicht möglich, mit dem Dampfdruck beliebig tief zu gehen. Bei Strahlsaugern, die auf Atmosphärenspannung oder etwas darüber verdichten sollen, scheint diese untere Grenze bei 5 bis 6 at Überdruck zu liegen.

129. Verwertung des Abdampfes. Der Abdampf des Strahlsaugers wird zweckmäßig zur Vorwärmung des als Kesselspeisewasser dienenden Kondensates oder zur Speisewassererzeugung (196) in einem Oberflächenvorwärmer benutzt, aus dem die Luft ins Freie entweicht, während der Abdampf von Kolben- und Turboluftpumpen auch in eine Niederdruckstufe der Hauptturbine oder in den Kondensator geleitet werden kann. Der Abdampf des Strahlsaugers kann auch durch Einleiten in das Kondensat im Warmwasserkasten mittels einer Mischdüse niedergeschlagen werden. Dies empfiehlt sich jedoch nicht, da hierbei die geförderte Luft mit dem Speisewasser vermischt wird, zum Teil in die Kessel und mit dem Dampf in Turbine und Kondensator gelangt, so daß hierdurch die Luftleere verschlechtert wird. Außerdem hat der Luftgehalt des Speisewassers meist Anfressungen des Kesselinnern zur Folge. Da bei der Naßluftpumpe die Luft nicht getrennt

vom Kondensat gefördert werden kann, so bedeutet die Möglichkeit der Kesselanfressungen einen Nachteil der Kolbenaßluftpumpe den anderen Luftpumpenarten gegenüber, wenn nicht besondere Vorkehrungen getroffen werden (vgl. 163).

Damit beim Anfahren, beim Stoppen und bei geringer Belastung der Hauptturbine genügend Kondensat als Kühlwasser für den Kühler des Strahlsaugers vorhanden ist, muß vom Warmwasserkasten zum Hauptkondensator eine Umlaufleitung vorgesehen werden, die in den genannten Fällen zu öffnen ist. Bisweilen richtet man sich hierbei nach der Höhe des Kondensatstandes im Kondensator, die einen gewissen Betrag nicht unterschreiten soll. Das Absperrorgan in dieser Umlaufleitung läßt sich leicht selbsttätig arbeitend einrichten (Abb. 260). Das nahezu entlastete Ventil in der Umlaufleitung ist mit einem Kolben verbunden, dessen eine Seite mit dem Kondensator und dessen andere Seite mit einer Stelle der Hauptmaschine verbunden ist, an welcher der Dampfdruck entsprechend der Belastung steigt. Bei einer Turbine kommt hierfür z. B. der Raum hinter dem Aktionsrad, bei einer Kolbenmaschine ein Aufnehmer in Frage. Sinkt der Druck an dieser Stelle unter einen gewissen einstellbaren Betrag, so wird das Ventil durch Federkraft geöffnet und bei steigender Belastung und somit steigendem Dampfdruck durch diesen wieder geöffnet. Der Handhebel dient dazu, die Gängigkeit des Ventils zu prüfen.

Man kann die Umlaufleitung auch von der Kondensatdruckleitung hinter dem Luftpumpenvorwärmer abzweigen und in der Kondensatleitung zum Warmwasserkasten hinter dieser Abzweigung ein Rückschlagventil vorsehen, um zu verhüten, daß sich der Warmwasserkasten bei geöffneter Umlaufleitung und versagender oder stillstehender Kondensatpumpe in den Kondensator entleert.

Will man die Umlaufleitung mit Zubehör vermeiden, so muß der Kühler für den Strahlsauger mit dem gleichen Kühlwasser wie der Hauptkondensator betrieben oder es müssen zwei Kühler, der erste mit Kondensat, der zweite mit Kühlwasser (bei Bordanlagen Seewasser) gekühlt, hintereinandergeschaltet werden. Jene Ausführung ist aber mit Wärmeverlusten verbunden und die zweite ergibt eine unnötige Verwicklung der Anlage.

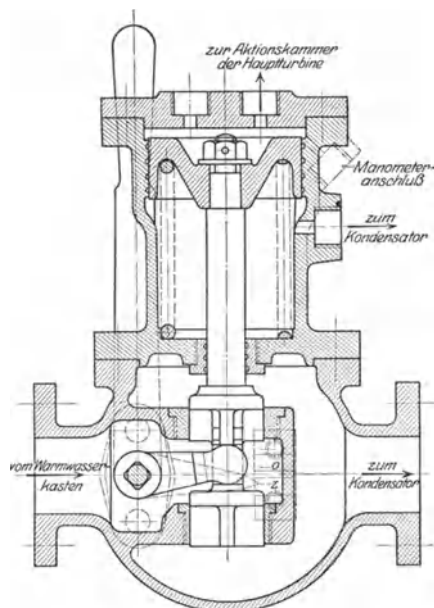


Abb. 260. Selbsttätiges Ventil in der Kondensatumlafleitung.

Ausführungsbeispiele von Dampfstrahlsaugern ohne
Zwischenkondensator.

130. Dampfstrahlsauger Bauart Westinghouse-Leblanc. Der erste Dampfstrahlsauger ohne Zwischenkondensator, der größere Verbreitung gefunden hat, ist von Westinghouse und Leblanc entworfen und durchgebildet worden. Die Ausführung eines von der Maschinenbau A.-G.

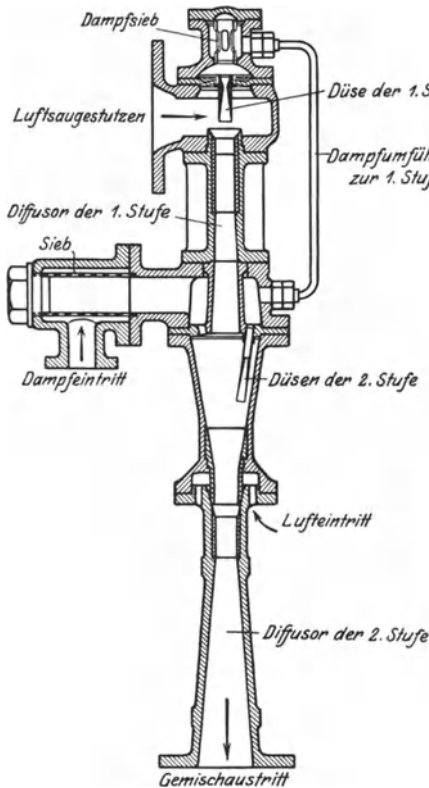


Abb. 261. Dampfstrahlsauger Bauart Westinghouse-Leblanc der Maschinenbau A.-G. Balcke.

Balcke gebauten Apparates (Abb. 261) weicht von der Originalbauart insofern ab, als bei dieser in der ersten Stufe nicht nur eine, sondern mehrere Düsen verwendet wurden. Meist war eine zentral angeordnete Düse von einigen kürzeren Düsen umgeben, die zur Achse etwas geneigt waren. Man ist von dieser Bauart wahrscheinlich deshalb abgekommen, weil die an sich kleine Dampfmenge der ersten Stufe, wenn sie noch dazu auf mehrere Düsen verteilt wird, sehr kleine engste Querschnitte ergibt, die verhältnismäßig leicht zum Verstopfen neigen. Der erste Diffusor weist nach einem kurzen zylindrischen Teil kegelige Erweiterung auf, so daß also möglichst vollständige Umsetzung der Geschwindigkeit in Druck angestrebt wird. Die beim Austritt aus der ersten Stufe noch vorhandene lebendige Kraft wird in der unmittelbar anschließenden zweiten Stufe ausgenutzt.

Diese besteht aus einem Kranz von zur Achse geneigt stehenden Düsen, die den ersten Diffusor ringförmig umschließen. Der zweite Diffusor hat an seiner engsten Stelle den bereits erwähnten ringförmigen Spalt, durch den Luft aus der Atmosphäre eingesaugt wird. Die nutzlose Verdichtung dieser zusätzlichen Luft von der an der engsten Stelle herrschenden Spannung auf Atmosphärendruck beeinträchtigt die Wirtschaftlichkeit des Strahl-saugers nicht, da Versuche des Verfassers ergeben haben, daß die unmittelbar geförderte Luftmenge durch diese Zusatzluft nicht beinflußt wird.

Als Baustoff dient Gußeisen mit Bronzebüchsen an den Stellen höchster Geschwindigkeit. Die Düsen bestehen ebenfalls aus Bronze. Vor den Dampfdufen sind engmaschige Siebe angeordnet, um etwa vom Dampfmitgeführte Unreinigkeiten nach Möglichkeit zurückzuhalten. Die Siebe können ohne Abbau von Rohrleitungen nachgesehen und gereinigt werden. Beide Stufen des Strahlsaugers werden mit Frischdampf von 6 bis 15 at Überdruck je nach den vorliegenden Betriebsverhältnissen betrieben.

Abb. 262 läßt geförderte trockene Luftmenge und Luftleere von zwei parallelgeschalteten Strahlsaugern erkennen. Der Gesamtdampfverbrauch beträgt etwa 800 kg/h bei 9 at abs. Zudampfdruck. Abb. 263 zeigt die Luftleistung einer solchen

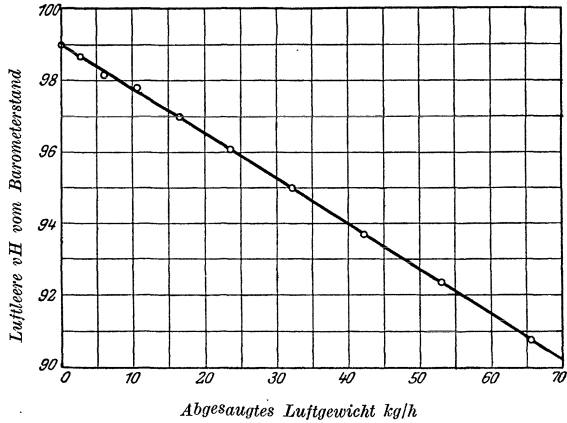


Abb. 262. Luftleistung von zwei parallelgeschalteten W.-L.-Dampfstrahlluftpumpen der Maschinenbau A.-G. Balcke. Zudampfdruck 9 at abs. Dampfverbrauch rd. 800 kg/h, Barometerstand 750,7 mm Q.-S.

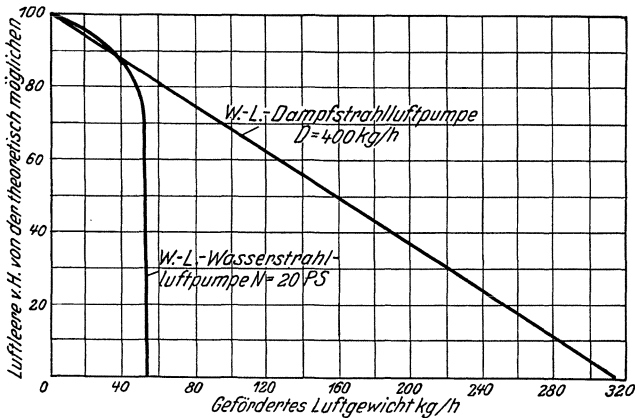


Abb. 263. Vergleich zwischen Wasser- und Dampfstrahlluftpumpe Bauart Westinghouse-Leblanc.

Pumpe bis zu Luftleere 0 herunter im Vergleich mit einer Wasserstrahlluftpumpe, Bauart Westinghouse-Leblanc, von Balcke. Beide Luftpumpen haben zwischen 90 und 100 vH Luftleere etwa gleiche Luftleistung und auch etwa gleichen Dampfverbrauch. Bei

einer Luftmenge von wenig mehr als 50 kg/h fällt bei der Wasserstrahlpumpe die Luftleere bis auf 0 vH, d. h. die Pumpe schnappt ab, während die Luftleistung des Dampfstrahlsaugers bis auf 315 kg/h bei 0 vH, also über das Sechsfache ansteigt. Dieser kann daher einen Kondensator von gegebener Größe schneller entlüften als die W.-L.-Wasserstrahlpumpe. Hinzu kommt noch, daß der Dampfstrahlsauger nicht angewärmt zu werden braucht. Sobald das Zudampfventil geöffnet

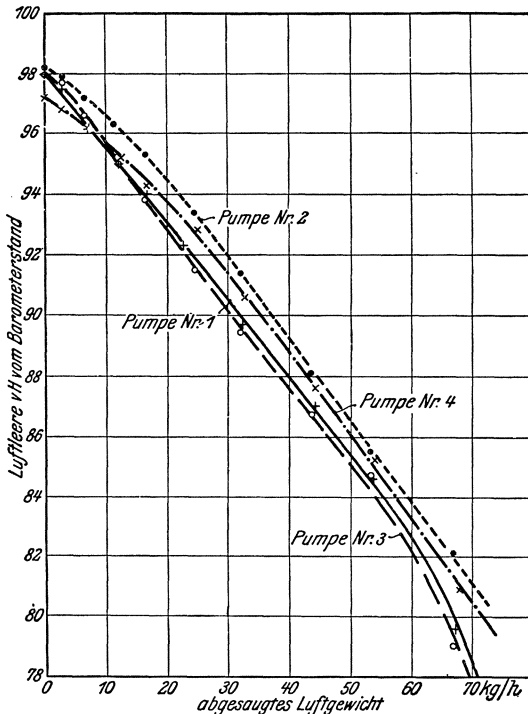


Abb. 264. Luftleistung von Dampfstrahlluftpumpen Bauart Westinghouse-Leblanc. Zudampfdruck 9 at abs., Dampfeuchtigkeit rd. 3 vH, Gegendruck 0,1 at Überdr. Mittlerer Dampfverbrauch 474 kg/h. Förderung trockener Luft.

arbeiten bei einem Gegendruck von 0,1 at erforderlich war. Die Luftleistungen der verschiedenen Pumpen weichen, trotzdem sie gleich ausgeführt sein sollen, nicht unerheblich voneinander ab, so daß sich z. B. bei 96 vH Luftleere ein Unterschied von rd. 60 vH an Luftmenge, bezogen auf den kleineren Wert, ergibt.

Den Abdampf führt Balcke, wenn angängig, in einen Mischwärmer (Abb. 265). Diesem wird Kesselzusatzwasser in einer solchen Menge zugesetzt, daß es sich bis auf nahezu 100° C erwärmt, damit die vom Strahlsauger geförderte Luft möglichst nicht im Wasser gelöst bleibt. Bei Überschreiten von 80° C fängt die Luft an, lebhaft zu

wird, erzeugt er Luftleere. Wird die Wasserstrahlluftpumpe, wie es häufig der Fall ist, von einer Dampfturbine angetrieben, so ist für diese eine gewisse Zeit zum Anwärmen nötig, in der beim Strahlsauger die Entlüftung bereits beendet sein kann.

An vier Luftpumpen, die bis auf Zahl und Anordnung der Düsen in der ersten Stufe wie der Strahlsauger nach Abb. 261 ausgeführt waren, hat Verfasser Versuche vorgenommen, deren Ergebnisse Abb. 264 zeigt. Die angesaugte Luftmenge wurde durch Düsen und der Dampfverbrauch durch Auffangen des Kondensates in geeichten Gefäßen bestimmt. Der Zudampfdruck wurde so hoch eingestellt, wie zur Erzielung sicheren Ar-

entweichen. Das Wasser wird infolge der hohen Temperatur gleichzeitig enthärtet, da die Kalkbildner ausgefällt werden. Das Zusatzwasser wird dann mit dem übrigen Kesselspeisewasser gemischt. Trotzdem ein Oberflächenvorwärmer teurer als ein Mischvorwärmer ist, ist seine Verwendung doch vorzuziehen, da dann die Luft vom Kondensat vollkommen ferngehalten wird. Trotz der hohen Temperatur des Wassers wird beim Mischvorwärmer etwas Luft im Wasser gelöst bleiben und so in den Kessel gelangen, was mit den bereits erwähnten Nachteilen verknüpft ist.

**131. Dampfstrahl-
luftpumpen Bauart
Hoefler.** Abb. 266 zeigt
einen Strahlsauger
älterer Ausführung,
der in der deutschen
Kriegsmarine ange-
wendet worden ist.
Auch bei dieser Luft-
pumpe sind zwei
Düsensysteme un-
mittelbar hinterein-
andergeschaltet, nur
besitzt die zweite
Stufe anstatt des
Kranzes von Einzel-
düsen beim Westing-
house-Leblanc-
Apparat eine einzige
Düse von ringförmigem
Querschnitt. Die günstige
Wirkung dieser Bauart
erklärt sich daraus, daß
die zu fördernde Luft von

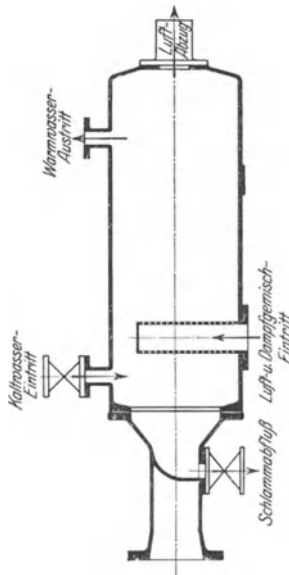


Abb. 265. Misch-
vorwärmer.

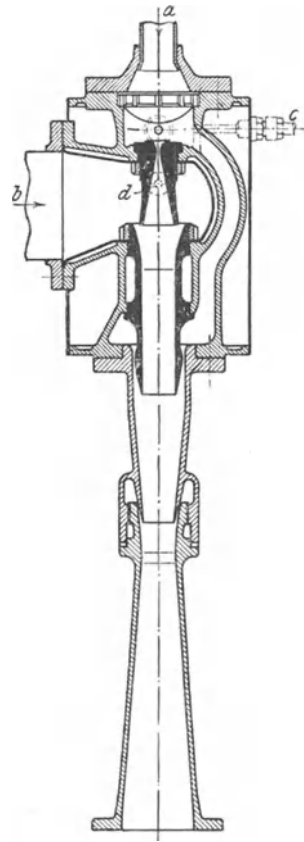


Abb. 266. Dampfstrahl-
pumpe Bauart Hoefler,
ältere Ausführung.

dem Strahl der oberen Düse von innen und von dem Dampfstrahl der Ringdüse von außen gefaßt wird, wobei gleichzeitig im ersten Diffusor eine Vorverdichtung der Luft auf den Zwischendruck stattfindet. An der engsten Stelle des zweiten Diffusors ist noch der mit einer Kammer in Verbindung stehende Ringspalt ausgeführt, der aber mit der Außenluft nicht in Verbindung steht. Der Blecheinsatz in der Saugekammer soll die Luft vor Erwärmung durch das heiße Gehäuse schützen. Beim Arbeiten des Saugers bildet sich nämlich zwischen Einsatz und Gehäuse ebenfalls ein nahezu luftleerer Raum, der isolierend wirkt.

Zahlentafel 22.

Erprobung einer Dampfstrahlluftpumpe Bauart Hoefler, Größe II, ältere Ausführung. Baujahr 1916. Förderung trockener Luft.

Zudampfdruck	Gegendruck	Barometerstand	Durchmesser der geöffneten Luftdüse	Abgesaugtes Luftgewicht	Luftleere am Saugstutzen	Luftleere vH vom Barometerstand	Dampfverbrauch
at Überdr.	at Überdr.	mm Q.-S.	mm	kg/h	mm Q.-S.	vH	kg/h
10,5	0,1	777,3	0	0	767	98,7	790
10,5	0,1	777,3	2,13	3,04	764	98,3	790
10,5	0,1	777,3	3,20	6,86	760	97,8	790
10,5	0,1	777,3	4,36	12,74	755,5	97,2	790
10,5	0,1	777,3	5,05	17,07	752	96,8	790
10,5	0,1	777,3	6,16	25,4	747	96,1	790
10,5	0,1	777,3	7,05	33,3	741	95,4	790
10,5	0,1	777,3	8,21	45,2	728	93,7	790
10,5	0,1	777,3	9,07	55,1	716	92,2	790
11,0	0,1	780,6	10,16	69,3	689	88,3	824
11,0	0,1	780,6	11,10	82,8	677	86,8	824
12,0	0,05	777,3	10,16	69,0	704	90,6	893
13,0	0,05	777,3	11,10	82,5	694	89,3	961
11,0	0,1	774,8	20,0	264	∞ 250	32,3	824

Zahlentafel 23.

Erprobung einer Dampfstrahlluftpumpe Bauart Hoefler, Größe III, ältere Ausführung. Baujahr 1917. Förderung trockener Luft.

Zudampfdruck	Gegendruck	Barometerstand	Durchmesser der geöffneten Luftdüse	Abgesaugtes Luftgewicht	Luftleere am Saugstutzen	Luftleere vH vom Barometerstand	Dampfverbrauch
at Überdr.	at Überdr.	mm Q.-S.	mm	kg/h	mm Q.-S.	vH	kg/h
11,0	0,1	768,2	0	0	759,5	98,9	1460
11,0	0,1	768,2	2,13	3,00	757	98,6	1460
11,0	0,1	768,2	3,20	6,79	755,5	98,4	1460
11,0	0,1	768,2	4,36	12,58	753	98,1	1460
11,0	0,1	768,2	5,05	16,88	751,5	97,9	1460
11,0	0,1	768,2	6,16	25,2	748,5	97,5	1460
11,0	0,1	768,2	7,05	32,9	746	97,2	1460
11,0	0,1	768,2	8,21	44,6	742	96,6	1460
11,0	0,1	768,2	9,07	54,4	738,5	96,2	1460
11,0	0,1	768,2	10,16	68,3	731,5	95,3	1460
11,0	0,1	768,2	11,10	81,7	724	94,3	1460
11,0	0,1	768,2	12,08	96,8	716,5	93,4	1460
11,0	0,1	768,2	13,03	112,6	710	92,5	1460
11,0	0,1	768,2	14,03	130,5	703	91,6	1460
11,0	0,1	768,2	15,05	150,2	676	88,1	1460
11,0	0,1	768,2	16,04	170,5	653	85,0	1460
12,5	0,05	768,2	15,05	150,2	694	90,4	1642
13,0	0,05	768,2	16,04	170,5	686	89,3	1703

Versuchsergebnisse an einem solchen Strahlsauger sowie an einem größeren gleicher Bauart sind in Zahlentafel 22 und 23 enthalten (Näheres über diese und die folgenden Versuche s. ⁵⁴). Luftleere und gefördertes Luftgewicht sind in Abb. 267 dargestellt, die auch die Versuchsergebnisse an einem verbesserten Strahlsauger Größe II enthält (s. Zahlentafel 24.) An einem Strahlsauger nach Abb. 266 sind auch umfangreiche

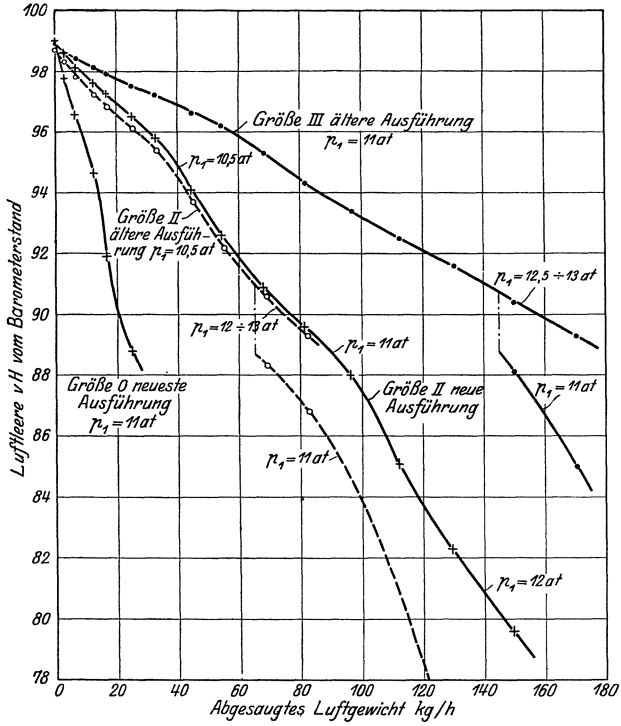


Abb. 267. Luftleistung von Dampfstrahlluftpumpen Bauart Hoefler. Förderung trockener Luft.

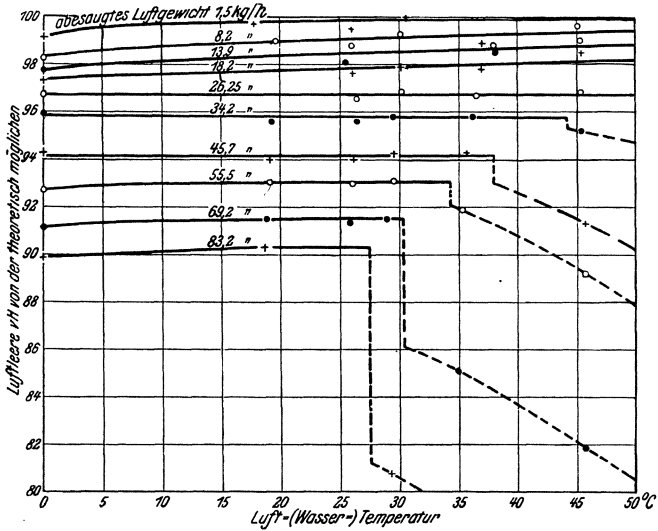


Abb. 268. Luftleere in vH von der theoretischen eines Dampfstrahlsaugers Bauart Hoefler, GröÙe II, ältere Ausführung, beim Absaugen von mit Wasserdampf gesättigter Luft verschiedener Temperatur.

Versuche beim Absaugen von dampfhaltiger Luft verschiedener Temperatur ausgeführt worden, deren Ergebnisse aus Abb. 268 und 269, sowie aus den Abb. 270 und 271 für einen großen Strahlsauger erkennbar sind. Bei diesen Versuchen strich die Luft durch einen Regen angewärmten Wassers verschiedener Temperatur hindurch (s. auch 145).

Zahlentafel 24.

Erprobung einer Dampfstrahlluftpumpe Bauart Hoefler, Größe II, neuere Ausführung. Baujahr 1917. Förderung trockener Luft.

Zudampfdruck	Gegendruck	Barometerstand	Durchmesser der geöffneten Luftdüse	Abgesaugtes Luftgewicht	Luftleere am Saugeutzen	Luftleere vH vom Barometerstand	Dampfverbrauch
at Überdr.	at Überdr.	mm Q.-S.	mm	kg/h	mm Q.-S.	vH	kg/h
10,5	0,1	763,6	0	0	755,5	99,0	728
10,5	0,1	763,6	2,13	2,99	752,5	98,6	728
10,5	0,1	763,6	3,20	6,75	748,5	98,1	728
10,5	0,1	763,6	4,36	12,52	745	97,6	728
10,5	0,1	763,6	5,05	16,8	742,5	97,25	728
10,5	0,1	763,6	6,16	25,0	736,5	96,5	728
10,5	0,1	763,6	7,05	32,8	732	95,8	728
10,5	0,1	763,6	8,21	44,4	718	94,1	728
10,5	0,1	763,6	9,07	54,2	706,5	92,6	728
11,0	0,1	763,6	10,16	68,0	694,5	90,9	760
11,0	0,08	763,6	11,10	81,2	684,5	89,6	760
11,0	0,07	763,6	12,08	96,1	671,5	88,0	760
11,0	0,05	763,6	13,03	112,0	649,5	85,1	760
12,0	0,05	763,6	14,03	129,6	628	82,3	823
13,8	0,05	763,6	15,05	149,4	608	79,6	937

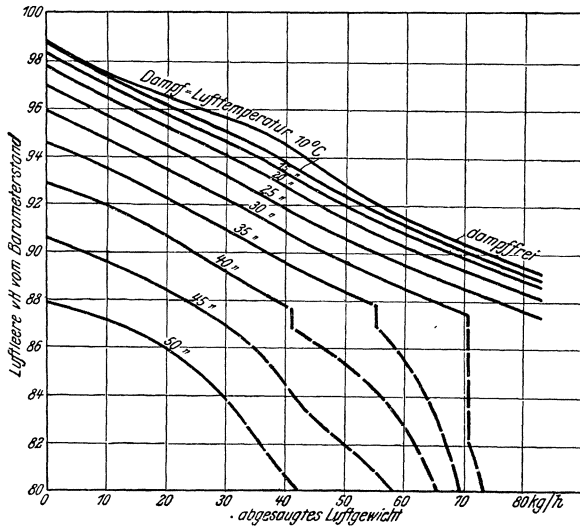


Abb. 269. Luftleere in vH von 760 mm Barometerstand eines Dampfstrahlsaugers Bauart Hoefler, Größe II, ältere Ausführung.

Zahlentafel 25.

Luftleistung eines Strahlsaugers Bauart Hoefler neuester Ausführung, Größe 0, bei Förderung trockener Luft. Zudampfdruck 11 at Überdruck bei etwa 3 vH Dampfeuchtigkeit. Gegendruck 0,1 at Überdruck. Dampfverbrauch 210 kg/h.

Abgesaugtes Luftgewicht	Luftleere vH von 760 mm Barometerstand
kg/h	
0	98,9
2,99	97,75
6,33	96,55
12,55	94,65
16,8	91,9
25,0	88,8

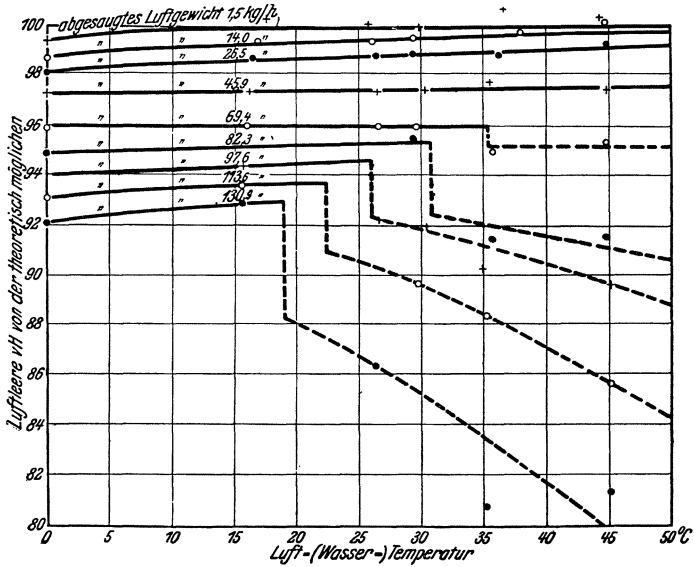


Abb. 270. Luftleere in vH von der theoretisch möglichen eines Dampfstrahlsaugers Bauart Hoefler, Größe III, ältere Ausführung, beim Ansaugen von mit Wasserdampf gesättigter Luft verschiedener Temperatur.

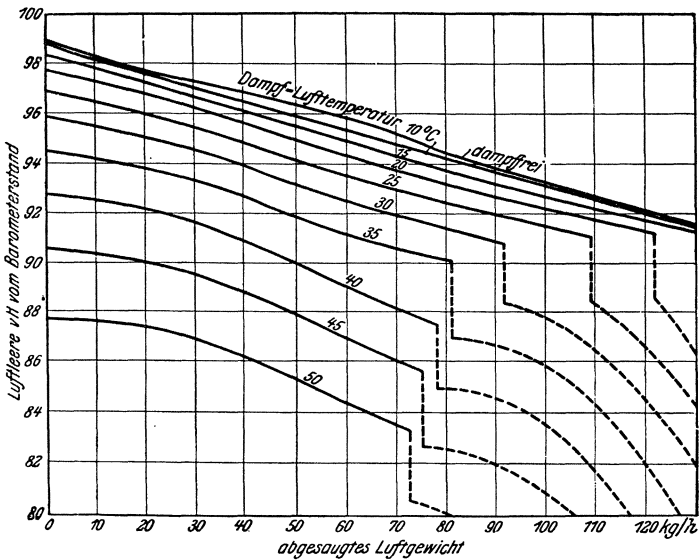


Abb. 271. Luftleere in vH von 760 mm Barometerstand eines Dampfstrahlsaugers Bauart Hoefler, Größe III, ältere Ausführung.

Der Strahlsauger erfordert einen gewissen, geringsten Zudampfdruck, wenn er die höchste Luftleere erzeugen soll (s. Abb. 272). Arbeitet er aber einmal richtig, so kann dieser niedrigste Anfahrdruck erheblich

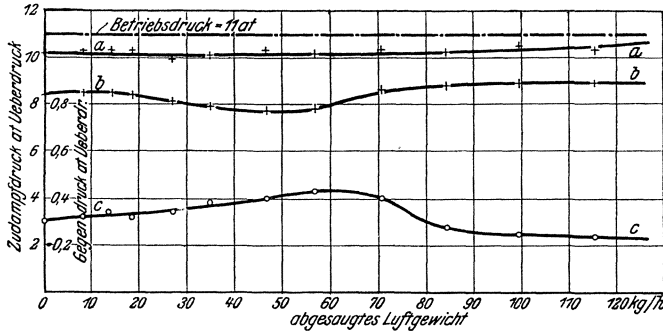


Abb. 272. Niedrigster Zudampfdruck und höchster Gegendruck bei einer Dampfstrahlluftpumpe Bauart Hoefler, Größe III, ältere Ausführung.

- a) Niedrigster Druck, bei dem die Luftpumpe bei 0,05 at Gegendruck sicher anfährt.
- b) Zudampfdruck, bei dessen Unterschreitung die Luftpumpe bei 0,05 at Gegendruck aussetzt.
- c) Gegendruck, bei dessen Überschreitung bei 11 at Zudampfdruck die Luftpumpe aussetzt.

unterschritten werden, ehe die Luftleere wieder schlechter wird, s. Zahlentafel 26. Ebenso kann dann der Gegendruck ziemlich stark ansteigen, ehe sich die Luftleere verschlechtert. Beides ist aus der gleichen Abbil-

Zahlentafel 26.

Betriebsergebnisse mit einem Strahlsauger Bauart Hoefler neuester Ausführung auf einem Frachtdampfer. Dampfverbrauch 210 kg/h bei 11 at Überdruck. Der zweite Strahlsauger war nicht angestellt.

Datum	Zeit	Turbinenleistung	Abdampfmenge der Turbine	Hilfsabdampfmenge (geschätzt)	Gesamte im Kondensator niedriger-thermische Dampfmenge	Kühlwasser-eintrittstemperatur	Kühlwasser-austrittstemperatur	Dampfentemperatur im Abdampfsutzen t_s	Lufttemperatur im Sauge-rohr des Strahlsaugers	Kondensattemperatur vor dem Abdampfvorwärmer des Strahlsaugers	Kondensattemperatur hinter dem Vorwärmer	Zudampfdruck am Strahlsauger	Unterdruck am Strahlsauger H	Aus H und t_s bestimmter Barometerstand	Luftleere vH vom Barometerstand
1922		WPS	kg/h	kg/h	kg/h	°C	°C	°C	°C	°C	°C	at	at	mm Q.-5.	vH
4. 10.	10 ⁵⁰ V.	1895	7440	900	8340	11	20	28	24,5	18	31	13	1,0	761	96,8
4. 10.	3 ⁰⁵ N.	1990	7900	900	8800	11	19	28	23	19	32	12,2	1,0	761	96,8
5. 10.	2 ¹⁰ V.	2010	7750	900	8650	11	20	28	21	19,5	33	12,5	1,0	761	96,8
5. 10.	4 ⁰⁵ N.	1690	6620	900	7520	12	16	29	22	20	36	10	1,0	762	96,7
6. 10.	4 ¹⁵ V.	1895	7060	900	7960	13	17	28	24	20	36	8,8	1,0	761	96,8
6. 10.	3 ³⁵ N.	1895	7250	900	8150	12	16	28	22	21	37	12	1,0	761	96,8
7. 10.	2 ⁴⁵ V.	1825	7240	900	8140	14	22	30	29?	26	40	12	1,0	763	96,6
7. 10.	3 ³⁰ N.	1850	7090	900	7990	14	23	28	24	28,5	44	11,5	1,0	761	96,8

zung zu erkennen. Bis zu diesem Zudampfdruck herunter — 8 at Überdruck unter mittleren Verhältnissen — bzw. bis zu diesem Gegendruck von 0,4 at Überdr. bleibt die Luftleere vollkommen unverändert.

Der Strahlsauger nach Abb. 266 ist ganz aus Bronze hergestellt. Dies ist jedoch im allgemeinen nicht erforderlich, es genügt, für das Gehäuse Gußeisen oder bei großen Apparaten auch Stahlguß zu verwenden. Die Düsen und Diffusoren müssen aber stets aus Bronze sein mit Ausnahme des kegelig erweiterten Teils des zweiten Diffusors, der auch aus Gußeisen bestehen kann. Bei Verwendung von Bronzeinserten sind beim Entwurf und bei der Ausführung die Dehnungsunterschiede zwischen Eisen und Bronze zu beachten.

Abb. 273 zeigt die neueste Ausführungsform des Strahlsaugers, die auf einer Reihe von Frachtdampfern von rd. 5000 Brutto-Register-Tonnen eingebaut ist und sich sehr gut bewährt hat. Der Absatz des zweiten Diffusors ist fortgefallen, die kegelige Verjüngung hat dafür einen kleineren Kegelwinkel erhalten. Der kegelige Teil ist bis zum Einlauf in die Ringdüse fortgesetzt, so daß es durch entsprechende Beilagen möglich ist, den inneren und äußeren Teil der Ringdüse in axialer Richtung gegeneinander zu verschieben und so den Querschnitt der Ringdüse zu verändern und auf

den richtigen Wert einzustellen. Dies soll aber nur einmal bei der Werkstatserprobung des Apparates, nicht aber später im Betriebe oder wenn, dann nur im Notfalle geschehen. Die Zugänglichkeit der inneren Teile ist verbessert. Die Düse der zweiten Stufe kann in 10 Minuten aus- und wieder eingebaut werden. In die Dampfzuleitung ist ein leicht auswechselbares Sieb geschaltet.

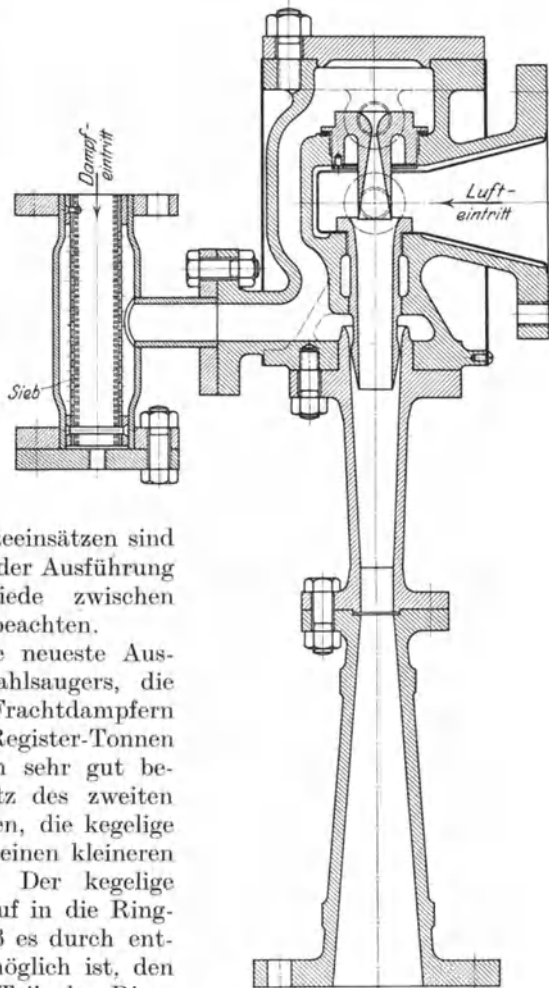


Abb. 273. Dampfstrahlluftpumpe Bauart Hoefler, neueste Ausführung.

Zahlentafel 25 gibt Versuchsergebnisse an einem solchen Strahlsauger bei Absaugung trockener Luft, die auch in Abb. 267 dargestellt sind (Größe 0).

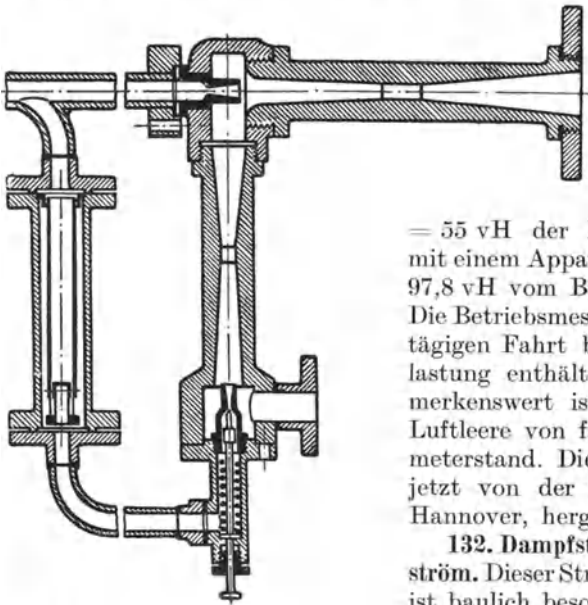


Abb. 274. Dampfstrahlluftpumpe von Ljungström.

Bei der Probefahrt des ersten Dampfes wurde bei Kühlwasser von 9° und einer Turbinenleistung von 1150 WPS

= 55 vH der Konstruktionsleistung mit einem Apparat eine Luftleere von 97,8 vH vom Barometerstand erzielt. Die Betriebsmessungen von einer viertägigen Fahrt bei nahezu voller Belastung enthält Zahlentafel 26. Bemerkenswert ist auch hier die hohe Luftleere von fast 97 vH vom Barometerstand. Die Strahlsauger werden jetzt von der Gebr. Körting A.-G., Hannover, hergestellt.

132. Dampfstrahlsauger von Ljungström. Dieser Strahlsauger (Abb. 274⁷⁸) ist baulich besonders einfach, da auf die Ausnutzung der restlichen Strömungsenergie der ersten Stufe verzichtet ist, so daß auch die zweite Stufe mit

kreisrunder Düse ausgeführt werden kann. Die erste Stufe arbeitet senkrecht nach oben und drückt die Luft der zweiten Stufe zu. Aus den Versuchsergebnissen (Abb. 275) geht hervor, daß das Arbeiten mit nur einer Düse vorteilhafter ist, wenn die Luftmenge so groß wird, daß der absolute

Druck 0,11 at abs. übersteigt. Der Sauger wurde mit gesättigtem Dampf von 12 bis 18 at Überdr. betrieben. In Abb. 275 ist auch das Verhältnis von Dampf zu Luftmenge eingetragen, in der Quelle ist jedoch nicht angegeben, auf welchen Zudampfdruck sich dieses Verhältnis bezieht.

In die Zuleitung zur ersten Stufe ist ein Sieb eingeschaltet. Durch das Nadelventil kann der Zudampf zur ersten Stufe abgesperrt werden.

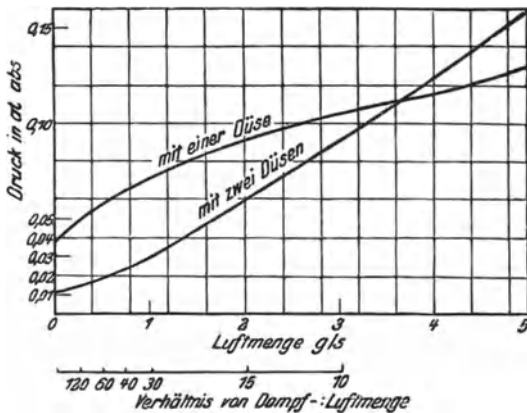


Abb. 275. Luftleistung der Dampfstrahlluftpumpe von Ljungström.

133. Dampfstrahlsauger von Brown, Boveri & Co. Dieser Strahlsauger (Abb. 276) unterscheidet sich von dem vorhergehenden nur dadurch, daß für die erste Stufe statt Dampf atmosphärische Luft verwendet wird. Dies bringt eine Dampfersparnis mit sich, hat aber den Nachteil, daß die erste Stufe wegen des geringeren Druckgefälles bei größeren abzusaugenden Luftmengen geringere Wirksamkeit hat. Auch der größere Luftgehalt des Abdampfes ist zu beachten.

134. Radojet-Dampfstrahlluftpumpe ohne Zwischenkondensator. Das Bestreben, der abzusaugenden Luft eine möglichst große Oberfläche des Dampfstrahls zu bieten, hat in Amerika zum Bau der genannten

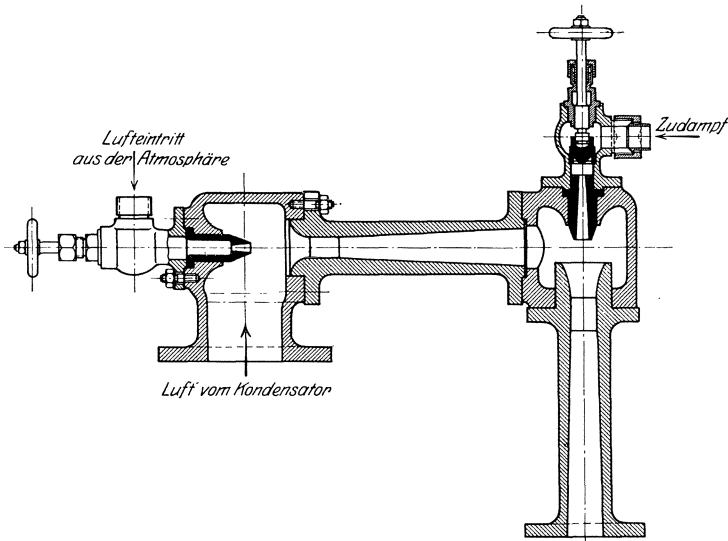


Abb. 276. Dampfstrahlluftpumpe von Brown, Boveri & Co.

Dampfstrahlluftpumpe geführt (Abb. 277). In der ersten Stufe sind mehrere kleine Düsen verwendet ähnlich wie in der zweiten Stufe des Westinghouse-Leblanc-Strahlsaugers, in der zweiten Stufe dagegen ist der Dampfstrahl scheibenförmig. Die Luft wird auf beiden Seiten dieses Dampfstrahles mitgerissen und durch den ringförmig umschließenden Diffusor in den Auspuffstutzen gefördert. Das Dehnungsverhältnis des Dampfes in der Scheibendüse läßt sich durch seitliches Verschieben der einen beweglichen Düsenwand verändern. Auf diese Weise lassen sich bei jedem Apparat die günstigsten Verhältnisse auf dem Versuchsstand einstellen. Der Dampfverbrauch wird durch die Verstellung nicht beeinflusst, da der engste Querschnitt der Düse in dem feststehenden Teil sitzt und durch die Verschiebung des beweglichen Teiles nicht verändert wird. Unerwünscht ist, daß bei einer Verschiebung der Düsenplatte die Mittelebene der Düse nicht mehr mit der Mittelebene des Diffusors zusammenfällt. Nachteilig ist auch der Umstand, daß es infolge der Bauart der zweiten Stufe unmöglich ist,

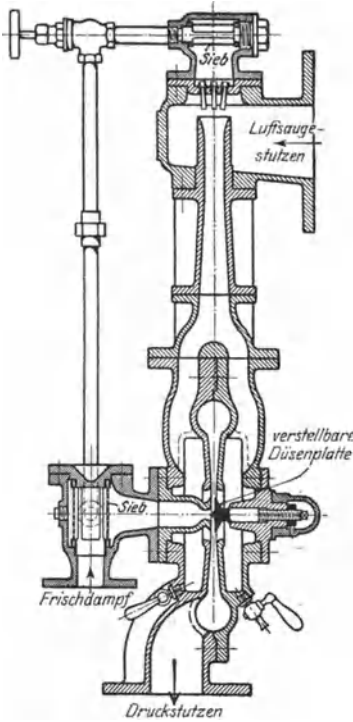


Abb. 277. Radojet - Dampfstrahlluftpumpe ohne Zwischenkondensator.

die Austrittsenergie der ersten Stufe auszunutzen. Hierdurch wird der Vorteil der großen Dampfoberfläche bei der zweiten Stufe zum Teil aufgehoben. Außerdem ist es fraglich, ob der Größe der Oberfläche wirklich besonderer Wert beizumessen ist. Tatsächlich hat, wie die nachstehend mitgeteilten Versuchsergebnisse zeigen, der Strahlsauger Bauart Hoefler trotz wesentlich kleinerer Oberfläche etwas bessere Luftleistung aufzuweisen.

In die Dampfzuleitungen sind leicht auswechselbare Siebe eingeschaltet. Die Öffnungen der Siebe, die aus gelochtem Monelmetall oder aus Drahtgaze von demselben Baustoff bestehen, sind kleiner als die Düsenöffnungen. Die Dampfdufen der ersten Stufe werden aus Bronze, die der zweiten Stufe aus Monelmetall, die bewegliche Düsenwand aus Sonderstahl hergestellt. Die Diffusoren bestehen ebenfalls aus Bronze und bilden bei kleineren Ausführungen einen Teil des Gehäuses; bei größeren Luftpumpen wird das gußeiserne Gehäuse mit Einsatzbuchsen versehen.

Die erreichbare Luftleere bei Veränderung der abgesaugten Menge trockener Luft ist aus Abb. 278 bei Betrieb mit einer oder mit beiden Druckstufen zu er-

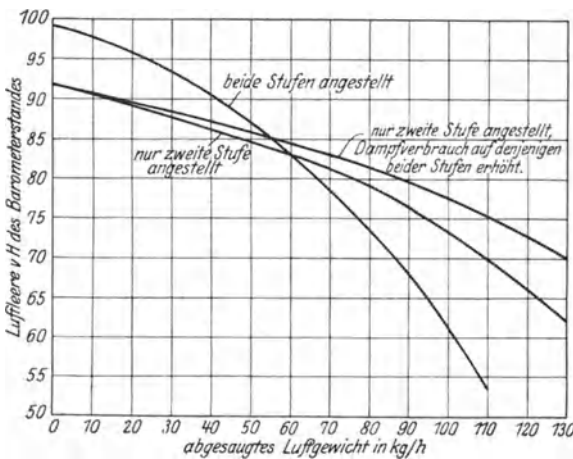


Abb. 278. Luftleistung eines zweistufigen Dampfstrahlsaugers ohne Zwischenkondensator.

sehen. Man erkennt, daß die Abschaltung der ersten Stufe die Luftleere bei kleinen Luftmengen erheblich verschlechtert, daß aber von etwa 84 vH Luftleere an abwärts das Arbeiten mit nur einer Druckstufe günstiger ist, ein Fall, der allerdings in Wirklichkeit nur selten eintreten wird. Erhöhung des Zudampfdruckes der zweiten Stufe allein bewirkt eine geringe Verbesserung

der Luftleere. Die Schaulinien gelten natürlich für eine bestimmte Strahlvorrichtung; ihre Lage zueinander ändert sich, wenn das Verhältnis des Verdichtungsgrades der ersten Stufe zu dem der zweiten Stufe ein anderes wird.

Die Versuchsergebnisse beim Absaugen von Luft, die mit Wasserdampf verschiedener Temperatur gesättigt ist, sind aus Abb. 279 zu ersehen. Der Dampfverbrauch hat bei den Versuchen 780 kg/h bei kleinen, bis zu 880 kg/h bei großen Luftmengen betragen. Dieser Unterschied kommt dadurch zustande, daß der Dampfdruck vor beiden Stufen von rd. 7,1 auf rd. 8,1 at Überdruck erhöht werden mußte, um bestmögliche Luftleere zu erhalten. Der Gegendruck steigt dabei von 0,02 auf 0,12 at. Der Zudampf war ferner bei den Versuchen trocken gesättigt bis leicht überhitzt.

Bei einem bestimmten Zudampfdruck kann der Gegendruck bis zu einem bestimmten Betrag gesteigert werden, ohne daß die Luftleere sich ändert. Bei Überschreitung dieses Gegendruckes fällt die Luftleere plötzlich ab, s. Abb. 280, aus der auch hervorgeht, daß ein höherer Gegendruck durch Steigerung des Anfangsdruckes überwunden werden kann. Damit ist freilich auch ein erhöhter Dampfverbrauch verbunden. Der höchste Gegendruck, der ohne Verschlechterung der Luftleere bewältigt werden kann, beträgt etwa 0,25 at. Die Schaulinien beziehen sich auf Förderung von rd. 16 kg/h mit Wasserdampf gesättigter Luft.

135. Delas - Dampfstrahlluftpumpe ohne Zwischenkondensator.

Beim Strahlsauger der Société Condenseurs Delas, Paris, ist ein eigenartiges Verfahren angewandt worden, um sicheres Arbeiten herbeizuführen und den Dampfverbrauch zu verringern. Bei Vorversuchen wurde beobachtet, daß die Luftleistung um

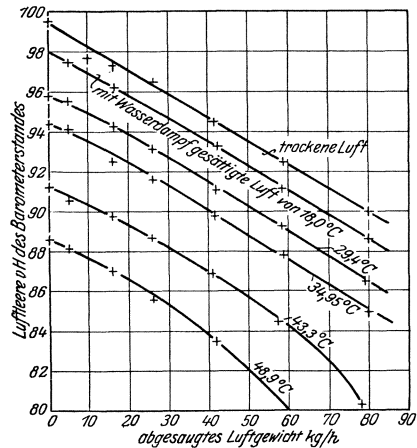


Abb. 279. Radojet-Dampfstrahlsauger ohne Zwischenkondensator. Luftleere in vH von 760 mm Barometerstand bei verschiedenen Mengen und Temperaturen des abgesaugten Dampf-Luft-Gemisches. Dampfverbrauch 780 bis 880 kg/h. Dampfdruck 7,1 bis 8,1 at Überdruck. Gegendruck 0,02 bis 0,12 at Überdruck.

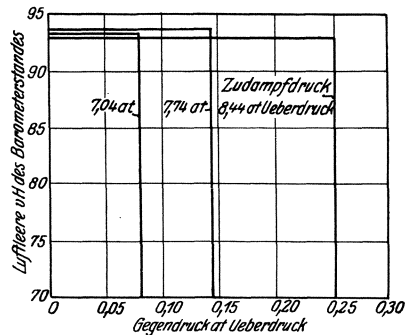


Abb. 280. Radojet-Dampfstrahlsauger ohne Zwischenkondensator. Einfluß des Gegendruckes auf die Luftleere bei verschiedenem Zudampfdruck. Förderung von 16,3 kg/h mit Wasserdampf von 32,2° C gesättigter Luft.

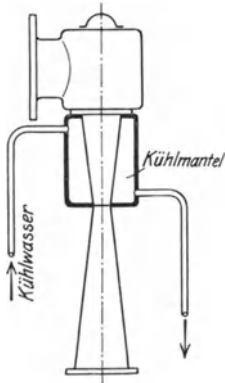


Abb. 281. Dampfstrahl-
sauger mit gekühltem
Diffusor.

so größer wird, je weiter die Düse vom Diffusor entfernt wird¹⁾ und daß gleichzeitig die Temperatur im Diffusor ansteigt. Bei Überschreiten einer gewissen Entfernung zwischen Düse und Diffusor fiel die Luftleere plötzlich stark ab. Man schloß nun, daß sich durch Kühlhalten des Diffusors dieses Versagen vermeiden und die Luftleistung noch weiter steigern lassen müsse. Es wurde ein Strahlsauger mit einem Kühlmantel versehen (Abb. 281) und zunächst bei Betrieb ohne Kühlung die erste Düse so weit entfernt, bis der Strahlsauger aussetzte und die Luftleere nur noch 36,6 vH betrug. Nach Anstellen des Kühlwassers stieg die Luftleere in der Tat auf 93,3 vH und es war möglich, die Düse noch höher zu rücken und die Luftleere noch weiter zu verbessern. Die beobachtete Erscheinung ist dadurch zu erklären, daß ohne Kühlung der Querschnitt des Diffusors bei Überschreitung einer gewissen Luftmenge und einer bestimmten Temperatur nicht mehr ausreicht, so daß der Strahlsauger versagt. Durch die Kühlung wird das Volumen so verkleinert, daß der Querschnitt nicht nur ausreicht, sondern daß sogar das Luftgewicht gesteigert werden kann oder der absolute Druck vermindert wird. Während die Austrittstemperatur bei einem gewöhnlichen Strahlsauger bisweilen 270° C erreichen kann, sinkt sie beim Delas-Apparat auf rd. 100° C entsprechend Atmosphärendruck. Durch die Kühlung wird gleichzeitig eine Annäherung der Verdichtung von der adiabatischen an die isothermische erzielt. Dies bedeutet eine Verminderung der aufzuwendenden Arbeit, die eine Dampfersparnis zur Folge hat. Dieser Ersparnis steht aber die vom Kühlwasser fortgeführte Wärmemenge entgegen, die als Verlust anzusehen ist.

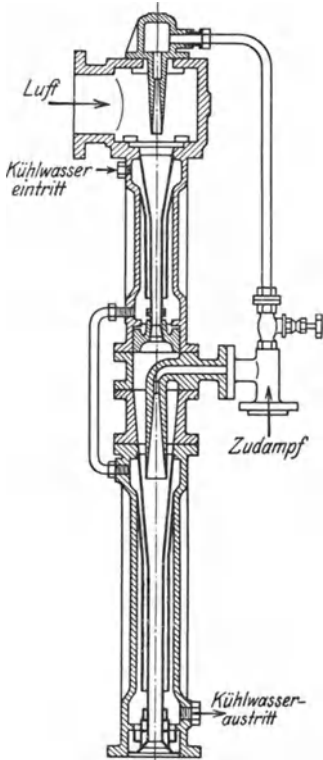


Abb. 282. Delas-Dampfstrahl-
sauger ohne Zwischenkon-
densator.

Ein nach dem geschilderten Grundsatz gebauter Strahlsauger mit zwei unmittelbar hintereinander geschalteten Stufen ist in Abb. 281 dargestellt. Um die Wärmeübertragung von Dampf an das Kühlwasser möglichst zu begünstigen, sind die Diffusoren dünnwandig ausgeführt und in geringem

¹⁾ Da Verfasser bei seinem Strahlsauger das Gegenteil gefunden hat, haben anscheinend die gewählten Formen und Abmessungen großen Einfluß auf das Verhalten in dieser Beziehung.

Abstände von einem Mantel umgeben. Der gebildete Zwischenraum wird vom Kühlwasser durchflossen, das der Kühlwasserpumpe entnommen wird. Das Wasser wird oben zugeführt und am unteren Ende wieder abgeführt, bewegt sich also im Gleichstrom zum Dampf, weil es dann bei fortschreitender Erwärmung an Stellen mit immer höherer Temperatur gelangt und so am besten ausgenutzt wird. Die Düsen haben so großen Durchmesser, daß Dampfsiebe entbehrlich sind. Die Ausbildung der zweiten Düse macht die Ausnutzung beim Austritt aus der ersten Stufe etwa noch vorhandener Strömungsenergie unmöglich.

Ausführungsbeispiele von Dampfstrahlsgaugern mit Zwischenkondensator.

136. Strahlsgauger Bauart Josse-Genessee. Die genannten beiden Forscher haben als erste eine Dampfstrahlluftpumpe mit Zwischenkondensator ausgebildet und in die Praxis eingeführt. Abb. 283 und 284 zeigen eine solche Luftpumpe in der Ausführung des Dortmunder Vulkan. Die erste Düse kann mit Niederdruckdampf betrieben werden. Ihr Abdampf wird in einem Oberflächenkondensator durch das Kondensat der Hauptmaschine niedergeschlagen. Das sich bildende Kondensat fließt durch ein Heberrohr von genügender Länge in den unteren Teil des Kondensators und wird von der Kondensatpumpe in den Warmwasserbehälter befördert. Die Düsen der zweiten Stufe werden mit Frischdampf betrieben. Der Dampfverbrauch des ganzen Strahlsgaugers soll 1,5 bis 2 vH des Dampfverbrauches der Hauptturbine bei normaler Belastung betragen.

137. Strahlsgauger der Maschinenbau A.-G. Balleke. Die beiden Stufen dieses Apparates, die in ihrer Bauart der Ausführung ohne Zwischenkühler (Abb. 261) gleichen, sind auf den Zwischenkondensator aufgebaut (Abb. 285). Die von einem derartigen Strahlsgauger im Vergleich zu einem Apparat ohne Zwischenkühler erzeugte Luftleere ist nach Angaben der Firma aus Abb. 286 zu ersehen. Dieser verbraucht 400 kg/h Dampf bei einem Zudampfdruck von 9 at abs., für den Dampfverbrauch des Strahl-

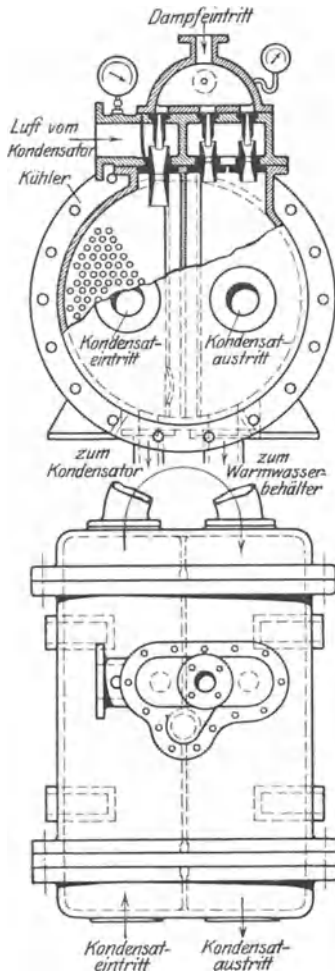


Abb. 283 u. 284. Dampfstrahlluftpumpe Bauart Josse-Genessee des Dortmunder Vulkan.

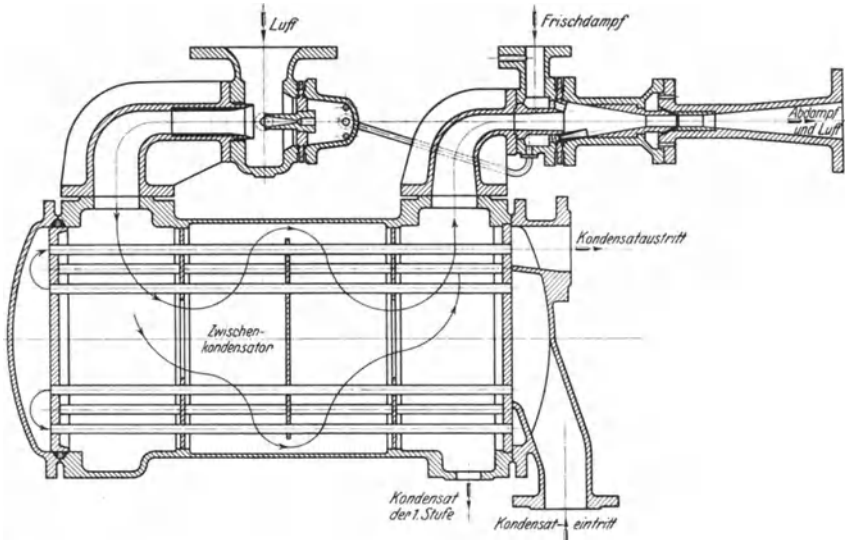


Abb. 285. Dampfstrahlluftpumpe mit Zwischenkondensator der Maschinenbau A.-G. Balcke.

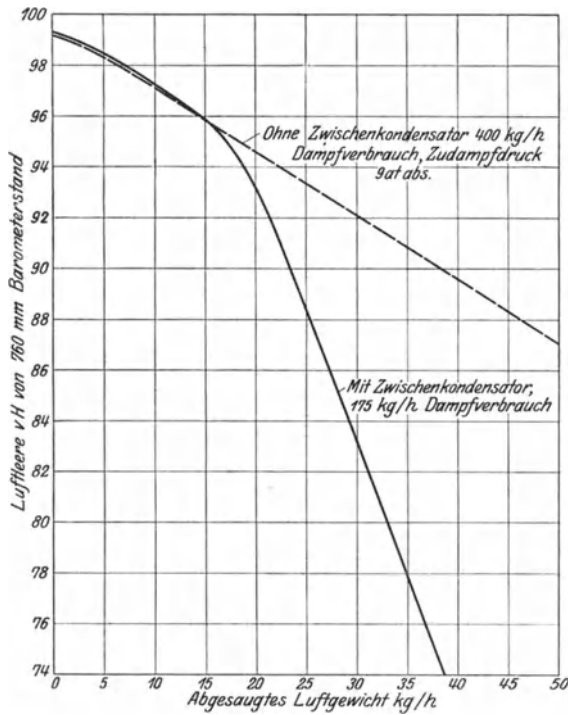


Abb. 286. Vergleich von Dampfstrahlluftpumpen mit und ohne Zwischenkondensator der Maschinenbau A.-G. Balcke.

saugers mit Zwischenkondensator von 175 kg/h ist der Zudampfdruck nicht angegeben; wahrscheinlich ist er höher. Bei einer Luftmenge bis zu 15 kg/h liefert der Apparat mit Zwischenkühler gleich hohe Luftleere, und zwar herunter bis zu 96 v.H. Bei Überschreitung dieses Luftgewichtes fällt die Luftleere beim Strahlsauger mit Zwischenkühler sehr viel schneller ab, eine Erscheinung, die allen derartigen Konstruktionen eigentümlich zu sein scheint. Infolgedessen beträgt beim Balckeschen Strahlsauger die Dampfersparnis bei einer Luftleere von

90 vH nur noch 25 vH und geht bei noch größeren Luftleeren bald auf Null herunter. Ist daher eine niedrigere Luftleere ausreichend, so ist ein Strahlsauger ohne Zwischenkühler vorzuziehen. Ebenso verdient er den Vorzug beim Inbetriebsetzen einer Anlage, da das Entlüften ohne Zwischenkondensator wesentlich schneller vor sich geht, wie Abb. 286 ohne weiteres erkennen läßt.

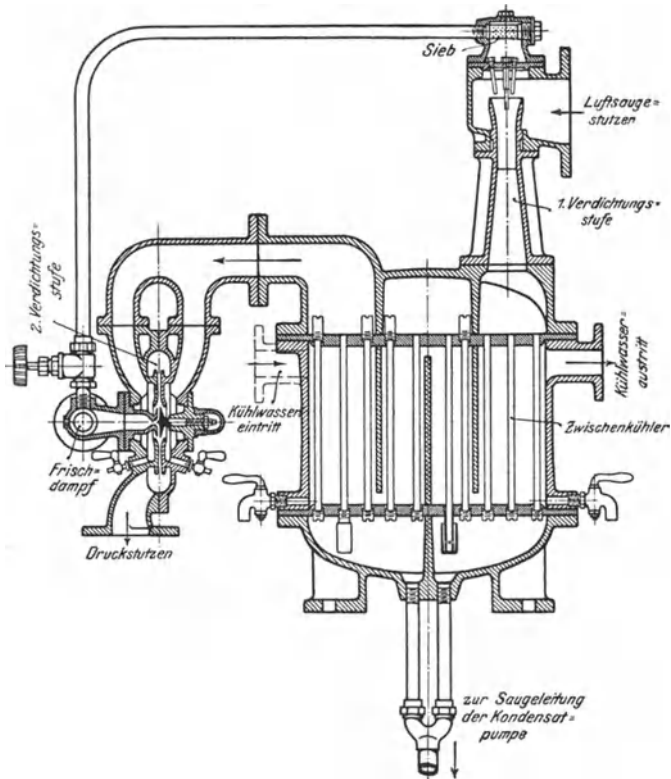


Abb. 287. Radojet-Dampfstrahlluftpumpe mit Zwischenkondensator.

Bei Bordanlagen wird bisweilen ein Strahlsauger mit Zwischenkühler für den normalen Betrieb und ein zweiter, parallel geschalteter ohne Zwischenkühler zur Aushilfe und für größere Luftmengen vorgesehen.

138. Radojet-Strahlsauger mit Zwischenkondensator. Die erste und zweite Stufe (Abb. 287) entsprechen in ihrer Bauart genau der Ausführung ohne Zwischenkondensator. Zwischen beide Stufen ist ein Oberflächenkühler geschaltet, der wieder vom Kondensat der Hauptmaschine durchflossen wird, und in dem der Dampf der ersten Stufe niedergeschlagen wird. Für den Abfluß des Kondensates nach dem unteren Teil des Kühlers sind besondere Rohre vorgesehen und bei den übrigen Rohren wird nach Möglichkeit dafür gesorgt, daß der nach oben strömende Dampf durch das nach unten fließende Wasser nicht

behindert wird. Das Kondensat vereinigt sich unter dem Kühler und wird der Saugeleitung der Kondensatpumpe zugeführt. Der Kühler zum Niederschlagen des Abdampfes der zweiten Stufe ist im Gegensatz zu Abb. 283 und 284 hier nicht dargestellt.

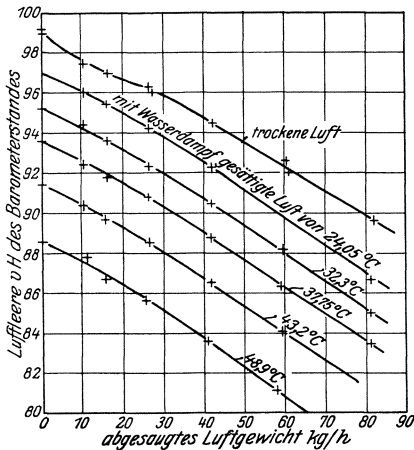


Abb. 288. Radojet-Dampfstrahlsauger mit Zwischenkondensator. Luftleere in vH von 760 mm Barometerstand bei verschiedenen Mengen und Temperaturen des abgesaugten Dampf-Luft-Gemisches. Dampfverbrauch 390 kg/h. Zudampfdruck 7,1 at Überdruck. Gegendruck 0,04 at Überdruck.

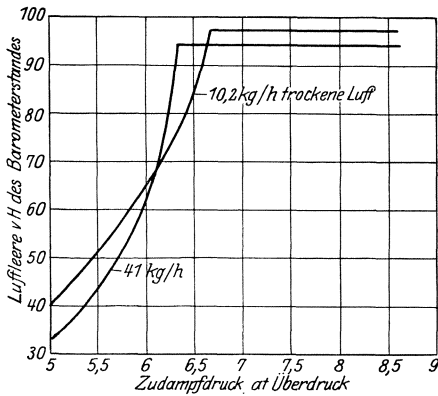


Abb. 289. Radojet-Dampfstrahlsauger mit Zwischenkondensator. Einfluß des Zudampfdruckes auf die Luftleere.

Die Luftleistung des Strahlsaugers bei Förderung von trockener Luft sowie bei Förderung von Luft, die mit Wasserdampf verschiedener Temperatur gesättigt ist, geht aus Abb. 288 hervor. Die Versuchswerte sind angegeben. Der Dampfverbrauch der Vorrichtung betrug rd. 390 kg/h bei 7,1 at Zudampfdruck vor beiden Stufen. Der Frischdampf war fast trocken gesättigt. Der Gegendruck betrug

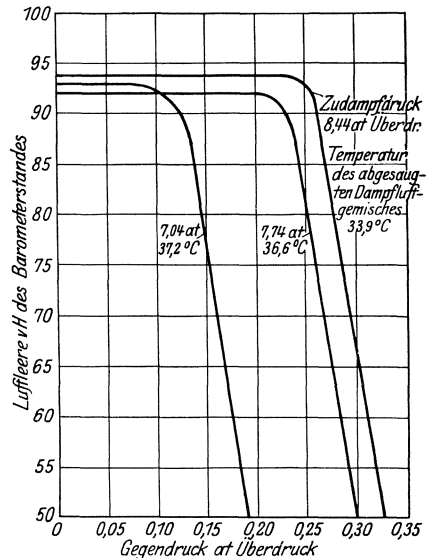


Abb. 290. Radojet-Dampfstrahlsauger mit Zwischenkondensator. Förderung von 16 kg/h Luft. Einfluß des Gegendrucks auf die Luftleere bei verschiedenem Zudampfdruck.

rd. 0,04 at, bei kleinen Luftmengen etwas weniger, bei großen etwas mehr. Die Kennlinien zeigen gleichmäßigen Verlauf. Bei Luftmenge 0 wird stets die der Dampftemperatur entsprechende Luftleere erreicht. Bei größeren Luftmengen als in der Abbildung angegeben fällt die Luftleere stärker ab als bei dem Dampfstrahlsauger ohne Zwischenkühler.

Das Verhalten des Strahlsaugers bei sich änderndem Zudampfdruck ist aus Abb. 289 zu ersehen. Bei Unterschreitung eines gewissen Druckes, der bei größerer Luftmenge etwas niedriger liegt als bei kleinerer, fällt die Luftleere wieder plötzlich ab. Bei Steigerung des Zudampfdruckes erheblich über den normalen Wert hinaus sinkt die Luftleere um einen gewissen, aber nur sehr geringen Betrag. Abb. 290 zeigt umgekehrt den plötzlichen Abfall der Luftleere, wenn der Gegendruck einen gewissen Betrag überschreitet, und zwar liegt der Wert wie beim Strahlsauger ohne Zwischenkondensator um so höher, je höher der Zudampfdruck ist. Die Kennlinien beziehen sich auf eine mittleren Verhältnissen entsprechende Förderung von 16 kg/h mit Wasserdampf gesättigter Luft. Die Erscheinung des plötzlichen Abfalls der Luftleere, wenn entweder der Frischdampfdruck einen gewissen Wert unterschreitet oder der Gegendruck einen gewissen Wert überschreitet, ist allen Dampfstrahlluftpumpen mehr oder weniger eigentümlich.

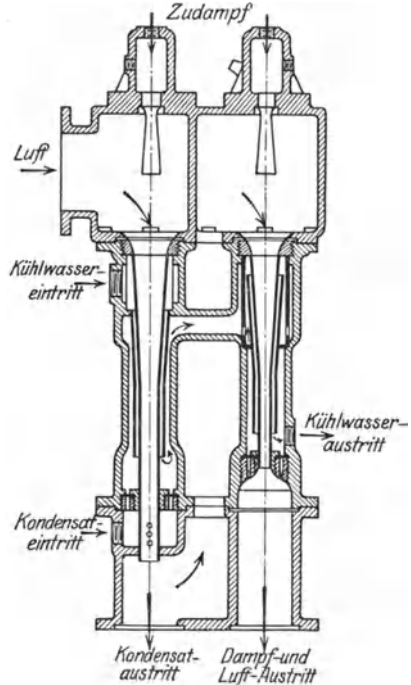


Abb. 291. Delas-Dampfstrahlluftpumpe mit Zwischenkondensation.

139. Delas-Strahlsauger mit Zwischenkondensator. Abb. 291 zeigt die auf S. 280 beschriebene Dampfstrahlluftpumpe in der Ausführung mit Zwischenkondensator. Der Abdampf der ersten Stufe wird durch Kühlwasser niedergeschlagen, das durch Löcher am unteren Ende des ersten Diffusors eingespritzt wird. Das Kondensat wird durch ein U-Rohr in den Kondensator geleitet. Das Kühlwasser zum Kühlen der Diffusoren fließt wieder im Gleichstrom zum Dampf, d. h. es tritt oben in die erste Stufe ein und wird nach Verlassen der ersten Stufe dem oberen Ende der zweiten Stufe zugeführt.

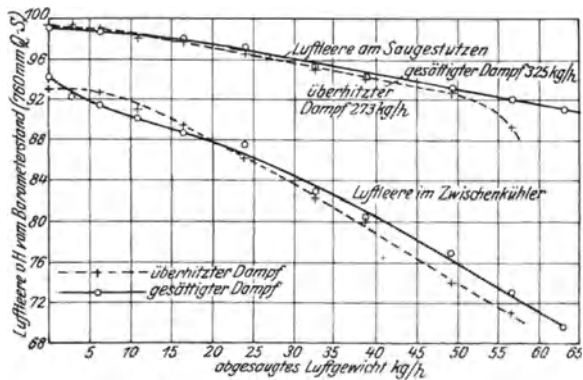


Abb. 292. Versuchsergebnisse einer Delas-Dampfstrahlluftpumpe mit Zwischenkondensator.

Zahlentafel 27 enthält Versuchsergebnisse bei Betrieb mit überhitztem Dampf und mit gesättigtem Dampf. Die geförderte Luft war trocken, von der Feuchtigkeit der Atmosphäre abgesehen. Die für

Zahlentafel 27.
Delas-Dampfstrahlluftpumpe mit Zwischenkühler.

Zudampfdruck at Überdr.	Zudampf-temperatur ° C	Dampfverbrauch kg/h	Gegendruck at Überdr.	Durchmesser der offenen Luftdüsen mm	Abgesaugtes Luftgewicht kg/h	Luftleere am Saugstutzen vH von 760 mm Barometerstand	Luftleere im Zwischenkühler vH von 760 mm Barometerstand
Betrieb mit überhitztem Dampf. Absaugung trockener Luft.							
17	352	273	0,1	0	0	99,2	93,0
17	368	273	0,1	2	2,81	99,1	92,8
17	375	273	0,1	3	6,21	98,9	92,7
17	380	273	0,1	4	10,8	98,2	91,1
17	371	273	0,1	5	16,5	97,8	89,5
17	366	273	0,1	6	24,0	96,5	86,2
17	360	273	0,1	7	32,6	95,1	82,4
17	368	273	0,1	7 + 3	38,8	94,2	79,9
17	371	273	0,1	7 + 5	49,3	92,7	74,0
17	371	273	0,1	7 + 6	56,7	89,2	70,8
Betrieb mit gesättigtem Dampf. Absaugung trockener Luft.							
17	212	325	0,05	0	0	99,1	94,2
17	212	325	0,05	2	2,81	99,0	92,3
17	212	325	0,05	3	6,21	98,7	91,5
17	212	325	0,05	4	10,8	98,2	90,1
17	212	325	0,05	5	16,5	97,9	88,8
17	212	325	0,05	6	24,0	97,1	87,6
17	212	325	0,05	7	32,6	95,2	82,9
17	212	325	0,05	7 + 3	38,8	94,3	80,4
17	212	325	0,05	7 + 5	49,3	93,1	76,9
17	212	325	0,05	7 + 6	56,7	92,1	73,0
17	212	325	0,05	7 + 6 + 3	63,0	91,1	69,7

Zahlentafel 28.
Delas-Dampfstrahlluftpumpe mit Zwischenkühler.

Temperatur des Einspritzwassers		Luftleere, bez. auf 760 mm Barometerstand	
vor dem Kühler ° C	hinter dem Kühler ° C	am Saugstutzen vH	im Zwischenkühler vH
23	30,5	95,0	90,6
29,5	36,5	94,6	88,9
33,3	40,0	94,4	88,6
36,2	43,0	94,4	87,0

die Beurteilung wichtige Temperatur des Einspritzwassers ist in der benutzten Quelle nicht angegeben. Abb. 292 zeigt die Luftleere am Saugstutzen und im Zwischenkühler für beide Betriebsarten bei verschiedener Luftmenge. Bei gesättigtem Dampf ist der Dampfverbrauch rd. 20 vH höher. Zahlentafel 28 zeigt den Einfluß der Temperatur des Einspritzwassers auf die Luftleere. Der absolute Druck im Zwischen-

kühler steigt zwar mit zunehmender Temperatur, aber die Luftleere am Saugestutzen bleibt annähernd dieselbe. Bei diesen Versuchen fehlt umgekehrt eine Angabe über das geförderte Luftgewicht. Das Ergebnis dieser Versuche ist mit den zuvor mitgeteilten Versuchen nicht recht in Einklang zu bringen.

140. Zweistufiger Strahlsauger mit Einspritz-Zwischenkondensator. Der Abdampf der ersten Stufe wird zwecks Wiedergewinnung der Verdampfungswärme durch Einspritzung eines Teiles des Kondensates der Hauptmaschine niedergeschlagen (Abb. 293). Das gesamte Kondensat fließt dann in die Saugleitung der Kondensatpumpe. Der Dampfersparnis durch den Zwischenkühler steht bei dieser Art Luftpumpe der Arbeitsbedarf gegenüber, der für das ständige Umpumpen der Kondensatmenge für den Zwischenkühler von der Kondensatorspannung auf Atmosphärendruck erforderlich ist. Der Strahlsauger arbeitet mit Zudampf von 7 at Überdruck.

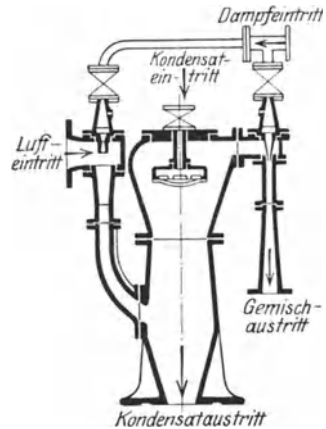


Abb. 293. Zweistufige Dampfstrahlluftpumpe mit Einspritz-Zwischenkondensator.

D. Hintereinanderschaltung verschiedener Luftpumpen.

a. Dampfstrahl- und Kolbenluftpumpe.

141. Vakuum-Vermeher von Parsons. Diese schon vor etwa 20 Jahren von Parsons angegebene Vorrichtung (Abb. 294 ¹¹⁰) kann als eine

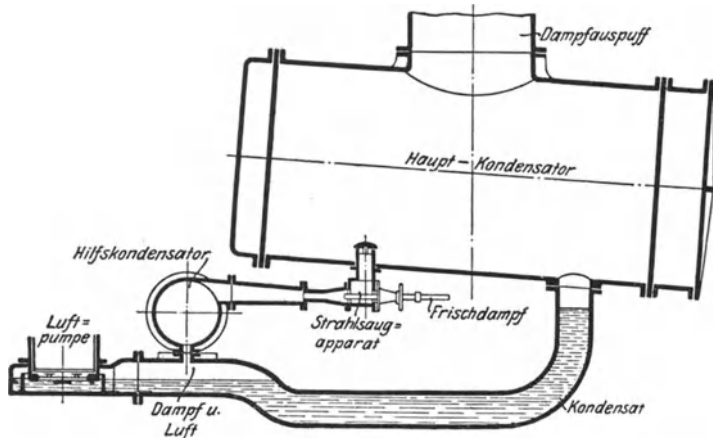


Abb. 294. Vakuum-Vermeher von Parsons.

Hintereinanderschaltung einer Dampfstrahl- und einer Naßluftpumpe aufgefaßt werden, die ursprünglich zu dem Zweck entworfen wurde,

die von der Kolbenpumpe erzeugte Luftleere zu verbessern. Das Kondensat fließt der Kolbenpumpe mit einer statischen Druckhöhe zu, die der Druckerhöhung der Luft durch den Strahlsauger gleich ist. Der Abdampf des Strahlsaugers wird in einem Hilfskondensator niedergeschlagen, in dem die Luft gleichzeitig abgekühlt wird. Eine Abkühlung unter die Temperatur des Kondensates wäre allerdings wegen der folgenden Mischung in der Naßluftpumpe zwecklos. Diese braucht nur ein entsprechend der Verdichtung und der Abkühlung verrin-

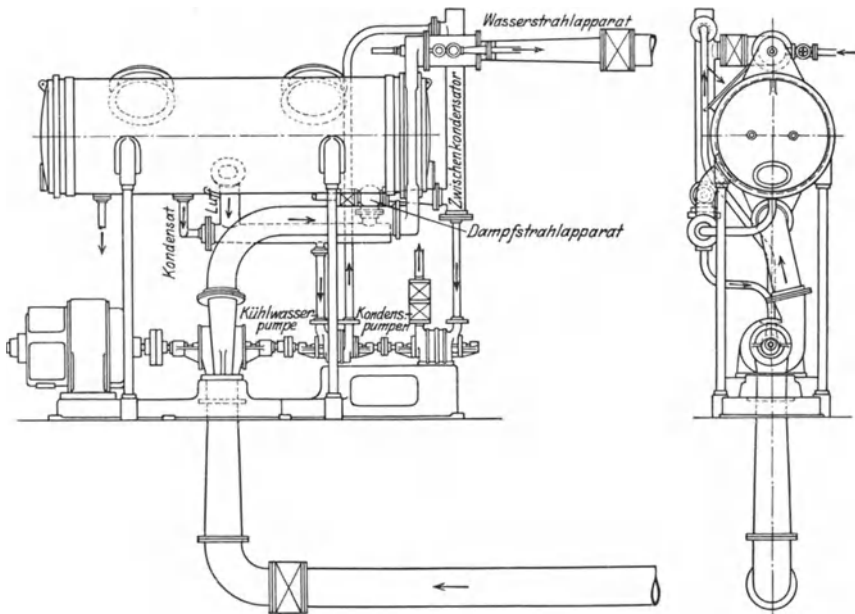


Abb. 295 und 296. Kombierter Dampf-Wasserstrahlsauger Bauart Josse-Gensecke auf dem Kreuzer „Dante“.

geres Luftvolumen zu fördern. Die plötzliche Querschnittserweiterung im Diffusor des Strahlsaugers wird besser vermieden.

Der Nutzen der Vorrichtung ist von verschiedenen Werken verschieden beurteilt worden. Dies hängt jedenfalls davon ab, wie hoch die Luftleere ist, die von der Kolbenpumpe allein erzeugt wird. Je höher diese ist, um so geringer wird der Erfolg sein. In einem Falle²³⁾ hat die Vorrichtung bei einem Dampfverbrauch von 1,5 vH desjenigen der Hauptmaschine bei Vollast den absoluten Druck von 0,14 auf 0,07 at abs., also auf die Hälfte verringert. Da hierbei der Dampfverbrauch der Turbine sicher um mehr als 1,5 vH sinkt, so hat der Vakuum-Vermehrer in diesem Falle fraglos großen Nutzen gebracht.

b. Dampf- und Wasserstrahlluftpumpe.

142. Dampf-Wasserstrahlluftpumpe von Josse-Gensecke. Die Genannten haben diese jetzt häufiger angewendete Kombination ebenfalls als erste durchgebildet. Der Dampfstrahlapparat verdichtet die Luft auf einen gewissen Zwischendruck, mit dem sie dem Wasserstrahlapparat zufließt, der daher unter Umständen auch in die Kühlwasserabflußleitung des Kondensators geschaltet werden kann. Zum Betriebe

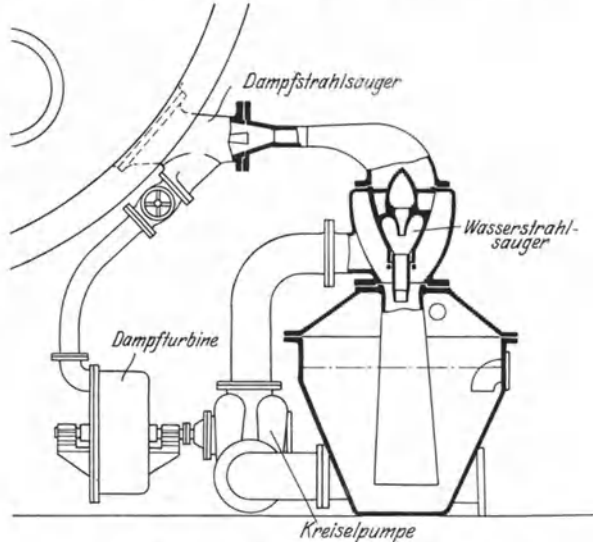


Abb. 297. Kinetie-Luftpumpe der Contraflo and Kinetic Air Pump Co., London.

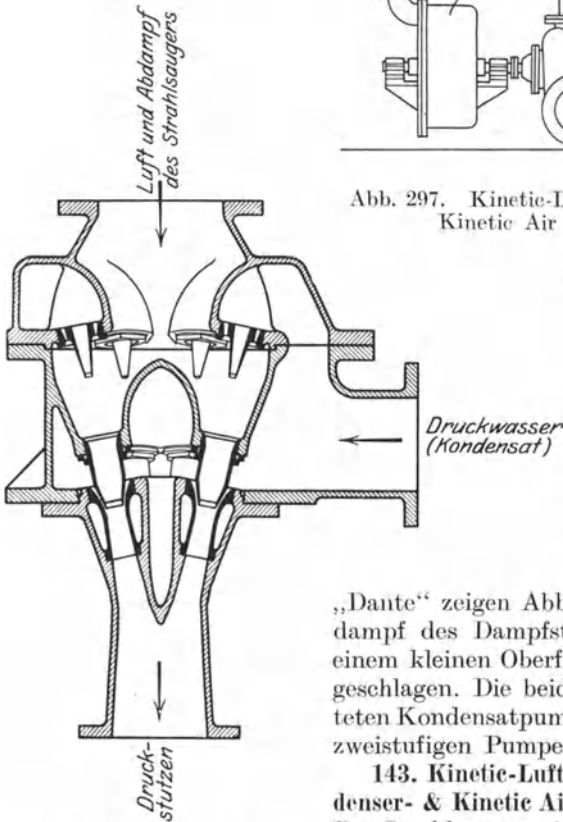


Abb. 298. Wasserstrahlsauger einer Kinetie-Luftpumpe großer Leistung.

Hoef er, Kondensation.

des Dampfstrahlsaugers kann Abdampf verwendet werden, der beim Verlassen des Apparates in einem Oberflächen- oder Einspritzkühler durch das Kondensat der Hauptmaschine niedergeschlagen wird. Eine derartige Anlage auf dem italienischen Kreuzer „Dante“ zeigen Abb. 295 und 296. Der Abdampf des Dampfstrahlsaugers wird hier in einem kleinen Oberflächenkondensator niedergeschlagen. Die beiden hintereinandergeschalteten Kondensatpumpen können auch zu einer zweistufigen Pumpe vereinigt werden.

143. Kinetie-Luftpumpe der Contraflo-Condenser- & Kinetic Air Pump Co., Ltd., London. Das Strahlwasser wird von einer Kreiselpumpe geliefert (Abb. 297), angetrieben von einer Dampfturbine, deren Abdampf zum Betriebe

des unmittelbar an den Kondensator angebauten Dampfstrahlsaugers dient. Der Wasserstrahlapparat besteht aus einer einzelnen Düse, durch welche der Abdampf des Dampfstrahlsaugers im wesentlichen niedergeschlagen wird, und einer Ringdüse, welche die Luft und das gebildete Kondensat auf Atmosphärendruck bringt. Das Wasser fließt im Kreislauf, der Behälter wird aber von dem Kondensat aus dem Hauptkondensator durchströmt, so daß die Dampfwärme des Strahlsaugers ebenfalls dem Kondensat zugute kommt. Durch einen Überlauf wird im Behälter ein bestimmter Wasserstand innegehalten.

Für große Leistungen wird der Wasserstrahlsauger nach Abb. 298 ausgebildet, bei dem sechs einfache Apparate, aber mit verbesserter Wasserverteilung, im Kreise angeordnet sind. Mit einem solchen Sauger in Verbindung mit einem Dampfstrahlapparat werden rd. 100 kg/h trockene Luft aus einer Luftleere von 95 vH vom Barometerstand gefördert. Bei Luftmenge 0 und einer Wassertemperatur von 29,5° C soll die Luftleere 99,2 vH vom Barometerstand betragen. Angaben über den Arbeitsbedarf und den Dampfverbrauch liegen nicht vor.

X. Vergleichende Untersuchungen über den Dampfverbrauch der Trockenluftpumpen (einschließlich Naßluftpumpen mit besonderem Luftzylinder).

144. Allgemeines. Die Zahl der verschiedenen Luftpumpenarten ist, wie wir gesehen haben, so groß, ihre Wirkungsweise, ihr Arbeitsbedarf oder ihr Dampfverbrauch sind so verschieden, daß es zunächst schwer fällt, sich ein Bild darüber zu machen, welche Luftpumpe für den gerade vorliegenden Zweck am vorteilhaftesten ist. Im vorliegenden Abschnitt werden daher in Anlehnung an eine frühere Arbeit des Verfassers⁵⁴⁾ die verschiedenen Luftpumpen in bezug auf Dampfverbrauch und Luftleere miteinander verglichen, während der folgende Abschnitt die für die Auswahl der Luftpumpe insgesamt maßgebenden Gesichtspunkte enthält. Für diese Untersuchung werden einmal alle Versuchsergebnisse benutzt, die in den Abschnitten VIII und IX mitgeteilt worden sind. Darüber hinaus werden noch eine Reihe weiterer Versuche verwertet, die erst an dieser Stelle gebracht werden können, da nur das Grundsätzliche der Arbeitsweise der betreffenden Pumpen angegeben werden kann.

Zahlentafel 29 gibt zunächst eine Übersicht über die verwendete Pumpenart und den Arbeitsbedarf aller für den Kondensationsbetrieb erforderlichen Pumpen in vH der Normalleistung der Hauptturbine nach Angaben, die bei einer im Jahre 1912 bei deutschen Kraftwerken veranstalteten Umfrage gemacht wurden⁴⁹⁾. Damals war die Ausführung mit Naßluftpumpe und Kühlwasserkreiselpumpe am ver-

breitetsten, doch dürfte sich hierin inzwischen eine Wandlung zugunsten der Strahlsauger (im weitesten Sinne) vollzogen haben.

Bei Großturbinen ist der Arbeitsbedarf der Kondensation geringer als bei Turbinen kleinerer Leistungen. Dies hat seinen Grund darin,

Zahlentafel 29.
Arbeitsbedarf von Kondensationsanlagen.

Art der Kondensationsanlage	Zahl der Anlagen	vH von der Gesamtzahl	Mittlerer Arbeitsbedarf in vH der elektrischen Normleistung der Turbine	
			bei Turbinen mittlerer Leistung	bei Großturbinen
I. Kondensat und Luft werden zusammen abgesaugt.				
A. Naßluftpumpe und Kühlwasserkolbenpumpe:			┌──────────┐	
1. Antrieb durch einen Elektromotor	2	1,44	1,82	
2. Antrieb durch zwei Elektromotoren	2	1,44	3,49	
B. Naßluftpumpe und Kühlwasserkreiselpumpe:				
1. Antrieb durch einen Elektromotor	4	2,88	2,61	
2. Antrieb durch zwei Elektromotoren	44	31,6	3,52	2,79
II. Kondensat und Luft werden getrennt abgesaugt.				
A. Kolbenluftpumpe:				
1. Kühlwasserkolbenpumpe; Kondensatkolbenpumpe; Antrieb durch einen Elektromotor	5	3,59	4,38	
2. Kühlwasserkreiselpumpe:				
a) Kondensatkolbenpumpe;				
Antrieb durch einen Elektromotor	11	7,92	3,87	3,31
Antrieb durch zwei Elektromotoren	14	10,01	3,36	
Antrieb durch drei Elektromotoren	5	3,59	1,76 (?)	
b) Kondensatkreiselpumpe;				
Antrieb durch einen Elektromotor	5	3,59	2,31	
Antrieb durch zwei Elektromotoren	3	2,16	2,89	
Antrieb durch drei Elektromotoren	6	4,32	2,11 (?)	
B. Rotierende Luftpumpe; Kühlwasser- und Kondensatkreiselpumpe:				
1. Antrieb durch einen Elektromotor	4	2,88	2,20	
2. Antrieb durch zwei Elektromotoren	10	7,18	3,09	
3. Antrieb durch drei Elektromotoren	7	5,03	3,80	
4. Antrieb durch eine Dampfturbine	9	6,48	3,25	
5. Antrieb durch eine Dampfturbine und einen Elektromotor	2	1,44	4,35	
C. Strahlapparate; Kühlwasser- und Kondensatkreiselpumpe:				
1. Antrieb durch einen Elektromotor	2	1,44	2,13	
2. Antrieb durch zwei Elektromotoren	1	0,72	2,78	
3. Antrieb durch eine Dampfturbine	3	2,16	3,00	

daß mit steigender Leistung der spezifische Dampfverbrauch sinkt. Damit wird aber nicht nur die Kondensatmenge, sondern auch die Kühlwasser- und Luftmenge verhältnismäßig kleiner.

Nach Klingenberg⁷²⁾ verbraucht die Kondensation bei Frischwasserbetrieb 1,8 bis 5 vH, bei Rückkühlung 3,7 bis 10 vH von der

Gesamtdampfmenge für Haupt- und Hilfsmaschinen zusammen. Hierbei sind für die Hauptmaschine die dem meist von Vollast abweichenden geringeren Belastungsgrad entsprechenden kleineren Dampfmen gen zugrunde gelegt.

145. Versuche an einer Verbundnaßluftpumpe. An einer Verbundluftpumpe, die in Abb. 299 schematisch dargestellt ist, hat Verfasser eingehende Versuche vorgenommen, die zum Vergleich mit einem

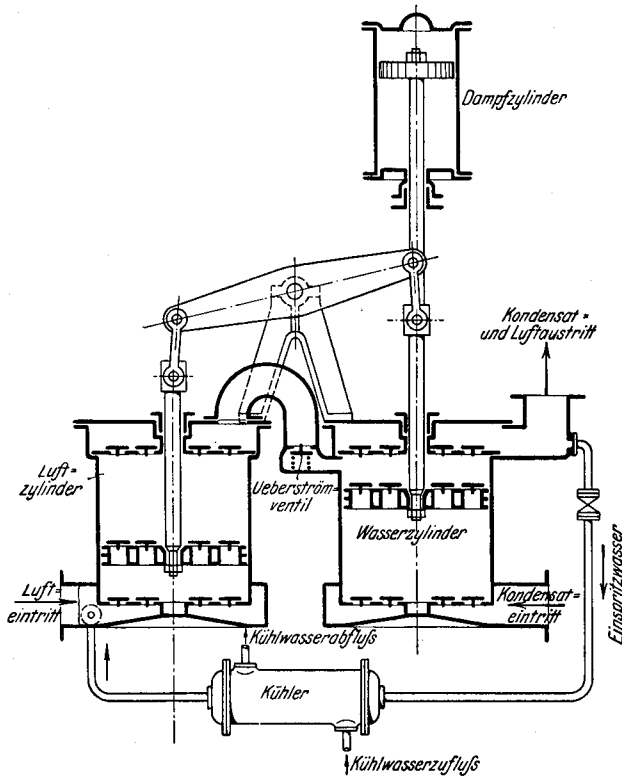


Abb. 299. Schema einer Verbundnaßluftpumpe.

Dampfstrahlsauger nach Abb. 266 dienen, indem der Strahlsauger an die gleiche Versuchsanlage angeschlossen war (131). Die Pumpe entspricht in ihrer Wirkungsweise der in Abb. 197 und 198 gezeigten Pumpe. Sie unterscheidet sich von ihr in der Bemessung der Zylinder und dadurch, daß das einen Kreislauf beschreibende Einspritzwasser nicht von der Druckseite des Luftzylinders, sondern vom Druckstutzen der ganzen Pumpe entnommen wurde. Hieraus folgt ein etwas größerer Arbeitsbedarf für das Umpumpen dieser Einspritzwassermenge. Bei den Versuchen machte das zu fördernde Wasser einen Kreislauf und floß in einen Behälter, der den Kondensator ersetzte, in Absätzen regenartig nach unten. Durch eine Heizschlange konnte es auf die gewünschte

Temperatur erwärmt werden. Die Luft wurde am unteren Teil des Behälters durch Düsen zugeführt. Das Luftabsaugerohr war oben am Behälter angebracht, die Luft mußte daher durch den Wasserregen hindurchstreichen, sich völlig mit Wasserdampf sättigen und auch die Temperatur des Wassers annehmen. Hierdurch wurden in bezug auf die Sättigung der Luft mit Wasserdampf gleiche Verhältnisse wie beim in Betrieb befindlichen Kondensator angestrebt.

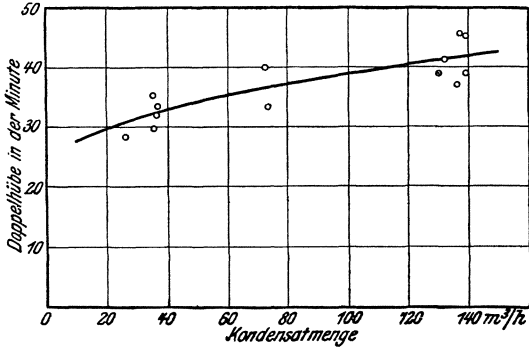


Abb. 300. Doppelhubzahl der untersuchten Verbundnaßluftpumpe.

Die durch die Düsen fließende Luftmenge wurde nach Gl. (1), S. 16, berechnet. Außer durch die Düse gelangte noch Luft durch Undichtigkeiten sowie im Wasser gelöste Luft in den Behälter. Diese Luftmengen wurden durch Sonderversuch bestimmt und berücksichtigt.

Die Ergebnisse der Versuche, bei denen die Wassermenge, die Wassertemperatur und die Luftmenge verändert wurden, sind in Zahlentafel 30 zusammengestellt. Die Einstellung der Doppelhubzahlen zeigt Abb. 300. Hierbei ergibt sich eine Abhängigkeit des Dampfverbrauchs von der geförderten Wassermenge nach Abb. 301.

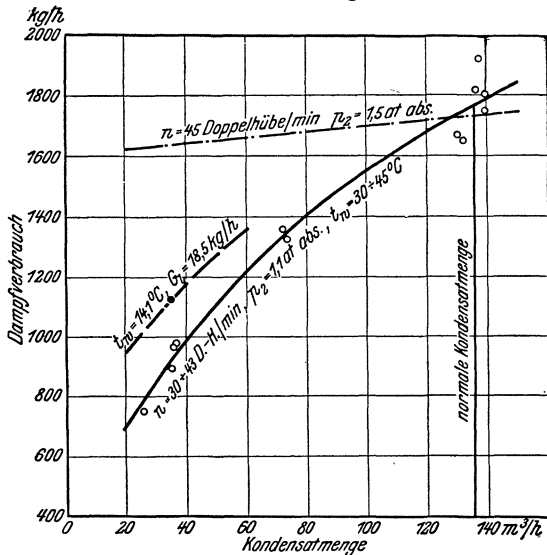


Abb. 301. Dampfverbrauch der untersuchten Kolbenverbundnaßluftpumpe.

Die Abhängigkeit der Luftleere in vH von der theoretisch möglichen vom geförderten Luftgewicht ist aus Abb. 302 zu ersehen. Die mittlere

großen Einfluß auf den Dampfverbrauch. Dies zeigt einmal die gestrichelte, für Versuch 1 gültige Kurve, ferner die aus Abb. 199 übertragene für eine gleichbleibende Doppelhubzahl von 45 gültige Schaulinie.

Doppelhubzahl war bei den größten Luftmengen etwas höher als bei den geringeren. Die eingetragene Schaulinie hat etwa für eine Hubzahl von 37,5 i. d. Min. und für eine mittlere Kondensattemperatur von 30° C Gültigkeit. Die Messungen bei einer Luftmenge von 70 bis 75 kg/h lassen erkennen, daß die Luftleere in vH von der theoretisch möglichen nicht für alle Wassertemperaturen die gleiche ist, sondern daß sie mit der Kondensattemperatur steigt. Deutlicher geht dies aus Abb. 303 hervor. Bei drei Versuchen mit einer Wassermenge von rd. 135 m³/h und einer Luftmenge von rd. 75 kg/h war die Doppelhubzahl annähernd gleich-

Zahlentafel 30. Versuche an

	Bezeichnung	Einheit	Wasser- (Kondensat-)temperatur rd. 15° C		
			1	2	3
Versuch Nr.					
Barometerstand	<i>B</i>	mm Q.-S.	777,8	780,7	780,0
Anzahl der Doppelhübe in der Minute .	<i>z</i>	$\frac{\text{Doppelh.}}{\text{min.}}$	35,3	29,85	39,2
Mittlerer Zudampfdruck an der Steuer- kammer der Pumpe	<i>p</i> ₁	at Überdr.	10,4	9,7	14,0
Feuchtigkeitsgehalt des Frischdampfes bei <i>p</i> ₁	<i>F</i>	vH	1,3	1,1	2,0
Gegendruck in der Abdampfleitung . . .	<i>p</i> ' ₂	at Überdr.	0,0	0,0	0,03
Gemessener Dampfverbrauch	<i>D</i>	kg/h	1108	876	1669
Dampfverbrauch, umgerechnet auf 1,1 at abs Gegendruck	<i>D</i> '	kg/h	1124	890	1673
Geförderte Wasser- (Kondensat-) Menge .	<i>W</i>	m ³ /h	35,2	35,7	130,3
Wasser- (Kondensat-) Temperatur vor dem Behälter (Kondensator)	<i>t</i> _{w1}	° C	14,10	14,68	13,22
Wasser- (Kondensat-) Temperatur vor der Pumpe	<i>t</i> _{w2}	° C	13,50	14,45	13,16
Wasser- (Kondensat-) Temperatur im Behälter	<i>t</i> _w	° C	14,1	14,7	13,2
Offene Luftdüse, lichte Weite	δ	mm	5,03	10,16	10,16
Durch die Düse strömendes Luftgewicht	<i>G</i> ' ₁	kg/h	16,95	69,5	69,5
Durch Undichtigkeiten und mit dem Wasser eindringendes Luftgewicht . .	<i>G</i> ' ₂	kg/h	1,57	1,57	4,8
Von der Pumpe gefördertes Luftgewicht (<i>G</i> ' ₁ + <i>G</i> ' ₂)	<i>G</i> ' ₁	kg/h	18,52	71,07	74,30
Temperatur der Luft an der Pumpe .	<i>t</i> ' ₁	° C	14,25	15,17	13,90
Theoretisch mögliche Luftleere, bezogen auf <i>t</i> _w	<i>L</i> _{th}	mm Q.-S.	765,7	769,1	768,6
Erreichte Luftleere im Behälter (Kon- densator)	<i>L</i>	mm Q.-S.	741,1	696,4	695,5
Erreichte Luftleere in vH von der theore- tisch möglichen Luftleere	$\frac{L_{th}}{L} \cdot 100$	vH	96,9	90,6	90,6
Erreichte Luftleere in vH vom Baro- meterstand	$\frac{L}{B} \cdot 100$	vH	95,4	89,3	89,3
Luftleere an der Pumpe, Wasserausgeite	<i>L</i> _w	at U.-Dr.	1,020	0,966	0,928
Luftleere an der Pumpe, Luftausgeite	<i>L</i> ' ₁	at U.-Dr.	1,015	0,958	0,958
Luftleere an der Pumpe, Luftausgeite.	<i>L</i> ' ₁	mm Q.-S.	746	704	704
Druckverlust in der Luftsaugleitung. .	<i>L</i> ' ₁ — <i>L</i>	mm Q.-S.	4,9	7,6	8,5

¹⁾ Bei diesen Versuchen wurde der Dampfverbrauch gemeinsam gemessen.

bleibend 40 i. d. Min., während die Kondensattemperatur von 13 bis 45° C gesteigert wurde. Es zeigt sich, daß der Dampfverbrauch annähernd gleichbleibend rd. 1700 kg/h ist. Dagegen steigt die Luftleere von 90,7 vH bei 15° C bis auf 92,4 vH bei 45° C, also nicht unerheblich an. Dies ist dadurch zu erklären, daß bei der höheren Wassertemperatur auch das abgesaugte Dampf-Luft-Gemisch diese höhere Temperatur hat, und sich daher die Wirkung des kalten Einspritzwassers stärker bemerkbar machen muß, als wenn das Dampf-Luft-Gemisch bereits eine niedrigere Temperatur hat.

ner Kolbenverbundnaßluftpumpe.

Wasser-(Kondensat-)temperatur rd. 30° C									Wasser-(Kondensat-)temperatur rd. 45° C		
4	5	6	7	8	9 ¹⁾	10 ¹⁾	11	12 ¹⁾	13	14	15 ²⁾
6,9	781,0	780,9	776,3	759,0	774,3	774,3	761,6	774,3	779,3	779,3	779,4
8,4	32,04	33,5	33,4	40,0	37,2	37,2	41,3	37,2	45,6	39,1	45,45
8,7	9,9	10,1	12,0	12,2	14,4	14,6	13,1	14,2	14,5	14,3	14,6
0,7	1,1	1,2	1,6	1,9	2,3	2,4	1,9	2,3	2,2	2,2	2,2
0,04	0,02	0,0	0,02	0,07	-0,20	-0,16	-0,12	-0,22	-0,05	-0,04	-0,03
148	960	957	1315	1356	1774	1774	1638	1774	1869	1704	1771
148	965	972	1332	1356	(1827)	(1803)	(1653)	(1833)	1923	1750	1808
6,2	36,3	36,9	73,5	72,4	136,7	137,8	132,3	134,5	137,4	139,2	139,5
9,18	30,38	29,16	30,84	30,24	30,30	29,40	30,90	30,75	40,12	44,25	45,58
9,56	30,21	31,66	30,38	30,30	30,85	29,77	31,10	31,25	41,32	44,97	45,20
9,4	30,3	30,4	30,6	30,3	30,6	29,6	31,0	31,1	40,7	44,7	45,4
5,03	7,05	10,16	7,05	10,16	5,03	7,05	10,16	12,08	10,16	10,16	10,16
6,87	33,45	69,70	33,25	67,50	16,81	33,05	67,90	97,65	69,80	69,80	69,60
1,50	1,59	1,60	2,20	2,17	5,20	5,27	4,91	5,04	5,25	5,37	5,40
8,37	35,04	71,30	35,45	69,67	22,01	38,32	72,81	102,69	75,05	75,17	75,00
1,76	23,60	23,82	22,66	24,08	24,45	23,13	24,51	23,85	33,40	36,90	45,34
6,1	748,6	748,3	743,4	726,6	741,4	743,2	727,9	740,4	721,9	708,5	706,0
0,9	713,5	685,0	710,3	676,8	719,0	705,9	665,1	651,0	666,8	653,7	627,8
6,7	95,3	91,5	95,6	93,2	97,0	95,1	91,4	87,9	92,4	92,3	89,0
2,8	91,4	87,7	91,6	89,3	92,9	91,3	87,4	84,1	85,6	83,9	80,6
0,977	0,948	0,927	0,962	0,938	0,985	0,973	0,919	0,920	0,912	0,910	0,907
0,991	0,982	0,942	0,974	0,932	0,982	0,964	0,914	0,908	0,923	0,901	0,870
9	722	692	716	685	722	709	671	668	678	662	640
8,1	8,5	7,0	5,7	8,2	3,0	3,1	5,9	9,0	11,2	8,3	12,2

Bei diesem Versuch war das Kühlwasser zum Kühler der Luftpumpe abgestellt.

Zwei andere Vergleichsversuche Nr. 1 und 4, die bei 18 kg/h Luft ausgeführt wurden, zeigen umgekehrt, daß die Doppelhubzahl gesteigert

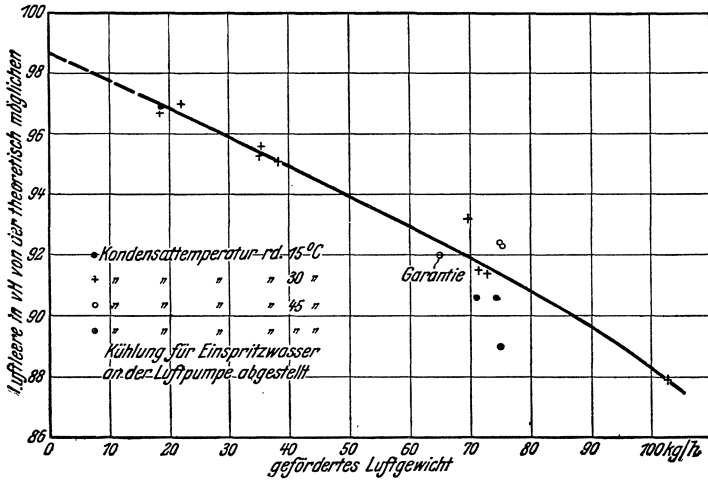


Abb. 302. Luftleere der untersuchten Kolbenverbundluftpumpe.

werden muß, um bei niedrigerer Wassertemperatur die gleiche Luftleere in vH von der theoretischen zu erreichen wie bei höherer Temperatur (Abb. 303), und der Dampfverbrauch steigt dementsprechend von 920 auf 1124 kg/h, d. h. um rd. 22 vH.

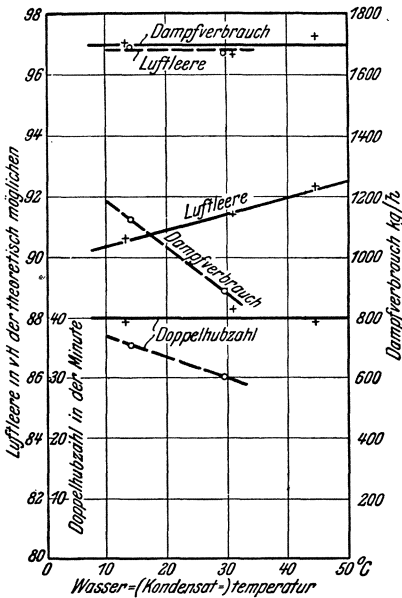


Abb. 303. Einfluß der Kondensattemperatur auf die Luftleere in vH von der theoretisch möglichen bei der Verbundluftpumpe.

Weiter sollte festgestellt werden, ob die Menge der abgesaugten Luft einen Einfluß auf den Dampfverbrauch hat. Wie aus einem Vergleich der Versuche 5 und 6 bzw. 7 und 8, bei denen nur die Luftmenge verändert wurde, zu ersehen ist, ist dies im allgemeinen nicht der Fall. Ein geringer Anstieg des Dampfverbrauchs mit der Luftmenge unter sonst gleichen Verhältnissen muß vorhanden sein, seine Größe war aber nicht mit Sicherheit nachzuweisen.

Um die Wirksamkeit des Kühlers zu zeigen, wurde bei Versuch 15, der sonst unter genau den gleichen Verhältnissen wie Versuch 14 ausgeführt wurde, das Kühlwasser für den Kühler abgestellt. Die Luftleere in vH von der theoretisch möglichen sinkt hierdurch von 92,3 auf

89 vH, also um 3,3 vH! Dies beweist, ein wie wesentlicher Bestandteil der Verbundluftpumpe der Kühler ist.

Durch Einzelmessungen an ihm wurde seine Wirkungsweise näher untersucht. Aus den Versuchen konnten folgende Folgerungen gezogen werden. Die Einspritzwassermenge ist von der Kondensatmenge unabhängig und beträgt etwa 3 vH von der normalen Kondensatmenge von 135 m³/h. Die Volumenverminderung der Luft durch die Einspritzung beträgt 12 bis rd. 30 vH. Sie ist verhältnismäßig um so größer, je kleiner das Luftgewicht und je höher die Kondensattemperatur ist. Dies steht in Übereinstimmung mit der durch die Hauptversuche gefundenen Tatsache, daß die Luftleere in vH der theoretischen unter sonst gleichen Verhältnissen mit der Kondensattemperatur ansteigt. Nimmt man wegen der innigen Mischung mit dem Wasser isothermische Verdichtung der Luft an, so ist die theoretische und annähernd auch die wirkliche Arbeitersparnis der Raumverkleinerung verhältnismäßig, beträgt also auch 12 bis 30 vH. Dies erklärt den Minderdampfverbrauch und die bessere Luftleere der Verbundluftpumpe der Zwillingsluftpumpe gegenüber (Abb. 200). Der zusätzliche Arbeitsaufwand zum Umpumpen des Einspritzwassers ist im Verhältnis zur Arbeitersparnis bei der Luftverdichtung nur gering und macht nur etwa 5 bis 18 vH von dieser aus. Von der ganzen dem Dampf-Luft-Gemisch entzogenen Wärmemenge ist der Anteil für die Abkühlung der Luft selbst nur gering. Den Hauptanteil bildet diejenige Wärmemenge, die beim Niederschlagen des Dampfes während der Abkühlung frei wird. Während der Luft nur etwa 40 bis 170 kcal/h je nach ihrer Menge entzogen werden, sind für das Niederschlagen des Dampfes etwa 4500 bis 18 000 kcal/h abzuführen. Die ganze der Luft und dem Wasserdampf entzogene Wärmemenge ist aber nur rd. 12 bis 25 vH von der im Kühler übertragenen Wärmemenge. Der Anteil ist um so größer, je höher die Kondensattemperatur ist.

Verlässliche und vollständige Versuchsergebnisse von anderen Naßluftpumpen liegen nicht vor. Bezüglich trockener Kolbenluftpumpen s. das in 152d Gesagte.

146. Versuche an Wasserstrahlluftpumpen. Vergleichsversuche an Wasserstrahlluftpumpen sind von Grunewald ausgeführt worden³⁶⁾. Die Pumpen wurden elektrisch angetrieben, so daß ihr Arbeitsbedarf aus der Stromaufnahme des Motors und seinem Wirkungsgrad bestimmt werden konnte. Die geförderte Luft war — vom Feuchtigkeitsgehalt der Atmosphäre abgesehen — trocken. Sie wurde durch abgerundete Düsen gemessen. Die wichtigsten Ergebnisse sind aus Abb. 304 zu ersehen, in der das auf 1 PS Arbeitsbedarf in der Sekunde geförderte Luftgewicht in g in Abhängigkeit von der Luftleere in vH von der theoretisch möglichen aufgetragen ist. Die mögliche Luftleere ist auf die Temperatur des Schleuderwassers bezogen. Der Gesamtarbeitsbedarf der Pumpen und der Durchmesser der offenen Luftdüsen sind in der Abbildung angegeben. Die Bauart ist durch große Buchstaben gekennzeichnet, die Indexzahlen an diesen beziehen sich auf verschiedene Versuchsreihen. Bauart *B* ist ein Vielstrahlkondensator mit

besonderer Pumpe, ähnlich wie in Abb. 47, der nicht für reine Luftförderung gebaut ist, vielmehr als Mischkondensator verwendet wird. Das Aufschlagwasser dient dann nicht nur zur Luftabsaugung, sondern ist in der Hauptsache Kühlwasser. Strahlssauger, die nur für Luftabsaugung gebaut sind, werden daher wahrscheinlich eine bessere Wirkung haben. Bauart *C* besitzt einen einfachen Strahlapparat mit einer zylindrischen Düse und anschließendem zylindrischen Diffusor. Die Kreisel-

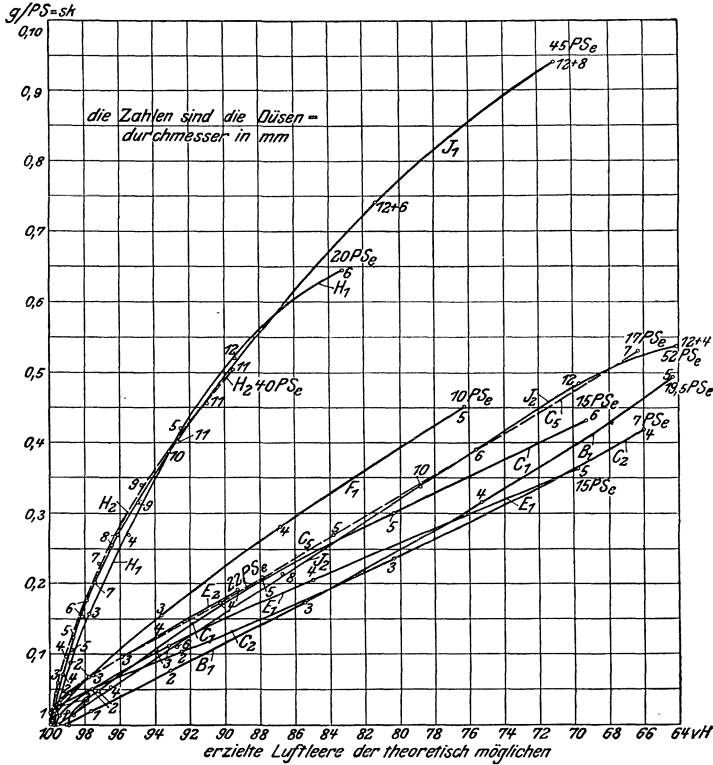


Abb. 304. Luftleistung von Wasserstrahlluftpumpen nach Versuchen von Grunewald.

pumpe zur Erzeugung des Druckwassers ist mit dem Strahlssauger zusammengebaut. Bauart *E* besteht aus einer vollbeaufschlagten Kreiselpumpe mit scheibenförmigem, nach besonderem Verfahren zerlegtem Wasserstrahl, etwa wie bei der Pumpe gemäß Abb. 248. Wasser und Luft gelangen in einen umschließenden ungeschaukelten Diffusor. Bauart *F* hat ebenfalls ein vollbeaufschlagtes Laufrad, das von einem geschaukelten Leitrad umschlossen wird. Innerhalb des Laufrades befindet sich ein Düsenring, durch den das Wasser in vielen feinen Strahlen in das Laufrad gesaugt wird (vgl. das Schema Abb. 305). Vor dem Eintritt in die Laufschaukeln mischt sich das Wasser mit der abzu-

saugenden Luft. Bei den Bauarten *H* und *J* endlich ist das Kreisrad nur teilweise wie bei der in Abb. 239 dargestellten Luftpumpe beaufschlagt. Die Verdichtung der angesaugten Luft erfolgt in einem anschließenden Diffusor von kreisrundem Querschnitt. Bei den Versuchen mit Bauart *C* wurde die Umlaufzahl von 1490 auf 1600 Uml./min erhöht (s. Versuch *C*₂, der eine geringe Verschlechterung brachte). Bei den Bauarten *E*, *H* und *J* befindet sich in der Schleuderwassersaugeleitung ein Drosselschieber, der beim Anfahren ganz geöffnet wird, um das Leersaugen des Kondensators zu beschleunigen. Der Arbeitsbedarf der Pumpe ist dann natürlich entsprechend höher. Ist die Luftleere hergestellt, so wird der Schieber wieder teilweise geschlossen. Bei den Versuchen wurde er nun so eingestellt, daß das günstigste Verhältnis zwischen angesaugter Luftmenge und Arbeitsbedarf eintrat, ein Verfahren, auf das man im praktischen Betriebe kaum wird rechnen können.

Abb. 304 zeigt nun, daß von den untersuchten Pumpen die Bauart *H* und *J* weitaus am besten ist. Von den übrigen Pumpen, die sich nicht wesentlich voneinander unterscheiden, wird bei gleicher Luftleere nur etwa halb so viel Luft gefördert. Der Dampfverbrauch jeder Pumpe bei Antrieb durch eine Turbine läßt sich berechnen, sobald ihr Verbrauch in kg/PS-h bekannt ist (vgl. S. 308). Abb. 306 gibt über den Wirkungsgrad der Pumpen Aufschluß. Als solcher ist das Verhältnis des Arbeitsbedarfs für verlustlose isothermische Verdichtung zum Arbeitsbedarf der Pumpe gemessen an der Pumpenwelle zu verstehen. Der höchste erreichbare Wirkungsgrad beträgt knapp 14 vH. Nach diesen Versuchen hat es den Anschein, als ob Bauart *H* und *J* allen übrigen Bauarten weit überlegen ist. Demgegenüber muß auf die folgenden Versuche verwiesen werden, nach denen auch von anderen Pumpen ebenso gute oder annähernd gleich günstige Ergebnisse erzielt werden.

Die nachstehend angegebenen Versuche beziehen sich auf Bauart *A*¹⁾, eine Wasserstrahlluftpumpe, die grundsätzlich wie die in Abb. 239 dargestellte arbeitet und auch den von Grunewald unter-

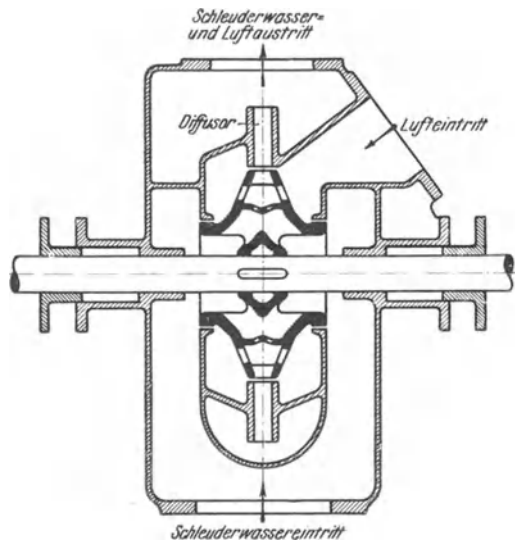


Abb. 305. Schema der Wasserstrahlluftpumpe Bauart *F*.

¹⁾ Für die Kennzeichnung der Bauart sind hier und im folgenden die gleichen Buchstaben wie in ⁵⁴⁾ beibehalten. Näheres über diese und die folgenden Versuche siehe in der angegebenen Arbeit des Verfassers.

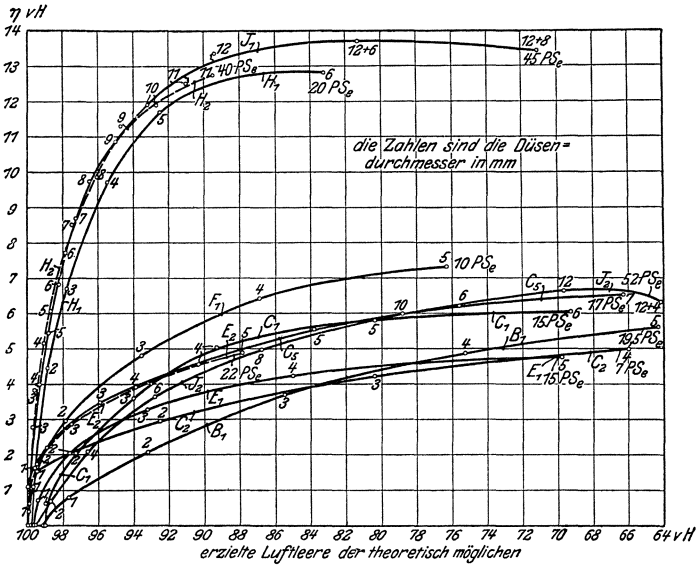


Abb. 306. Wirkungsgrad von Wasserstrahlluftpumpen nach Versuchen von Grunewald.

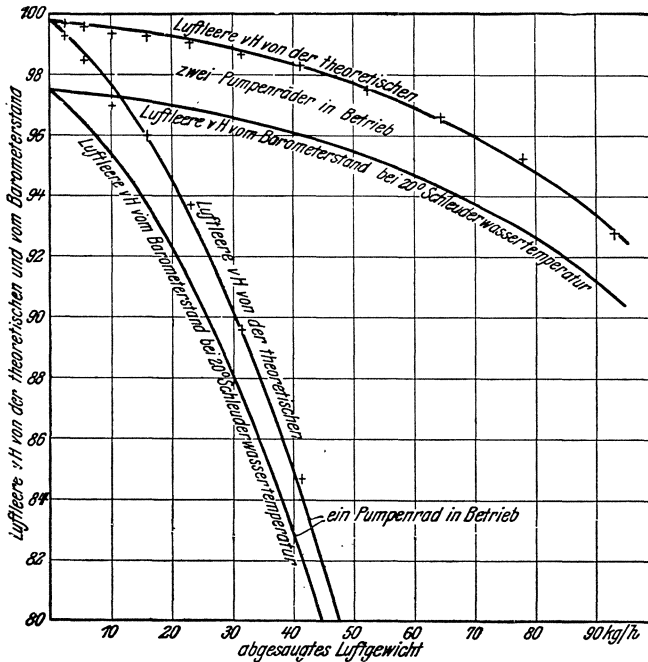


Abb. 307. Luftleistung einer stehenden Wasserstrahlluftpumpe Bauart A.

suchten Pumpen Gruppe *H* und *J* ähnelt. Die Unterschiede sind folgende. Die Pumpe hat zwei Schleuderräder, von denen eines für Marschfahrt abgeschaltet werden kann (die Pumpe war für einen kleinen Kreuzer bestimmt). Sie hat eine senkrechte Welle und wurde zusammen mit der Kondensatpumpe von einer Dampfturbine angetrieben. Die bei der Abnahmeprüfung dieser Pumpe auf dem Werk der Lieferfirma erzielten Ergebnisse sind aus Zahlentafel 31 und Abb. 307 zu ersehen. Eine Versuchsreihe wurde bei abgeschaltetem oberen Rad entsprechend Marschschtaltung, eine zweite Versuchsreihe bei Betrieb mit beiden Pumpenrädern ausgeführt. Die Versuche 13 bis 16 sollten über den Abfall der Luftleere bei fallender Drehzahl Aufschluß geben. Auffallend ist, daß ein Schleuderrad allein bei gleicher Luftleere nicht die Hälfte derjenigen Luftmenge fördert, die von zwei Rädern geliefert wird, sondern nur etwa ein Viertel dieser Menge. Als Ursache hierfür gab die

Zahlentafel 31.

Abnahmeprüfung einer Turboluft- und Kondensatpumpe Bauart A für einen kleinen Kreuzer. Messungen an der Wasserstrahlluftpumpe.

	Versuch Nr.	Dampfüberdruck at			Drehzahl in der Minute	Durchmesser der offenen Luftdüse mm	Barometerstand mm Q.-S.	Abgesaugtes Luft- gewicht kg/h	Schleuderrwasser- temperatur °C	Luftleere			
		vor dem Absperrentil	vor den Düsen	in Abdampfrohr						erreicht			
										theoretisch erreichbar mm Q.-S.	mm Q.-S.	vH von der theoretischen	vH vom Barometerstand
Oberes Rad der Luftpumpe abgestellt, entsprechend Marschfahrt	1	10,0	8,5	0,05	2200	0	760,5	0	15	747,3	746	99,8	98,0
	2	10,0	8,5	0,05	2200	2	760,5	2,59	15	747,3	744	99,3	97,7
	3	10,0	8,8	0,05	2200	3	760,5	5,83	15	747,3	739	98,5	97,2
	4	10,0	8,8	0,05	2200	4	760,5	10,38	15	747,3	732	97,0	96,2
	5	10,0	8,5	0,05	2200	5	760,5	16,20	15	747,3	719	96,0	94,6
	6	10,0	8,0	0,05	2200	6	760,5	23,35	14,5	747,7	701	93,7	92,2
	7	10,0	8,0	0,05	2200	7	760,5	31,78	14,5	747,7	670	89,6	88,2
	8	10,0	8,0	0,05	2200	8	760,5	41,5	14,5	747,7	633	84,7	83,3
	9	10,0	8,0	0,05	2200	9	760,5	52,6	14,5	747,7	570	76,3	75,0
Beide Räder der Luftpumpe angestellt. Drei Düsen der Antriebsturbine geöffnet	1	9,0	8,2	0,1	2200	0	760,5	0	15	747,3	746,5	99,8	98,2
	2	9,0	8,2	0,1	2200	12	760,5	93,4	15	747,3	688	92,8	90,6
	3	9,0	8,2	0,1	2200	10	760,5	64,8	15	747,3	721	96,6	94,9
	4	8,8	7,7	0,1	2200	6	760,5	23,35	15	747,3	740	99,1	97,4
	5	8,9	7,8	0,1	2200	8	760,5	41,5	15	747,3	734	98,3	96,7
	6	8,8	7,7	0,1	2200	4	760,5	10,38	15	747,3	743	99,4	97,8
	7	8,7	7,6	0,1	2200	2	760,5	2,59	15	747,3	745	99,7	98,2
	8	8,7	7,6	0,1	2200	3	760,5	5,83	15	747,3	744	99,6	98,0
	9	8,7	7,6	0,1	2200	5	760,5	16,20	15	747,3	741,5	99,3	97,7
	10	8,7	7,6	0,1	2200	7	760,5	31,78	15	747,3	737	98,7	97,0
	11	8,7	7,6	0,1	2200	9	760,5	52,6	15	747,3	727	97,5	95,7
	12	8,6	7,5	0,1	2190	11	760,5	78,2	15	747,3	703	94,2	92,5
	13	8,6	7,5	0,1	2190	10	760,5	64,8	15	747,3	716	95,9	94,3
	14	8,6	7,5	0,1	2160	10	760,5	64,8	15	747,3	714	95,7	94,0
	15	8,6	7,5	0,1	2100	10	760,5	64,8	15	747,3	710	95,1	93,4
	16	8,6	7,5	0,1	2000	10	760,5	64,8	15	747,3	703	94,2	92,5
Lagertemperatur 63,5° C													

Lieferfirma an, daß von dem oberen abgestellten Rade Leckwasser auf das untere Rad tropft und dessen Wirkungsweise beeinträchtigt. Diese Erklärung erscheint jedoch nicht ausreichend.

Die antreibende Turbine besitzt eine Druckstufe mit mehreren Geschwindigkeitsstufen und ist für eine Nutzleistung von 60 bis 120 PS

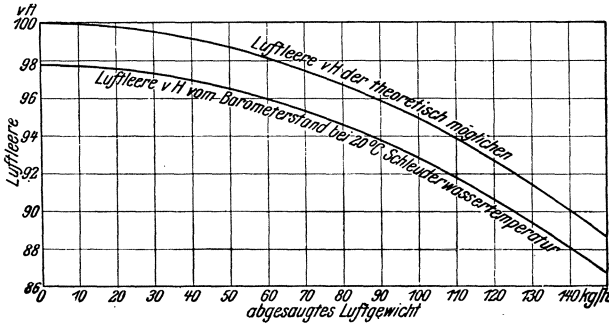


Abb. 308. Luftleistung einer stehenden Wasserstrahl-Luftpumpe Bauart B für Bordzwecke; Drehzahl $n = 2700$ Uml./min.

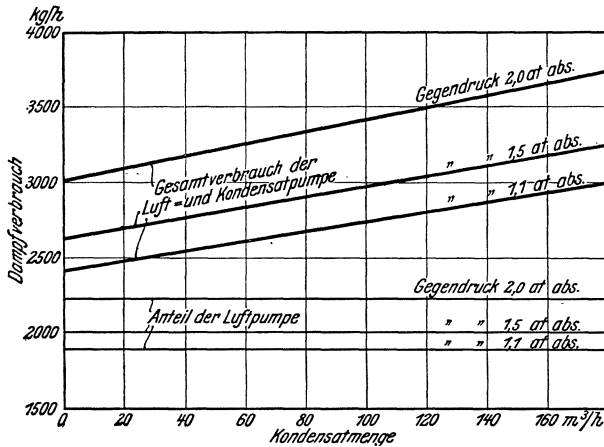


Abb. 309. Dampfverbrauch einer stehenden Turboluft- und Kondensatpumpe Bauart B. Drehzahl $n = 2700$ Uml./min. Zudampfdruck 12 bis 16,5 at Überdruck, Sattdampf. Förderung des Kondensates von 95 vH Luftleere auf 8,2 m Druckhöhe.

und Kondensatpumpe Bauart B wiedergegeben, wie die in den Abb. 241 bis 245 dargestellte arbeitet. Abb. 308 zeigt die erreichte Luftleere bei verschiedenen Luftmengen, Abb. 309 die Abhängigkeit des Dampfverbrauchs von der Kondensatmenge bei verschiedenem Gegendruck und den Anteil der Luftpumpe am Gesamtdampfverbrauch. Dieser Anteil wurde bei ausgebautem Kondensatpumpenrad bestimmt. Der hiernach auf die Kondensat-

bei einem Zudampfdruck von 15 at abs und 1,5 at abs Gegendruck gebaut. Der Dampf wird durch drei Düsen zugeführt, von denen zwei einzeln von Hand abstellbar sind. Der Dampfverbrauch der Turbine würde bei 12 at abs vor den Düsen bei drei offenen Düsen 1910 kg/h betragen. Die normale Kondensatmenge des Aggregates beträgt 150 t/h und hierfür kann der Dampfverbrauch der Kondensatpumpe zu 550 kg/h angenommen werden. Somit verbleibt für die Luftpumpe ein Verbrauch von 1360 kg/h.

In den Abb. 308 und 309 sind die Ergebnisse von Versuchen an einer großen Turboluft-

deren Luftpumpe

pumpe entfallende Dampfverbrauch erscheint ziemlich hoch (vgl. 160 und Abb. 333). Abb. 309 läßt erkennen, daß der Dampfverbrauch der Luftpumpe vom abgesaugten Luftgewicht unabhängig ist. Dies rührt davon her, daß der Dampfverbrauch vom Arbeitsbedarf der Schleuderwasserpumpe abhängt und dieser wird von der Luftmenge unmittelbar nicht beeinflußt, da das Wasser sich erst mit der Luft mischt, nachdem es das Schleuderrad verlassen hat. Dagegen wird der Arbeitsbedarf durch die Höhe des absoluten Drucks in der Pumpe, also mittelbar durch die Luftmenge, beeinflußt, da sich mit dem absoluten Druck auch der Druckunterschied gegenüber der Atmosphäre ändert. Dieser Einfluß ist aber sehr gering und kommt daher in Abb. 309 nicht zum Ausdruck. Vorstehendes trifft in gleicher Weise für die meisten Wasserstrahlluftpumpen zu.

Die in Zahlentafel 32 enthaltenen Versuchsergebnisse beziehen sich auf eine Luftpumpe mit senkrechter Welle, die in Abb. 310 schematisch dargestellt ist. Das Wasser wird von einer Kreiselpumpe in einen ringförmigen Spalt gedrückt, den es in Scheibenform mit hoher Geschwindigkeit verläßt. Die eine Seite dieses Spaltes ist eine auf der Welle drehbare Scheibe, damit zwischen dem festen und dem beweglichen Teil etwa vom Wasser mitgeführte Teile zerrieben und dadurch unschädlich gemacht werden. Die Verdichtung geschieht in einem das

Zahlentafel 32.

Abnahmeversuche an zwei Wasserstrahlluftpumpen, Bauart C, mit zugehöriger Kondensatpumpe. Baujahr 1914.

Luftpumpe Nr.		I	II	
Drehzahl	Umdr./min	3600	3800	3800
Barometerstand	mm Q.-S.	748	749	749
Antriebsturbinen:				
Druck in der Dampfzuleitung	at Überdr.	8,0	9,4	9,6
Dampfdruck vor den Düsen	at Überdr.	6,75	7,1	7,0
Dampftemperatur vor den Düsen	° C	199	206	205
Dampfdruck am Austrittsstutzen	at Überdr.	0	0	0,02
Dampftemperatur am Austrittsstutzen	° C	100	100	102
Dampfverbrauch in der Meßzeit	kg	350	362	400
Meßzeit	min	15	15	15
Stündlicher Dampfverbrauch	kg/h	1400	1450	1600
Luftpumpe:				
Durchmesser der offenen Luftdüse	mm	6	9	9
Geförderte Luftmenge	kg/h	23,6	53,0	53,0
Schleuderwassertemperatur am Ablauf	° C	26	20	17
Lufttemperatur am Saugestutzen	° C	32	38	34
Theoretisch mögliche Luftleere	mm Q.-S.	712,3	699,3	709,1
Erreichte Luftleere am Saugestutzen	mm Q.-S.	695	656	660
Luftleere vH vom Barometerstand	vH	92,8	87,7	88,1
Luftleere vH von der theoretischen	vH	97,6	93,8	93,2
Kondensatpumpe:				
Fördermenge	m ³ /h	93,6	110	91
Förderhöhe	m W.-S.	2,4	2,4	2,4

Rad umschließenden ringförmigen Diffusor. In Abb. 311 ist die Luftleere in Abhängigkeit von der geförderten Luftmenge dargestellt. Für die Luftpumpen waren folgende Werte gewährleistet worden:

Dampfverbrauch	1600 kg/h und
Luftleere	90 vH v. Barometerstand
bei: Zudampfdruck	12 at abs
Gegendruck	1,5 at abs
Kondensatmenge	90 m ³ /h
Luftmenge	55 kg/h und
Schleuderwassertemperatur	20° C.

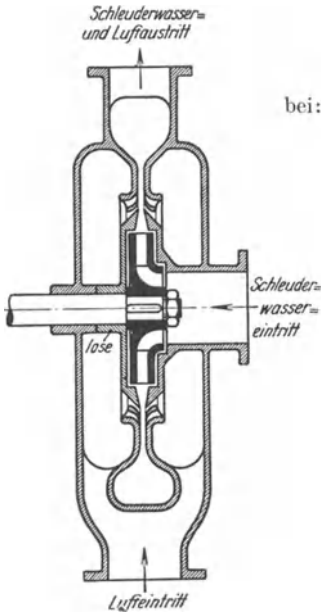


Abb. 310. Schema einer Wasserstrahl-Luftpumpe Bauart C.

Wie aus Abb. 311 hervorgeht, ist die gewährleisteteste Luftleere um 1 vH überschritten worden. Rechnet man den gemessenen mittleren Dampfverbrauch von 1480 kg/h mittels der adiabatischen Wärmegefälle unter Annahme gleichen Gütegrades auf 12 at abs bei 3 vH Feuchtigkeit und einen Gegendruck von 1,1 at abs um, so erhält man 1400 kg/h. Von der Lieferfirma wird der Dampfverbrauch der Kondensatpumpe allein bei einer Kondensatmenge von rd. 100 m³/h zu 400 kg/h angegeben. Der Dampfverbrauch der Luftpumpe ergibt sich demnach zu 1000 kg/h.

Bei den von derselben Firma gebauten neueren Wasserstrahl-Luftpumpen, Bauart D, wird die Luft nicht am Umfang eines Schleuder-rades abgesaugt, sondern sie haben eine gewöhnliche Hochdruckkreiselpumpe, die das Wasser in die Strahlvorrichtung drückt. Die Düsen dieser Vorrichtung sind in besonderer Weise ausgebildet. Die mit diesen Luftpumpen erzielten Ergebnisse sind etwas besser als diejenigen der Pumpen Bauart C. Die bei der

Abnahmeprüfung einer stehenden, für ein Torpedoboot bestimmten Luftpumpe erzielten Ergebnisse sind in Zahlentafel 33 enthalten. Die erreichte Luftleere ist in Abb. 311 eingetragen. Der Dampfverbrauch der Luftpumpe allein ergibt sich wieder durch Abzug des Dampfverbrauches der Kondensatpumpe.

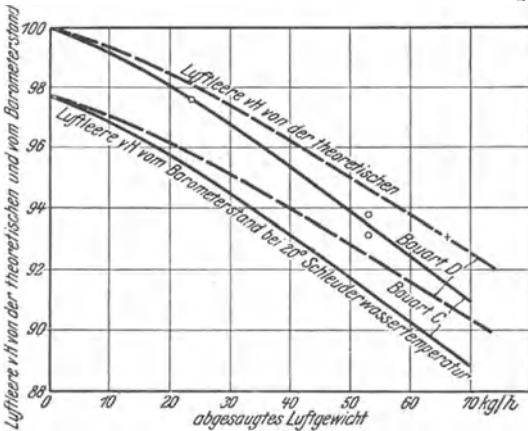


Abb. 311. Luftleistung von Wasserstrahl-Luftpumpen Bauart C und D.

Die folgenden Versuchsergebnisse wurden an einer Wasserstrahl-

Zah lentafel 33.

Abnahmeprüfung einer stehenden Turboluft- und -Kondensatpumpe, Bauart D, Baujahr 1917.

Dauer des Versuchs	min	130	
Barometerstand	mm Q.-S.	765,4	
Drehzahl	Uml./min	3430	
Turbine	Dampfdruck vor dem Regulierventil	at Überdr.	10,43
	Dampfdruck vor den Düsen	at Überdr.	8,38
	Dampftemperatur vor den Düsen	° C	265,3
	Gegendruck hinter der Turbine	at Überdr.	0,1
	Gemessener Dampfverbrauch	kg/h	1607
	Adiabatisches Wärmegefälle beim Versuch	kcal/kg	97
Luftpumpe	Adiabatisches Wärmegefälle für einen Zudampfdruck von 12 at abs. bei 3 vH Dampfeuchtigkeit	kcal/kg	94
	Dampfverbrauch, umgerechnet auf $p_1 = 12$ at abs.	kg/h	1658
	Durchmesser der offenen Luftdüse	mm	10
	Abgesaugtes Luftgewicht	kg/h	66,0
	Strahlwassertemperatur	° C	19,94
	Theoretisch mögliche Luftleere	mm Q.-S.	748,0
Kondensatpumpe	Erreichte Luftleere	mm Q.-S.	696,3
	Desgl. vH von der theoretisch möglichen	vH	93,1
	Desgl. vH vom Barometerstand	vH	91,0
	Kondensatmenge	m ³ /h	130
	Kondensattemperatur	° C	17,07
	Förderhöhe des Kondensates	m W.-S.	6
Dampfverbrauch der Kondensatpumpe	kg/h	520	
Dampfverbrauch der Luftpumpe	kg/h	1138	

Zah lentafel 34.

Abnahmeprüfung einer Wasserstrahlpumpe, Bauart E, Nr. I. Baujahr 1915.

Versuch Nr.	Barometerstand mm Q.-S.	Drehzahl Uml./min	Zahl der offenen Strahl­düsen	Druck vor den Strahl­düsen at Überdr.	Temperatur d. Strahl­ wassers v. d. Düsen °C	Durchmesser der offenen Luft­düsen mm	abgesaugtes Luft­ gewicht kg/h	theoretisch mögliche Luftleere mm Q.-S.	erreichte Luftleere		
									mm Q.-S.	vH von der theoretischen	vH vom Baro­ meterstand
1	759,2	—	1	8,0	27,0	4	10,5	732,5	720	98,4	94,8
2	759,8	2780	1	8,0	24,5	4	10,5	736,7	720	97,8	94,8
3	759,5	2740	1	8,0	25,5	5,5	19,8	735,0	690	94,0	90,9
4	759,5	2740	1	8,0	26,5	2,5 + 5,5	23,9	733,5	685	93,5	90,2
5	759,5	2980	2	8,0	25,5	3,3 + 4,5 + 6,0	43,9	735,0	678	92,3	89,3
6	759,5	3300	3	8,0	30,5	6 + 8	65,4	726,8	670	92,2	88,3
7	759,5	3325	3	8,0	31,0	3 + 6 + 8	71,3	725,8	668	92,5	88,0
8	759,6	3300	3	8,0	29,5	3 + 6 + 8	71,3	728,7	670	93,3	88,3
9	759,2	3280	3	8,0	30,2	3 + 6 + 8	71,3	727,0	665	91,5	87,6

luftpumpe gewonnen, die ebenfalls eine gewöhnliche Hochdruckkreiselpumpe besitzt (Bauart E). Sie drückt das Wasser in drei gewöhnliche Strahlapparate entsprechend Abb. 312, von denen zwei abstellbar sind. Die bei der Abnahmeprüfung einer im Jahre 1915 gebauten stehenden Pumpe (I) erhaltenen Werte sind in Zah lentafel 34 zusammengestellt.

Eine zweite Pumpe von fast gleichen Abmessungen (Nr. II), Baujahr 1916, wurde vom Verfasser untersucht (s. Zahlentafel 35 und 36). Die

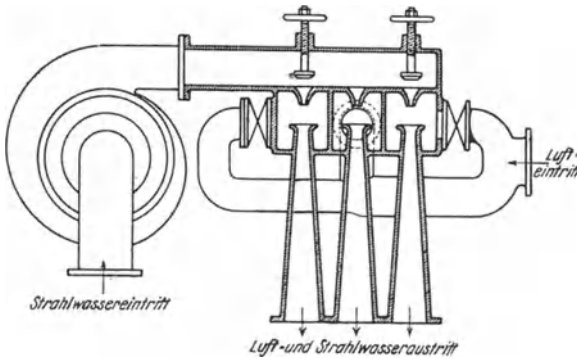


Abb. 312. Schema einer Wasserstrahlluftpumpe Bauart E.

Luftleistung der Pumpen ist in Abb. 313 dargestellt. Die Luftmengen, die gefördert werden, wenn eine oder zwei Düsen angestellt sind, verhalten sich wie 1 : 2. Dagegen wird auffallenderweise nach Anstellen der dritten Düse nicht so viel mehr gefördert als nach Anstellen der ersten und zweiten. Dies ist auch bei den Borderproben festgestellt

worden, bei denen das Hinzuschalten der dritten Düse angeblich überhaupt keine Verbesserung gebracht hat. Eine geringe Verbesserung der Luftleere wird zweifellos vorhanden gewesen sein, nur ist die erreichbare Steigerung um so kleiner, je mehr man sich beim Ansaugen aus dem

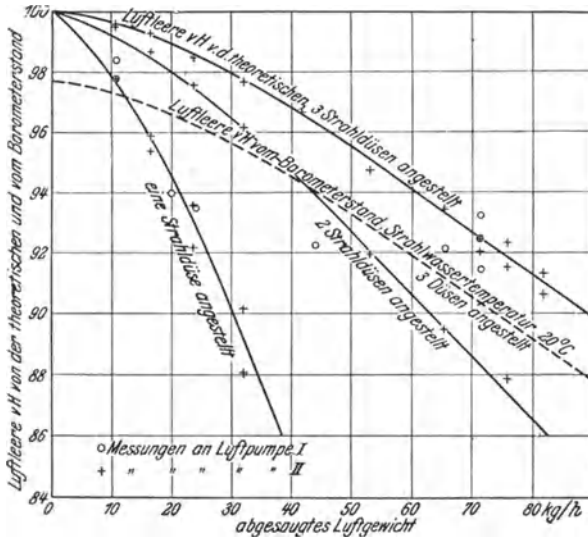


Abb. 313. Luftleistung von Wasserstrahlluftpumpen Bauart E.

im Betriebe befindlichen Kondensator der theoretischen Luftleere nähert, und dies wird an Bord der Fall gewesen sein.

Der Anteil der Luftpumpe am Gesamtdampfverbrauch läßt sich hier berechnen. Aus dem Pumpendruck und den kleinsten Öffnungen der Strahl-düsen von 23 mm Dmr. folgt die umlaufende Schleuderwassermenge und mit dem Wirkungsgrad der Pumpe, der zu 0,7

angenommen wurde, auch ihr Arbeitsbedarf. Ebenso läßt sich die Leistung der Kondensatpumpe aus der Kondensatmenge und deren Förderhöhe ermitteln. Ihr Wirkungsgrad wurde ihrer kleineren Leistung und

Zahlentafel 35.

Abnahmeprüfung einer Wasserstrahlluftpumpe, Bauart E, Nr. II. Baujahr 1916.

Versuch Nr.	Barometerstand mm Q.-S.	Drehzahl Uml./min	Zahl der offenen Strahldüsen	Druck v. d. Strahldüsen at Überdr.		Durchmesser der off. Luftdüsen mm	abgesaugtes Luftgewicht kg/h	theoretisch mögliche Luftleere mm Q.-S.	erreichte Luftleere			Bemerkungen
				Temperatur des Strahlwassers vor den Düsen °C	Temperatur des Strahlwassers vor den Düsen °C				mm Q.-S.	vH von der theoretischen	vH vom Barometerstand	
1	754,2	2900	1	8,0	24	0	0	731,8	732	100	97,1	Raumtemperatur 18,5° C Luftleere schwankt
2	754,2	2900	1	8,0	24	4	10,4	731,8	716	97,8	95,0	
3	754,2	2900	1	8,0	24	5	16,3	731,8	702	95,9	93,2	
4	754,2	2900	1	8,0	24	5	16,3	731,8	698	95,4	92,6	
5	754,2	2900	1	8,0	24	6	23,5	731,8	685	93,6	90,9	
6	754,2	2900	1	8,0	24	6	23,5	731,8	675	92,2	89,6	
7	754,2	2900	1	8,0	24	7	32,0	731,8	660	90,2	87,6	
8	754,2	2900	1	8,0	24	7	32,0	731,8	645	88,1	85,6	
9	754,2	3100	2	8,0	25,5	0	0	729,7	730	100	96,8	Raumtemperatur 18,9° C
10	754,2	3100	2	8,0	25,5	4	10,4	729,7	726	99,5	96,3	
11	754,2	3100	2	8,0	26	5	16,3	729,0	720	98,7	95,6	
12	754,2	3100	2	8,0	26	6	23,5	729,0	712	97,6	94,5	
13	754,2	3100	2	8,0	26	7	32,0	729,0	702	96,2	93,2	
14	754,2	3100	2	8,0	26	8	41,8	729,0	691	94,8	91,7	
15	754,2	3100	2	8,0	26	9	53,0	729,0	671	92,0	89,0	
16	754,2	3100	2	8,0	26	10	65,3	729,0	652,5	89,5	86,6	
17	754,2	3100	2	8,0	26	10 + 4	75,7	729,0	641	87,9	85,1	
18	754,2	3200	3	8,0	24,5	0	0	731,1	730	99,9	96,8	Raumtemperatur 19° C
19	754,2	3200	3	8,0	24,5	4	10,4	731,1	728	99,6	96,6	
20	754,2	3200	3	8,0	24,5	5	16,3	731,1	726	99,3	96,3	
21	754,2	3200	3	8,0	24,5	6	23,5	731,1	720	98,5	95,6	
22	754,2	3200	3	8,0	25	7	32,0	730,4	713	97,7	94,6	
23	754,2	3200	3	8,0	26	8	41,8	729,0	705	96,7	93,5	
24	754,2	3200	3	8,0	26	9	53,0	729,0	691	94,8	91,7	
25	754,2	3200	3	8,0	27	10	65,3	727,5	680	93,5	90,2	
26	754,2	3200	3	8,0	27,5	10 + 3	71,2	726,7	673	92,5	89,3	
27	754,2	3200	3	8,0	27,5	10 + 3	71,2	726,7	670	92,1	88,9	
28	754,2	3200	3	8,0	27,5	10 + 4	75,7	726,7	672	92,4	89,2	
29	754,2	3200	3	8,0	27,5	10 + 4	75,7	726,7	666	91,6	88,4	
30	754,2	3200	3	8,0	27,5	10 + 5	81,6	726,7	665	91,4	88,3	
31	754,2	3200	3	8,0	27,5	10 + 5	81,6	726,7	660	90,7	87,6	

Förderhöhe wegen nur mit 0,25 eingesetzt. Aus dem Arbeitsbedarf der beiden Pumpen kann ihr Anteil am Gesamtdampfverbrauch berechnet werden (s. Zahlentafel 36). Der Dampfverbrauch der Luftpumpe ergibt sich im Mittel zu 1395 kg/h.

147. Vergleich der Wasserstrahlluftpumpen untereinander. Um die Versuche an den verschiedenen Bauarten auf eine gemeinsame Grundlage zu bringen, ist für jede Luftpumpe die Kennlinie für Absaugung trockener Luft bei 20° C Schleuderwassertemperatur auf einen Dampfverbrauch von 1000 kg/h bei 12 at abs. Zudampfdruck, 3 vH Dampf Feuchtigkeit und 1,1 at abs. Gegendruck umgerechnet worden, d. h. es ist für jede Luftleere in vH vom Barometerstand das abgesaugte Luftgewicht im Verhältnis von 1000 zum wirklichen Dampfverbrauch der

Zahlentafel 36.

Dampfverbrauchsmessungen an der Wasserstrahlluftpumpe, Bauart E, Nr. II.

		1	2		
Versuch Nr.		min	30	30	
Versuchsdauer		mm Q.-S.	754,2	754,2	
Barometerstand		Uml./min	3210	3217	
Drehzahl des Pumpwerkes		mm Q.-S.	695,7	691,7	
Luftleere im Kondensator		at Überdr.	12	11	
Turbine	Dampfdruck vor dem Regulierventil	at Überdr.	9,37	10,15	
	Dampfdruck vor den Düsen	° C	207,3	194,0	
	Dampf Temperatur vor den Düsen	at Überdr.	0,33	0,553	
	Gegendruck hinter der Turbine	kg/h	2100	2262	
	Gemessener Dampfverbrauch	kal/kg	88,0	82,0	
	Adiabatisches Wärmegefälle beim Versuch				
	Adiabatisches Wärmegefälle für einen Zudampfdruck von 12 at abs. bei 3vH Dampf- feuchtigkeit und 1,1 at abs. Gegendruck	kcal/kg	94,0	94,0	
	Dampfverbrauch, umgerechnet auf $p_1 = 12$ at abs. und $p_2 = 1,1$ at	D kg/h	1967	1973	
	Offene Strahldüsen		3	3	
	Wasserdruck vor den Strahldüsen	at Überdr.	8,0	8,0	
Kondensatpumpe	Strahlwassermenge (Ausflußziffer = 0,99)	m ³ /h	186	186	
	Zulaufhöhe zur Pumpe	m W.-S.	1	1	
	Förderhöhe der Pumpe	m W.-S.	79	79	
	Effektivleistung	PS	54,5	54,5	
	Wirkungsgrad, angenommen		0,7	0,7	
	Der Pumpe zugeführte Leistung	N_{i1}	77,9	77,9	
	Zulaufhöhe aus Kondensator	m W.-S.	1,033	0,890	
	Gegendruck hinter der Pumpe	m W.-S.	6,0	6,0	
	Förderhöhe	m W.-S.	14,44	14,53	
	Durchmesser der Meßdüsen	mm	80 u. 100	80 u. 100	
Kondensatpumpe	Stauhöhe an den Meßdüsen	mm	590	532	
	Kondensatmenge (Ausflußziffer = 0,99)	m ³ /h	156	148	
	Effektivleistung	PS	8,35	7,97	
	Wirkungsgrad, angenommen		0,25	0,25	
	Der Pumpe zugeführte Leistung	N_{i2}	PS	32,4	30,6
	Effektivleistung der Turbine $N_e = N_{i1} + N_{i2}$	PS	110,3	108,5	
	Dampfverbrauch der Kondensatpumpe	kg/h	578	556	
Dampfverbrauch der Strahlwasserpumpe	kg/h	1389	1417		

Luftpumpe verkleinert bzw. vergrößert worden (Abb. 314). Auch bei Umrechnung auf gleichen Dampfverbrauch und -zustand ist der Vergleich nicht ganz einwandfrei, da im allgemeinen eine größere Luftpumpe günstiger arbeitet als eine kleinere, da die Reibungs- und andere Verluste nicht proportional mit der Leistung ansteigen, sondern langsamer. Dies ist bei der Beurteilung der Schaulinien zu beachten. Es kann aber auch der umgekehrte Fall eintreten (vgl. 126).

Es muß der Dampfverbrauch und nicht der Arbeitsbedarf als Grundlage gewählt werden, um auch einen Vergleich mit den Dampfstrahlsaugern zu ermöglichen. Bei denjenigen Pumpen, bei denen nicht der Dampfverbrauch, sondern der Arbeitsbedarf gemessen worden ist, wurde Antrieb durch eine Dampfturbine mit einem effektiven Gütegrad von 0,35 angenommen. Dies ergibt für den angenommenen Anfangs- und Endzustand des Dampfes einen Dampfverbrauch von 18,7 kg/PS-h.

Die Kennlinien der verschiedenen Bauarten scheiden sich — von der Kurve *k* abgesehen — ziemlich deutlich in zwei Gruppen. Die eine (Kurven *a* bis *e*) bezieht sich auf Pumpen, bei denen dem Wasser durch das Pumpenrad unmittelbar die zur Luftabsaugung erforderliche hohe Geschwindigkeit bei geringstem Druck erteilt wird. (Kurve *a* bleibt für größere Luftmengen besser unberücksichtigt.) Bei der anderen Gruppe (Kurven *f*, *g* und *i*) wird zunächst von einer gewöhnlichen

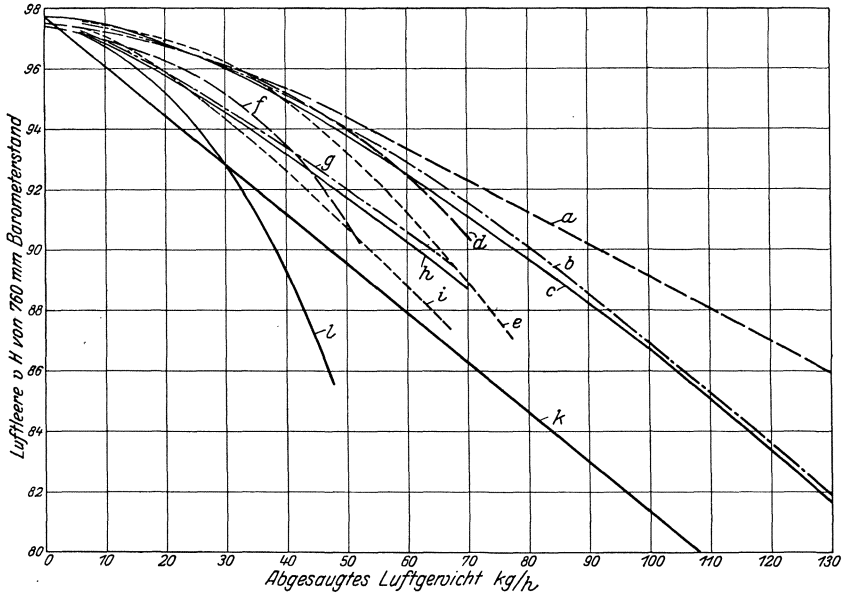


Abb. 314. Vergleich der Wasserstrahlluftpumpen untereinander. Luftleere bei Förderung trockener Luft und 20 °C Strahlwassertemperatur. Dampfverbrauch 1000 kg/h. Zudampfdruck 12 at abs. bei 3 vH Feuchtigkeitsgehalt. Gegen- druck 1,1 at abs.

- a) Bauart Westinghouse-Leblanc nach Angabe der Maschinenbau A.-G. Balcke (Abb. 240);
- b) Bauart *H* und *J* nach Versuchen von Grunewald (Abb. 304);
- c) Bauart AEG der Wheeler Condenser and Engineering Co. nach Heimann (Abb. 246);
- d) Bauart *A* (Abb. 307);
- e) Bauart *B* (Abb. 308);
- f) Bauart Paul H. Müller nach Richter (Abb. 255);
- g) Bauart *D* (Abb. 311);
- h) Bauart *C* (Abb. 311);
- i) Bauart *E* (Abb. 313);
- j) Bauart *E* (Abb. 313);
- k) Körtingscher Vielstrahlkondensator nach Versuchen von Grunewald (Abb. 49);
- l) Bauart C. H. Jaeger und Co. nach Angabe der Firma (Abb. 249).

Kreiselpumpe Druckwasser erzeugt und dieses einer verschieden ausgebildeten Strahlvorrichtung zugeführt. Diese nochmalige Energieumsetzung hat jedenfalls zur Folge, daß die Luftleistung dieser Gruppe etwa um ein Viertel geringer ist als diejenige der ersten Gruppe. Eine Ausnahme macht nur Bauart *C*, die in die erste Gruppe gehört, aber nicht bessere Ergebnisse als die zweite Gruppe liefert. Gegenüber der ersten Gruppe hat aber die zweite den nicht zu unterschätzenden Vorteil größerer Einfachheit in Herstellung und Betrieb, womit auch geringerer Verschleiß und größere Betriebssicherheit verbunden ist.

Kurve *l* gehört nicht eigentlich hierher, da sie sich auf einen Strahlkondensator bezieht, der als reine Luftpumpe untersucht wurde. Das Ergebnis ist etwa das gleiche wie bei einer ähnlichen Vorrichtung, die von Grunewald geprüft wurde (Bauart *B*), und scheint das zu bestätigen, was auf S. 253 über die Luftabsaugefähigkeit und die dampfniederschlagende Wirkung von Wasserstrahlapparaten gesagt ist.

148. Versuche an Dampfstrahlluftpumpen. Abb. 315 zeigt die Ergebnisse der Versuche an einem Strahlsauger (Bauart *C*), der wie der in Abb. 276 dargestellte Strahlsauger betrieben wird. Der Zustand des Frischdampfes und der Gegendruck sind dem Verfasser nicht bekannt. Der Strahlsauger hat sich beim Parallelarbeiten mit einer Turboluft-

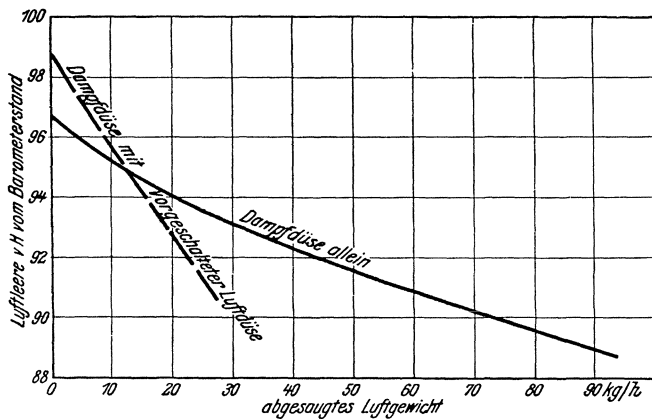


Abb. 315. Luftleistung eines Strahlsaugers Bauart *C* bei Förderung trockener Luft. Dampfverbrauch 500 kg/h. Zudampfdruck 13 at abs.

pumpe nicht voll bewährt, da dann die Luftleere fiel. Gleichzeitig erwärmte sich das Luftsaugerrohr der Turboluftpumpe beträchtlich. Diese Erscheinungen rühren wahrscheinlich davon her, daß beim Strahlsauger bei Förderung sehr kleiner Luftmengen der Dampf den Querschnitt des Diffusors nicht voll ausfüllt und daß der Strahlsauger daher einerseits nicht mehr richtig fördert, andererseits sogar den Dampf rückwärts in die Luftsaugleitung und von da in die Saugleitung der Turbopumpe treten läßt, die sich dadurch stark erwärmt. Durch diesen Dampf wird die Förderung dieser Pumpe ebenfalls beeinträchtigt. Diese Störung ist auch aufgetreten, wenn vor die Dampfdüse die zugehörige Luftsaugdüse geschaltet wurde. War der Dampfstrahlsauger allein in Betrieb, so arbeitete er einwandfrei, was sich auch bei späteren Anlagen gezeigt hat.

Die in Abb. 316 schematisch dargestellte Pumpe (Bauart *D*) kann als umlaufende Pumpe bezeichnet werden. Sie arbeitet in der Weise, daß die Luft durch die Schaufeln eines mit hoher Drehzahl umlaufenden Rades zwischen die feststehende Dampfdüse und den ebenfalls fest-

stehenden Diffusor geführt wird. Der Antrieb des Rades erfolgt durch den aus der Düse austretenden Dampfstrahl dadurch, daß die Düse zu den geraden Schaufeln etwas schräg gestellt ist. Der in den Schaufeln nach Verlassen der Stellung zwischen Düse und Diffusor noch vorhandene Dampf von höherer Spannung als im Gehäuse wird durch passend angeordnete Umföhrungskanäle noch weiter ausgenutzt, doch sind in Abb. 316 diese Kanäle fortgelassen, um das Wesentliche der Bauart klarer hervortreten zu lassen. Für die Luftpumpe wird niedriger gespannter Dampf

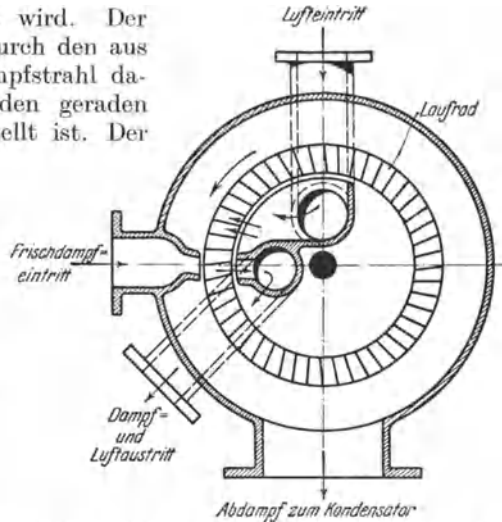


Abb. 316. Schema einer umlaufenden Dampfstrahlluftpumpe Bauart D.

Zahlentafel 37.

Versuche an einer Dampfstrahlluftpumpe, Bauart D.

Versuch Nr.	Düse Nr.	Barometerstand mm Q.-S.	Lufttemperatur am Saugstutzen °C	Drehzahl Uml./min	Luftmengenmessung			Luftleere am Saugstutzen		Dampfmengenmessung			
					Geförderte Luftmenge		Abgesaugte Luftmenge kg/h	Dampfdruck vor der Meßdüse at Überdr.	Dampf-temperatur vor der Maschine °C	Dampfverbrauch kg/h	Auspußdampf- menge kg/h		
					m³/h	kg/h						mm Q.-S.	vH vom Barometer- stand
1	blind	721,4	14,8	5000	0,827	0,98	0	706,2	98,0	7,49	169	106	48,5
2	0	721,4	15,0	5000	1,213	1,44	0,46	706,0	97,95	7,55	169	109	49,0
3	1	721,4	15,0	5000	1,400	1,66	0,68	705,1	97,8	7,65	169,5	109	49,2
4	2	721,4	15,5	5000	1,818	2,16	1,18	702,3	97,45	7,68	170	108	41,3
5	3	721,4	15,7	5000	2,100	2,49	1,51	700,7	97,2	7,80	170	110	48,0
6	4	721,4	15,9	5000	2,710	3,22	2,24	698,4	96,8	7,79	170,4	110	52,0
7	5	721,4	17,0	5000	3,295	3,90	2,92	693,9	96,25	8,05	171	113	—
8	5	721,4	16,8	5000	3,277	3,88	2,90	694,2	96,25	8,00	171	112	—
9	7	721,4	16,2	5000	4,56	5,41	4,43	691,4	95,95	8,15	171,5	115	53,2
10	8	721,4	16,2	5000	4,69	5,56	4,58	690,9	95,9	8,25	172,0	115	54,0
11	8	721,4	16,0	5000	4,78	5,67	4,69	692,1	96,05	8,15	172,0	114	—
12	9	721,3	14,9	5000	5,45	6,46	5,48	688,2	95,5	8,30	172,5	115	—
13	10	721,3	14,9	5000	8,02	9,51	8,53	681,0	94,5	8,52	173,5	118	—
14	11	721,3	14,9	5000	8,77	10,4	9,4	675,7	93,75	9,20	176,0	125	—
15	12	721,3	14,9	5000	12,46	14,8	13,8	672,7	93,3	9,25	176,0	127	—
16	13	721,3	15,0	5000	14,35	17,0	16,0	662,9	92,0	9,90	179,0	125	—
17	14	721,3	13,7	5000	18,38	21,8	20,8	652,7	90,6	10,5	181,0	139	—
18	15	721,3	14,5	5000	24,36	29,3	28,3	638,4	88,5	11,5	184,0	153	—
19	16	721,3	14,6	5000	29,8	35,3	34,3	621,9	86,25	11,7	185,0	158	—

Die Dampfmenge wurde durch eine Düse von 5,52 mm Durchmesser gemessen.

von 1 bis 2 at verwendet. Sie hat die Eigentümlichkeit, daß der in das Gehäuse gelangende Teil des Betriebsdampfes in den Hauptkondensator geleitet und dort niedergeschlagen wird, so daß mit der Luft nur ein Teil des Betriebsdampfes in die Atmosphäre gefördert wird und die Dampfwärme des übrigen Teils verlorengeht. Die Ergebnisse der an einer kleinen Luftpumpe ausgeführten Versuche sind aus Zahlentafel 37 und Abb. 317 zu ersehen. Die Maschine regelt auf gleichbleibende Drehzahl, und sie unterscheidet sich von fast allen anderen Luftpumpenarten dadurch, daß der Dampfverbrauch mit dem

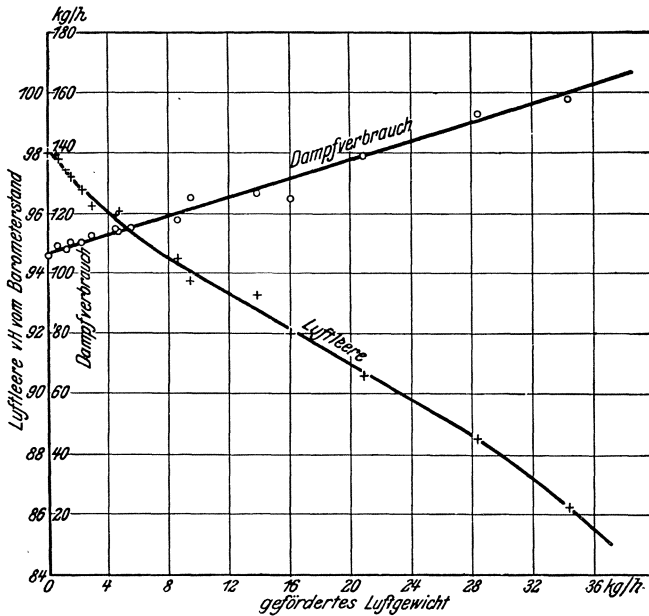


Abb. 317. Dampfverbrauch und Luftleistung einer Dampfstrahlluftpumpe Bauart *D* bei Förderung trockener Luft.

zu fördernden Luftgewicht merkbar ansteigt. Der in der Zahlentafel angegebene Dampfverbrauch ist mittels einer Meßdüse bestimmt; hierbei ist zu berücksichtigen, daß diese Zahl nicht den Gesamtverbrauch der Luftpumpe darstellt, da zum Dichthalten der Stopfbüchsen an der Welle eine gewisse Sperrdampfmenge erforderlich ist. Ihre Größe ist bei den Versuchen nicht ermittelt worden. Die geförderte Luftmenge wurde beim Austritt in die Atmosphäre durch eine Luftpumpe gemessen, und es ist daher die in dem Betriebsdampf enthaltene Luft in den gemessenen Werten enthalten und von ihnen in Abzug zu bringen (siehe Spalte: abgesaugtes Luftgewicht). Betriebsergebnisse mit der Pumpe liegen nicht vor.

149. Vergleich der Dampfstrahlluftpumpen untereinander. Die von den verschiedenen Bauarten bei verschiedenen Luftleeren abgesaugten

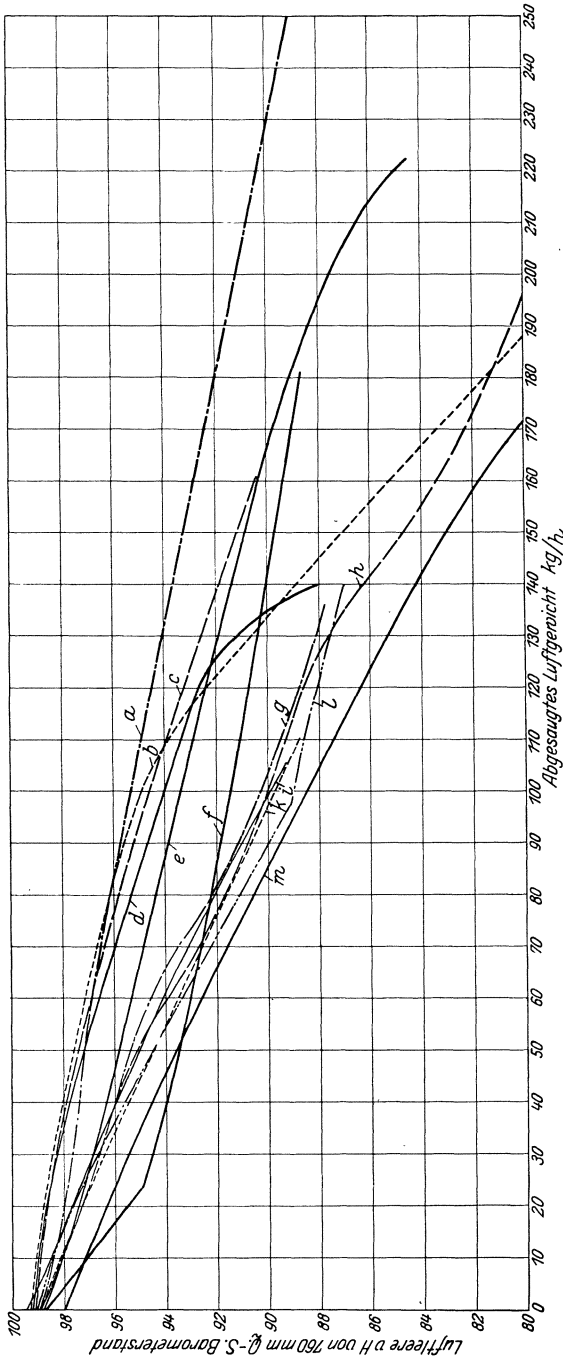


Abb. 318. Vergleich der Dampfstrahlluftpumpen untereinander. Luftlere bei Förderung trockener Luft. Dampfverbrauch 1000 kg/h. Zudampfdruck 12 at abs. bei 3 vH. Feuchtigkeitsehalt. Gegendruck 1,1 at abs.

- a) Radojet-Strahlsauger mit Zwischenkondensator (Abb. 288);
- b) Bauart Balcke mit Zwischenkondensator nach Angabe der Firma (Abb. 289);
- c) Delas-Strahlsauger mit Zwischenkondensator, gesättigter Dampf (Abb. 292);
- d) Delas-Strahlsauger mit Zwischenkondensator, überhitzter Dampf (Abb. 292);
- e) Bauart D (Abb. 317);
- f) Bauart C (Abb. 315);
- g) Bauart Hoefer, neueste Ausführung (Abb. 267);
- h) Bauart Hoefer, neuere Ausführung (Abb. 267);
- i) Radojet-Strahlsauger ohne Zwischenkondensator (Abb. 279);
- k) Bauart Balcke ohne Zwischenkondensator nach Angabe der Firma (Abb. 262);
- l) Bauart Ljungström (Abb. 275);
- m) Bauart Westinghouse-Leblanc nach Versuchen des Verfassers (Abb. 264).

Luftmengen sind in Abb. 318 auf gleichen Dampfverbrauch von 1000 kg/h umgerechnet worden. Für die Strahlsauger der Kurven *b*, *f* und *l* war der Zustand des Frischdampfes bei den Versuchen nicht genau bekannt, so daß für die Umrechnung auf das Wärmegefälle von 12 at abs bei 3 vH Dampffuchtigkeit auf 1,1 at abs Gegendruck Annahmen gemacht werden mußten. Bei der Luftpumpe Bauart *D* ist der Dampfverbrauch nicht auf einen Zudampfdruck von 12 at abs umgerechnet worden, weil es zweifelhaft erscheint, ob diese Pumpenart gleich wirtschaftlich mit einem so hohen Druck betrieben werden kann. Bei den Strahlsaugern der Kurven *f* und *l* ist der jeweils günstigere Betrieb mit beiden oder mit einer Düse berücksichtigt worden. Bei *f* liegt der Knick der Kurve (Übergang von zwei auf eine Düse) wegen des niedrigeren Anfangsdruckes bei der vorgeschalteten Düse bei wesentlich geringerer Luftmenge.

Die Kurven scheiden sich ziemlich deutlich in zwei Gruppen, die der Strahlsauger mit Zwischenkondensator (Kurven *a* bis *d*) und die der Strahlsauger ohne Zwischenkondensator (*f* bis *m*). Kurve *e* für die umlaufende Luftpumpe liegt größtenteils zwischen beiden Gruppen. Bei dieser Pumpe ist der Sperrdampf im Dampfverbrauch nicht enthalten. Die Dampfersparnis der Strahlsauger mit Zwischenkondensator ist je nach der Luftleere verschieden und ergibt sich durchschnittlich zu etwa 40 bis 50 vH. Der Vergleich der Kurven *c* und *d* zeigt, daß überhitzter Dampf etwas schlechter als gesättigter Dampf ausgenutzt wird, der Unterschied ist aber nur gering. Kurve *g* läßt die mit der neuesten Ausführung des Strahlsaugers Bauart Hoefler trotz des wesentlich kleineren Apparates erzielte Verbesserung erkennen. Die Kurven *g* bis *l* der Strahlsauger ohne Zwischenkondensator weichen trotz ganz verschiedener Bauart bemerkenswert wenig voneinander ab. Nur *m* liegt etwa 1 vH tiefer und *f* zeigt einen ganz anderen Verlauf, da der Betrieb von 24 kg/h ab einstufig ist.

Kurve *g* liegt über *i*, *k* und *m*, d. h. der Strahlsauger Bauart Hoefler liefert bessere Luftleere als die Bauarten Radojet und Westinghouse-Leblanc. Hieraus geht hervor, daß die vielfach anzutreffende Meinung, es komme für die gute Wirkung eines Strahlsaugers hauptsächlich auf die Größe der Oberflächen an, mit welcher der Antriebsstrahl mit der abzusaugenden Luft in Berührung kommt, irrig ist. Diese Oberflächen sind bei der erstgenannten Bauart den anderen gegenüber außerordentlich klein, und trotzdem ist die Wirkungsweise eine bessere. Dies rührt davon her, daß die abzusaugende Luft einen höheren Druck hat als der Dampfstrahl, der sich zunächst gemäß dem Erweiterungsverhältnis der Düse dehnt, so daß der anfangs bestehende Druckunterschied die Luft in das Innere des Dampfstrahls hineintreibt und so eine innige Mischung beider Mittel bewirkt. Hierauf und auf die richtige Bemessung, Gestaltung und Lage der Düsen zueinander kommt es viel mehr an als auf die Größe der „Reibungsflächen“.

XI. Wahl der Luftpumpe.

150. Maßgebende Gesichtspunkte. Für die Wahl der Luftpumpe sind folgende Gesichtspunkte maßgebend:

1. Betriebsbedingungen,
2. Wirtschaftlichkeit, gekennzeichnet entweder durch den Dampfverbrauch oder den Arbeitsbedarf unter den gleichen Bedingungen sowie durch den Schmierölverbrauch und die Anschaffungskosten,
3. Betriebssicherheit,
4. Gewicht und
5. Platzbedarf.

Welche von diesen Gesichtspunkten in den Vordergrund zu rücken sind und daher den Ausschlag geben, ist von Fall zu Fall zu untersuchen.

151. Betriebsbedingungen. Bei Kolbenmaschinen, die häufig mit Einzelmischkondensation ausgerüstet werden, ist gemeinsame Absaugung durch eine Naßluftpumpe das üblichste. Eine solche Pumpe wird immer angewendet, wenn Antrieb der Pumpe von der Hauptmaschine aus gewählt wird. Als Ersatz für eine Naßluftpumpe käme allein eine von der Hauptmaschine angetriebene Kondensatpumpe zusammen mit einer DampfstrahlLuftpumpe in Frage. Da der Strahlsauger für die geringere Luftleere bei der Kolbenmaschine unter Umständen auch einstufig sein kann, also äußerst einfach ausfällt, so ist eine solche Lösung sehr wohl in Betracht zu ziehen und ist auch im Auslande — allerdings mit unabhängiger Kondensatpumpe — bereits mit bestem Erfolge verwirklicht worden. Bei Schiffskolbenmaschinen werden an die Maschine angehängte Naßluftpumpen, die durch Schwinghebel von einem Kreuzkopf aus angetrieben werden, meist bis zu etwa 2000 PS Leistung angewendet.

Die angehängten Luftpumpen haben den Nachteil, daß sie nicht regelfähig sind, da ihre Hubzahl stets mit der Drehzahl der Maschine übereinstimmt. Damit sie auch unter ungünstigen Umständen ausreichen, muß ihr Hubvolumen von vornherein genügend groß gewählt werden. Ein weiterer, wenn auch geringfügiger Vorteil der unabhängigen Pumpe ist der, daß sie auch bei längerem Stillstand der Hauptmaschine die Luftleere auf gleicher Höhe hält. Die Wahl der unabhängigen Pumpe ist besonders dann vorteilhaft, wenn der Abdampf zur Vorwärmung des Speisewassers oder anderweitig ausgenutzt werden kann.

Versuchsergebnisse, welche mehr für das eine oder das andere System der Naßluftpumpen sprechen würden, liegen nicht vor.

Bei unabhängigen Pumpen kommt auch getrennte Absaugung in Frage. Gegenüber einer trockenen Kolbenpumpe hat die Naßluftpumpe den Vorteil geringeren Arbeitsbedarfes; dafür wird ihr von manchen Seiten größerer Verschleiß an Zylinder und Kolben nachgesagt. Meist wird dies eine Folge ungeeigneter Bauart oder unzumutbarer Materialien sein (vgl. hierzu auch 101). Wegen der Eignung anderer Luftpumpenarten bei getrennter Absaugung siehe die Ausführungen 152

bis 157, die hauptsächlich für Dampfturbinen mit ihren hohen Luftleeren gedacht sind.

Zentralkondensationen werden meist mit Gegenstrom und daher getrennter Absaugung betrieben. Anlagen, an die Fördermaschinen, Walzenzugmaschinen u. dgl. angeschlossen sind, weisen starke Veränderlichkeit der Betriebsbedingungen auf. Belastung des Kondensators und von der Luftpumpe zu förderndes Luftgewicht wechseln ständig. Besondere Verhältnisse liegen auch bei Kriegsschiffen vor, deren Maschinenanlagen während der häufig vorkommenden Marschfahrt nur gering belastet, andererseits bei Hochforcierung ungewöhnlich hoch beansprucht werden. Solchen wechselnden Verhältnissen wird im allgemeinen die Kolbenpumpe (als Trocken- oder Naßluftpumpe) mit selbsttätigen Ventilen am leichtesten gerecht, wenn sie für sich betrieben, ihre Hubzahl und Leistung daher durch Ändern des Zudampfdrucks eingestellt werden können. Trockene Kolbenpumpen sind daher bei Zentralkondensationen noch vielfach in Anwendung und werden bisweilen, namentlich im Ausland, sogar bevorzugt.

Alle Strahlpumpen haben die Eigentümlichkeit, daß sie stets mit voller Leistung bzw. vollem Dampfverbrauch betrieben werden müssen. Trotzdem läßt sich beim Dampfstrahlsauger — namentlich bei der Ausführung ohne Zwischenkondensator — Anpassung an veränderliche Betriebsverhältnisse leicht dadurch verwirklichen, daß man für die Normalleistung mehrere Strahlsauger vorsieht, die nach Bedarf angestellt werden (vgl. hierzu Abb. 432). Bei WasserstrahlLuftpumpen läßt sich eine solche Unterteilung nicht immer in gleich einfacher Weise durchführen.

Bei Kolbenluftpumpen kann eine selbsttätige Anpassung der Drehzahl an die erforderliche Leistung mittels eines Leistungsreglers bewirkt werden. Derartige Ausführungen finden sich bei Zentralkondensationsanlagen. Auch bei Dampfstrahlsaugern ließe sich das An- und Abstellen einzelner Apparate selbsttätig, wenn auch nicht ganz so einfach, ausführen.

152. Dampfverbrauch. In bezug auf den Dampfverbrauch ist es wesentlich, wieweit der Abdampf aller vorhandenen Hilfsmaschinen zur Speisewasservorwärmung, zur Speisewassererzeugung, zu Heizzwecken oder in einer Niederdruckstufe der Hauptmaschinen verwertbar ist. Solange sämtlicher Abdampf für die genannten Zwecke voll ausgenutzt werden kann, ohne daß dadurch die Ausnutzung anderer Abwärme, z. B. in den Abgasen (Economiser), beeinträchtigt wird, ist es nahezu gleichgültig, ob die Luftpumpe etwas mehr oder weniger Dampf verbraucht. In diesem Falle wird man also die Wahl nach den übrigen Gesichtspunkten treffen. Hierbei ist zu bemerken, daß der Abdampf von DampfstrahlLuftpumpen zur Speisewasservorwärmung oder -erzeugung oder zu Heizzwecken verwendbar ist, aber, da im Abdampf die Luft enthalten ist, nicht in die Niederdruckturbine geschickt werden kann. Tritt der Fall ein, daß Abdampf überschüssig ist oder z. B. seine Ausnutzung in der Hauptmaschine aus irgendwelchen Gründen unterbleiben soll, so ist die Höhe des Dampfverbrauches mit in erster Linie für die Wahl der Luftpumpe maßgebend.

Den geringsten Dampfverbrauch unter fast allen Verhältnissen hat, wie sich zeigen wird, bei guter Ausbildung die Dampfstrahlluftpumpe mit Zwischenkondensator. Bei den übrigen Luftpumpenarten hängt es von der Größe der Kondensatmenge, der Luftmenge und der Höhe der Luft- bzw. Kondensattemperatur ab, welche Luftpumpe am sparsamsten arbeitet. Die Größe der Kondensatmenge spielt hierbei eine Rolle, weil bei der Naßluftpumpe Kondensat und Luft gemeinsam gefördert werden.

a) *Naßluftpumpe und Dampfstrahlsauger ohne Zwischenkondensator und Naßluftpumpen bester Bauart* haben bei gleicher Luftleere im allgemeinen bei einem Belastungsgrad von 30 bis 50 vH der normalen Kondensatmenge gleichen Dampfverbrauch, vgl. Abb. 319, die für eine normale Kondensatmenge von 140 m³/h entworfen ist. Bei geringerer Belastung der Hauptmaschine hat die Naßluftpumpe bis zu 30 vH geringeren Dampfverbrauch, bei höherer Belastung bis zu Vollast dagegen bis zu 40 vH höheren Dampfverbrauch als der Strahlsauger ohne Zwischenkondensator und Turbokondensatpumpe; e) Desgl. und Kolbenkondensatpumpe; f) Dampfstrahlsauger mit Zwischenkondensator und Turbokondensatpumpe; g) Desgl. und Kolbenkondensatpumpe; h) Turbokondensatpumpe; i) Kolbenkondensatpumpe.

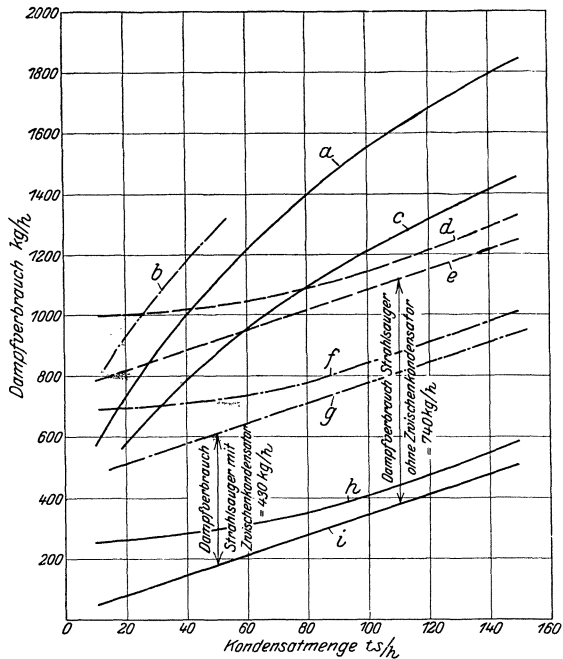


Abb. 319. Vergleich zwischen Naßluftpumpe und Dampfstrahlsauger.

Bei Verwendung einer Kreiselpumpe (wegen des Dampfverbrauchs vgl. 160) liegen die Verhältnisse für den Strahlsauger etwas ungünstiger. Umgekehrt ist der Minderdampfverbrauch der Kolbenpumpe nicht mehr in vollem Maße vorhanden, wenn bei kleiner Belastung der Hauptmaschine die Luftmenge gleichzeitig gering und die Kondensattemperatur niedrig ist, ein Fall, der häufig einzutreten pflegt (s. Kurve b). Als Unterlage für die Naßluftpumpe dienten die in 145 mitgeteilten Versuche, bei denen die Naßluftpumpe so betrieben wurde, daß sie

gleich hohe Luftleere wie ein Strahlsauger Bauart Hoefler erzeugte. In 145 sind auch die für Abb. 319 gültige Höhe der Luftleere und die abgesaugten Luftgewichte angegeben.

Bei Abb. 319 ist ein Umstand nicht berücksichtigt, der nicht zahlenmäßig erfaßt werden kann. Bei der Naßluftpumpe werden Kondensat und Luft zusammen gefördert; beim Strahlsauger kann die Luft dagegen vom Kondensat getrennt bleiben. Infolgedessen wird das Speisewasser bei der Kolbenpumpe, wenn nicht besondere Vorkehrungen getroffen werden, höheren Luftgehalt haben, und da diese Luft durch den Kessel mit dem Dampf in die Hauptmaschine und den Kondensator gelangt, so hat bei ein und derselben durch Undichtigkeiten eindringenden Luftmenge die Naßluftpumpe im Betriebe insgesamt ein größeres Luftgewicht zu fördern als der Strahlsauger. Zahlenmäßige Angaben lassen sich nicht machen, doch darf der Unterschied bei der Beurteilung nicht vernachlässigt werden. Er dürfte bei mäßiger Kondensattemperatur und Anwendung von Oberflächenvorwärmern nicht unerhebliche Werte erreichen. Für den Dampfstrahlsauger ist es ferner von Vorteil, daß er wegen seiner Kleinheit näher an den Kondensator herangerückt werden kann als die Kolbenpumpe, so daß der Spannungsabfall in der Luftsaugleitung bei gleicher Rohrweite beim Strahlsauger geringer ist. Daher ist bei gleicher Luftleere an der Luftpumpe die Luftleere an der Turbine bei der DampfstrahlLuftpumpe im allgemeinen etwas besser als bei der Kolbenluftpumpe. Dasselbe gilt auch für den Vergleich des Strahlsaugers mit vielen WasserstrahlLuftpumpen.

b) *Wasser- und DampfstrahlLuftpumpe.* Bei der Betrachtung der Wasser- und DampfstrahlLuftpumpen kann die Kondensatmenge außer Betracht bleiben, da beides TrockenLuftpumpen sind. Da ferner beide Pumpenarten meist sehr verschiedene Kennlinien haben und ihr Dampfverbrauch für alle Luftmengen derselbe ist, so empfiehlt es sich hier, vom gleichen Dampfverbrauch auszugehen und zu untersuchen, welche von beiden Luftpumpen die bessere Luftleere erzeugt. Von ausschlaggebendem Einfluß ist hierbei der Einfluß des Wasserdampfes. Zu den in 126 angegebenen Gründen, den Versuchen von Richter kein allzu großes Gewicht beizulegen, kommt nach folgender: Nach Abb. 314 liefern umlaufende WasserstrahlLuftpumpen bessere Luftleere als der von Richter untersuchte Wasserstrahlsauger Bauart Müller. Dieser müßte nun nach den Richterschen Versuchen bei gleichem Dampfverbrauch erheblich bessere Luftleere ergeben als ein Dampfstrahlsauger Bauart Hoefler, während dieser andererseits bei den Versuchen (Abb. 257) bei Vollast bessere Luftleere als eine umlaufende WasserstrahlLuftpumpe erzeugt hat, die ihrerseits, wie eben erwähnt, besser als der Strahlsauger von Müller ist. Dies ist aber ein unlösbarer Widerspruch.

Legt man das Ergebnis der in Abb. 257 wiedergegebenen Versuche zugrunde, so erhält man Abb. 320, welche die Luftleistung eines guten Wasserstrahlsaugers bei 20° C Schleuderwassertemperatur und eines Dampfstrahlsaugers Bauart Hoefler, neuere Ausführung, bei gleichem Dampfverbrauch zeigt. Bei kleinen Luftmengen und niedrigen Luft-

temperaturen erzeugt die Wasserstrahlluftpumpe bessere Luftleere. Für 20°C Lufttemperatur ist dieser Bereich durch Schraffur kenntlich gemacht. Der Unterschied in der Luftleere beträgt im Mittel etwa $\frac{1}{2}$ vH. Unter allen übrigen Verhältnissen ist die von der Wasserstrahlluftpumpe erzeugte Luftleere schlechter als die des Strahlsaugers.

Aus Abb. 320 ist Abb. 321 entwickelt worden, die zeigt, wie groß der Dampfverbrauch der Wasserstrahlluftpumpe sein muß, wenn sie dieselbe Luftleere wie der Strahlsauger erzeugen soll. Bei Benutzung von Abb. 321 ist zu beachten, daß die Luftpumpe in der Regel für die Höchstleistung ausreichend sein muß. Wird z. B. verlangt, daß bei

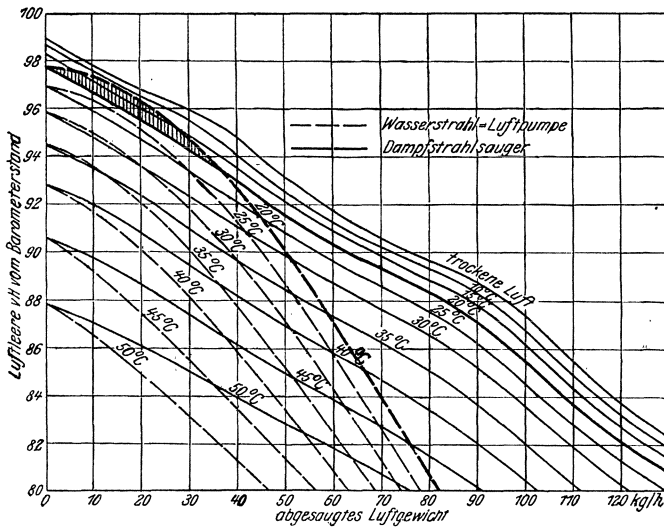


Abb. 320. Vergleich zwischen Wasserstrahlluftpumpe und Dampfstrahlsauger Bauart Hofer, Größe II, neuere Ausführung. Luftleistung bei gleichem Dampfverbrauch. Dampfverbrauch 760 kg/h. Zudampfdruck 12 at abs. Gegen-
druck 1,1 at abs. Schleudertemperatur 20°C . Die Zahlen an den Schaulinien geben die Temperaturen des abgesaugten Dampf-Luft-Gemisches an. Bei Luftmenge Null wird bei jeder Temperatur die theoretische Luftleere erreicht.

einer Luftmenge von 57,5 kg/h und einer Temperatur von 25°C eine Luftleere von 90 vH erreicht werden soll, so folgt, daß die Wasserstrahlpumpe hierfür einen Dampfverbrauch von 960 kg/h haben muß, also rd. 25 vH mehr als der Strahlsauger. Dieser höhere Dampfverbrauch der Wasserstrahlpumpe ist dann unter allen Verhältnissen, also auch bei kleinem Luftgewicht und niedrigerer Lufttemperatur vorhanden. Allerdings erzeugt die Wasserstrahlpumpe dann eine höhere Luftleere als der Strahlsauger, es hängt aber von der Bauart der Hauptturbine ab, ob diese höhere Luftleere auch ausgenutzt werden kann und wie weit der Mehrdampfverbrauch der Luftpumpe durch den Minderdampfverbrauch der Hauptmaschine ausgeglichen oder übertroffen wird.

Will man die Richterschen Versuche wenigstens teilweise berücksichtigen, so erhält man Abb. 322 für Wasserstrahlsauger und Dampfstrahlsauger ohne Zwischenkondensator, bzw. Abb. 323 für den Dampfstrahlsauger mit Zwischenkondensator. Die Abbildungen beziehen sich nicht auf bestimmte Bauarten, sondern es sind die Werte benutzt, die sich nach Abb. 314 bzw. 318, sowie nach den Abb. 269, 271, 279 und 288 erreichen lassen. Die Überlegenheit des Wasserstrahlsaugers über den Dampfstrahlsauger ohne Zwischenkondensator erstreckt sich hiernach auf größere Bereiche, dagegen liefert der Dampfstrahlsauger mit Zwischenkondensator fast unter allen Verhältnissen erheblich bessere Luftleere. Zu beachten ist noch, daß nach den Versuchen von Richter auch die Schleuderwassertemperatur auf die Höhe der Luftleere

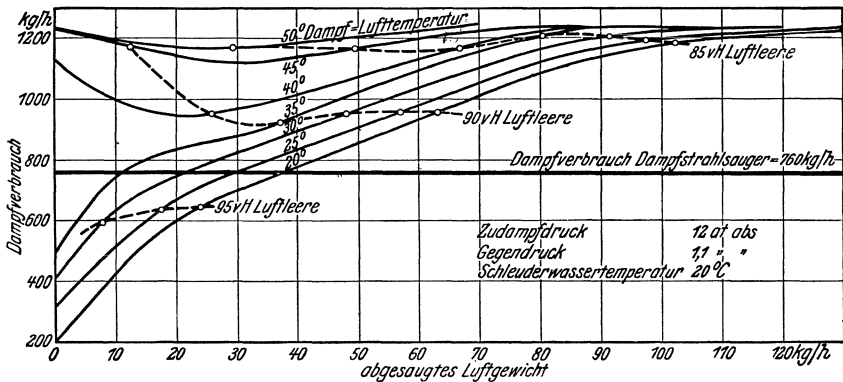


Abb. 321. Vergleich zwischen Wasserstrahl- und Dampfstrahl-Luftpumpen. Größe II, neuere Ausführung. Dampfverbrauch bei gleicher Luftleere.

Einfluß hat, und zwar verlaufen die Kennlinien bei niedrigerer Schleuderwassertemperatur flacher, bei höherer Temperatur steiler als gezeichnet, wobei bei Luftmenge 0 in jedem Fall die durch die Lufttemperatur bzw. durch die Wassertemperatur gegebene theoretische Luftleere erreicht wird.

Aus Abb. 322 bzw. 323 läßt sich ebenso wie aus Abb. 320 und 321 der verschiedene Dampfverbrauch bei gleicher Luftleere errechnen, doch sei nochmals betont, daß keine der Abb. 320 bis 323 in bezug auf die Wasserstrahl-Luftpumpe als ganz zuverlässig gelten kann. Nur ausführliche Versuche an Wasserstrahlsaugern, wie sie für Dampfstrahlsauger vorliegen, und die außerdem bei verschiedenen Strahlwassertemperaturen vorgenommen werden, können den hier noch fehlenden Aufschluß geben.

c) *Naßluftpumpe und Wasserstrahl-Luftpumpe.* Kolbenaßluftpumpen und Wasserstrahl-Luftpumpen sind schwieriger miteinander zu vergleichen, weil die Kennlinien [Luftleere = f (Luftgewicht)] beider Pumpenarten ganz verschieden sind, und weil auch

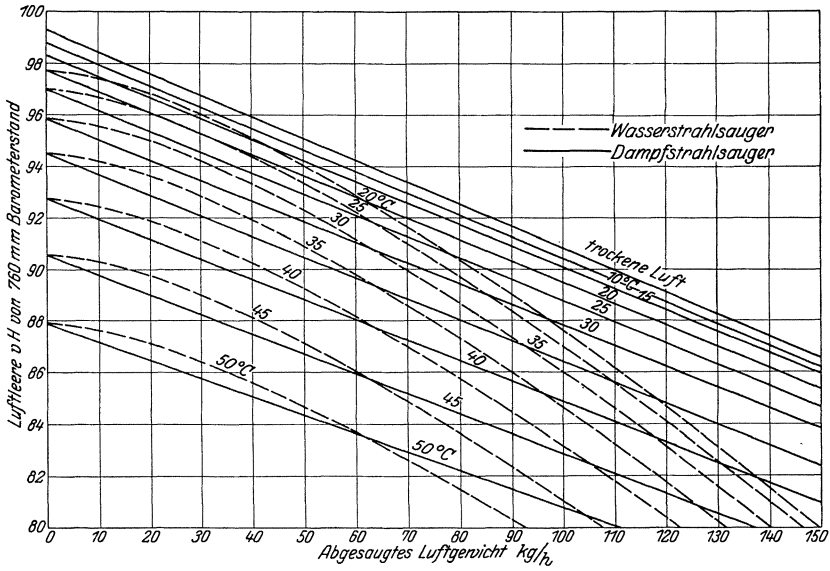


Abb. 322. Luftleistung von Wasserstrahlsauger und Dampfstrahlsauger ohne Zwischenkondensator. Dampfverbrauch 1000 kg/h. Zudampfdruck 12 at abs. Gegendruck 1,1 at abs. Schleudertemperatur 20°C.

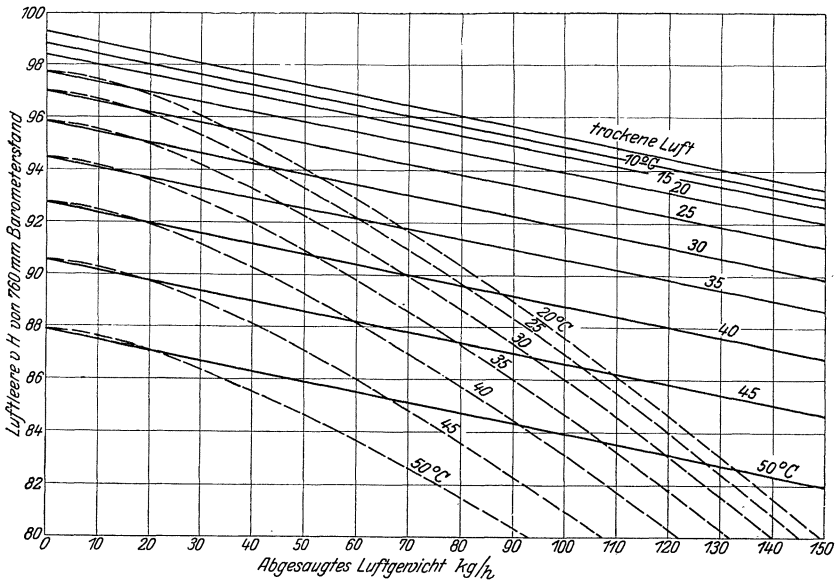


Abb. 323. Luftleistung von Wasserstrahlsauger und Dampfstrahlsauger mit Zwischenkondensator. --- Wasserstrahlsauger. — Dampfstrahlsauger. Dampfverbrauch 1000 kg/h. Zudampfdruck 12 at abs. Gegendruck 1,1 at abs. Schleudertemperatur 20°C.

der Dampfverbrauch mit der zu fördernden Kondensatmenge verschieden ansteigt, so daß sich aus den vorliegenden Versuchen nur einige allgemeine Schlußfolgerungen ziehen lassen. Für eine Belastung von etwa 35 bis 50 vH der Hauptmaschine haben beide Pumpen gleichen Dampfverbrauch, so daß die Höhe der Luftleere maßgebend ist. Es zeigt sich, daß für kleine Luftmengen und niedrige Temperaturen die Wasserstrahl Luftpumpe und umgekehrt für größere Luftmengen und höhere Temperaturen die Kolbenpumpe höhere Luftleere erzeugt und daher wirtschaftlicher ist. Weiter ergibt sich folgendes: bei niedriger Belastung der Hauptmaschine und gleichzeitig großen Luftmengen ist die Kolbenpumpe unter allen Umständen günstiger, und umgekehrt die Wasserstrahlpumpe bei hoher Belastung und gleichzeitig kleinen Luftmengen. Diese beiden Fälle kommen aber in der Regel nicht vor, da meist — von Zentralkondensationsanlagen vielleicht abgesehen — mit kleinen Kondensatmengen auch kleine Luftmengen und mit großen Kondensatmengen größere Luftmengen Hand in Hand gehen. Meist steht also bei kleiner Belastung dem höheren Dampfverbrauch der Wasserstrahlpumpe eine bessere Luftleere gegenüber und dem geringeren Dampfverbrauch bei größerer Belastung eine schlechtere Luftleere. Diese beiden Einflüsse heben sich zum Teil gegenseitig auf. Für die Wasserstrahl Luftpumpe gilt übrigens der Naß Luftpumpe gegenüber der gleiche aus der Trennung der Luft vom Kondensat sich ergebende Vorteil wie beim Dampfstrahlsauger.

d) Zusammenfassung. Zusammenfassend folgt, daß der Dampfstrahlsauger mit Zwischenkondensator fast unter allen Verhältnissen den geringsten Dampfverbrauch hat. Für die übrigen Pumpenarten ist es für die Wahl in bezug auf den Dampfverbrauch maßgebend, ob die Pumpe hauptsächlich für kleine, mittlere oder Höchstbelastung gebraucht wird. Bei Handelsschiffen und Fahrgastdampfzügen werden die Luft- und Kondensatpumpen fast durchweg mit ihrer Höchstleistung beansprucht, und hierfür ist auch der Dampfstrahlsauger ohne Zwischenkondensator den anderen Luftpumpenarten im allgemeinen überlegen. Wasserstrahlpumpen und Naß Luftpumpen können etwa als gleichwertig bezeichnet werden. Bei Landanlagen kann man annehmen, daß die Belastung im Mittel etwa 40 bis 50 vH von der Höchstbelastung beträgt, und für diese Verhältnisse sind alle drei Pumpenarten im wesentlichen einander gleichwertig. Nur die Kolbenpumpe hat vielleicht höheren Dampfverbrauch als die Strahlpumpe. Bei geringerer Belastung endlich ist im allgemeinen die Kolbenpumpe am wirtschaftlichsten, und dieser Fall pflegt bei Kriegsschiffen vorzuliegen, da bei ihnen die Höchstlast verhältnismäßig selten vorkommt. Um den gewöhnlichen Dampfstrahlsauger auch bei Marschfahrt gleich wirtschaftlich wie die Kolbenpumpe zu machen, kann man ferner von der auf S. 316 erwähnten Unterteilung Gebrauch machen.

Mit Bezug auf Kolbentrockenluftpumpen sind nur wenige Messungen bekanntgeworden. Die von Grunewald bekanntgegebenen Versuchsergebnisse an einer Verbund Luftpumpe mit Druckausgleich³⁷⁾ scheinen sehr zugunsten dieser Pumpenart zu sprechen, enthalten

aber nicht alle Daten, die für die Beurteilung nötig sind und werden ihrer Größenordnung nach von den Versuchen von Gramberg (114) nicht bestätigt. Selbst wenn eine Überlegenheit hinsichtlich des Dampfverbrauchs bestehen sollte, wird diese durch die Nachteile der Kolbentrockenluftpumpe (hoher Preis, hohes Gewicht, großer Platzbedarf, Wartung und Schmierölverbrauch) mehr als ausgeglichen.

153. Schmierölverbrauch. Zahlenangaben über den Schmierölverbrauch lassen sich nur schwer machen. Dampfstrahlpumpen verbrauchen wegen des Fehlens beweglicher Teile überhaupt kein Schmieröl. Auch das Schleuderrad von Wasserstrahlpumpen erfordert keinen Ölverbrauch, wenn seine Lager mit Preßwasser geschmiert werden, was vorkommt. Alle rotierenden Pumpen haben entweder Ringschmierlager oder es fließt das Öl im Kreislauf, und es kann daher angenommen werden, daß bei guter Bauweise und Instandhaltung der Anlage mit kaum nennenswertem Ölverbrauch außer der von Zeit zu Zeit erforderlichen Neufüllung zu rechnen ist. Demgegenüber hat die Kolbenluftpumpe einen ständigen Schmierölverbrauch, der den geringeren Dampfverbrauch der Kolbenluftpumpe dem Strahlsauger ohne Zwischenkühler gegenüber bei kleiner Belastung zum Teil aufwiegt. Auch bei Pumpen mit hoher Drehzahl kann ein ständiger Ölverlust durch Abspritzen des Öles eintreten, wenn die Ölfangvorrichtungen an den Lagern nicht zweckmäßig ausgebildet sind.

154. Anschaffungskosten. Über die Preise der verschiedenen Luftpumpenarten gibt Zahlentafel 38 einigen Anhalt. Aus der Zusammen-

Zahlentafel 38.
Anschaffungskosten von Luftpumpen.

Pumpenart (Die Höchstleistung der Pumpen ist etwa die gleiche)	Baujahr	Verkaufspreis M.	Gewicht kg	Einheitspreis M/kg
Gewöhnliche Kolbenverbundnaßluftpumpe	1913/15	22 000	5400	4,1
Turboluft- und Kondensatpumpe, Bauart A	1913	20 000	2945	6,8
Dampfstrahlsauger, Bauart Hoefler, mit zugehörigem Oberflächenkühler	1913	2 000	220	9,1
Turbokondensatpumpe, Bauart D	1918	15 000	550	28,5

stellung ergibt sich, daß die Anschaffungskosten der Kolbennaßluftpumpen und der Wasserstrahl- und Kondensatpumpen mit Turbinenantrieb etwa einander gleich sind, nur ist bei diesen der Kilopreis etwas höher. Der Preis für die Turbokondensatpumpe darf mit den übrigen nicht ohne weiteres verglichen werden, da der Kilopreis im Jahre 1918 etwa viermal so groß war wie im Jahre 1913. Dieselbe Pumpe hätte also 1913 reichlich gerechnet 5000 M. gekostet und der Strahlsauger mit Kondensatpumpe zusammen etwa 7000 M., also etwa $\frac{1}{3}$ des Preises der Kolben- und Turboluftpumpen.

155. Betriebssicherheit. Die Betriebssicherheit der Kolbennaßluftpumpe genügt hohen Ansprüchen. Bei der ersten Inbetriebnahme

einer Anlage können Störungen dadurch eintreten, daß aus den Rohrleitungen Fremdkörper in die Ventile gelangen und sie offen halten. Dem läßt sich aber durch Einbau von Sieben begegnen. Plötzlich der Pumpe zufließende größere Kondensatmengen können von der Kolbenaßluftpumpe leicht bewältigt werden, da das Hubvolumen ein Mehrfaches der größten Wassermenge ist. Allerdings wird die Doppelhubzahl einer selbständigen Kolbenpumpe vorübergehend etwas nachlassen, namentlich wenn gleichzeitig der Dampf viel Wasser mit sich führt.

Bei Kolbentrockenluftpumpen scheint die Betriebssicherheit nicht ganz so groß zu sein; hierauf lassen verschiedene, dem Verfasser zugegangene Zuschriften schließen. Außerdem werden sie nur noch ziemlich wenig verwendet, was wohl außer auf geringere Betriebssicherheit wahrscheinlich auf den höheren Dampfverbrauch der Trockenluftpumpe zusammen mit der Kondensatpumpe gegenüber der Naßluftpumpe, sowie auf das höhere Gewicht, die größeren Anschaffungskosten und den erheblich größeren Platzbedarf (156) zurückzuführen ist.

Bei Turboluft- und Kondensatpumpen können ebenfalls leichter Störungen während des Betriebes auftreten. Hierzu können z. B. die Stopfbüchsen Anlaß geben, sofern sie den Saugeraum gegen die Außenluft abdichten. Besonders empfindlich jedoch sind lange dünne Wellen, die meist über der kritischen Drehzahl laufen und krumm werden können, wenn eine Beschädigung an einem Lager oder einer Stopfbüchse auftritt. Aus diesen Gründen mußte z. B. eine Turboluftpumpe, die bei der Werkstattserprobung gut gearbeitet hatte, aus einem kleinen Kreuzer wieder ausgebaut werden. Die Stopfbüchsen waren nicht zum Abdichten zu bringen, und die Welle wurde so krumm, daß ein einwandfreier Betrieb nicht möglich war. Auch eine Erneuerung der Welle hatte keinen Erfolg.

Ferner ist bei den Wasserstrahlpumpen die Abnutzung zu nennen, die bei nicht ganz reinem Wasser an den Schaufelrädern und Düsen auftritt, und zwar um so schneller, je unreiner das Wasser ist. Auch bei reinem Wasser können unter Umständen durch die Eigenart der Strömung Anfressungen auftreten. Die durch das Wasser verursachte Abnutzung wird meist ein Sinken der Leistungsfähigkeit und kann Betriebsstörungen zur Folge haben. Bei Pumpen mit geschlossenem Wasserkreislauf ist ferner nach einer gewissen Betriebszeit, deren Länge von dem verwendeten Kühlwasser abhängt, eine Reinigung des Kühlers für das Schleuderwasser erforderlich, die eine Betriebspause nötig macht. Beim Dampfstrahlsauger kommt eine derartige Reinigung nicht oder nur viel seltener in Frage, da als Kühlwasser für den Oberflächenkondensator, in dem der Abdampf des Strahlsaugers niedergeschlagen wird, in der Regel das Kondensat der Hauptmaschine benutzt wird, das wenig oder keine Ablagerungen verursacht.

Dampfstrahlpumpen können als vollkommen betriebssicher bezeichnet werden. Ein Verschleiß an den Düsen tritt nicht auf, ein etwa an ihnen sich bildender Beschlag kann in kürzester Zeit beseitigt werden. Für den Betrieb der Dampfstrahlsauger ist ein bestimmter niedrigster Anfahrdruck und ein bestimmter niedrigster Betriebsdruck erforderlich, wenn

die Luftleere sich nicht verschlechtern soll (vgl. hierzu die Angaben bei den einzelnen Bauarten). Ähnlich liegt es mit dem Gegendruck. Muß man mit der Möglichkeit rechnen, daß der niedrigste Betriebsdruck zeitweilig unterschritten wird, so empfiehlt es sich, einen besonderen, für diesen niedrigeren Druck gebauten Strahlsauger vorzusehen und ihn zu den Zeiten niedrigen Druckes anzustellen.

Über Dampfstrahlpumpen mit Zwischenkondensator ist folgendes zu sagen: Dadurch, daß das Kondensat der ersten Stufe in den Kondensator zurückgeleitet werden muß, sowie durch den Zwischenkühler selbst wird die Bauart etwas verwickelter als beim Strahlsauger ohne Zwischenkondensator und vielleicht etwas weniger betriebssicher. Durchfließt das Kondensat der Hauptturbine als Kühlwasser den Zwischenkühler, so besteht die Gefahr, daß die Luftpumpe unter Umständen bei kleiner Belastung oder beim Stoppen der Hauptmaschine aussetzt.

Schwierigkeiten können auch beim Anfahren mit diesen Luftpumpen auftreten, wenn kein Kondensat für den Zwischenkühler vorhanden ist. Will man diese sowie die vorerwähnten Schwierigkeiten vermeiden, so muß man durch den Kühler Wasser von der Kühlwasserpumpe schicken oder die erste Stufe besonders absperrbar einrichten. Da im ersteren Falle die Wärme des Dampfes der ersten Stufe verlorengeht, so wird bei dieser Anordnung der Minderdampfverbrauch gegenüber der Bauart ohne Zwischenkühler durch diesen Wärmeverlust teilweise aufgehoben. Außerdem besteht bei Seeschiffen bei Undichtwerden des Kühlers die Gefahr, daß das Speisewasser versalzt. Wird der Zwischenkondensator von der Kühlwasserpumpe bedient, so ist von Zeit zu Zeit eine Reinigung des Kühlers erforderlich. Es können auch zwei verschiedene Luftpumpen, eine mit und eine ohne Zwischenkühler — diese für das Anfahren — vorgesehen werden, dann ist aber keine volle Reserve vorhanden. Endlich können auch zwei Kühler angeordnet werden, dessen erster vom Kondensat, der zweite dagegen vom Kühlwasser durchflossen wird. Die Bauart wird dann aber recht verwickelt.

Zur Beurteilung der Betriebssicherheit gehört auch ein Vergleich darüber, in welcher Zeit sich Ausbesserungen ausführen lassen. Bei den Kolbenluftpumpen können am ehesten Arbeiten an den Ventilen erforderlich werden, die Stunden bis Tage dauern können. Wesentlich schwieriger sind in der Regel Arbeiten an Turboluftpumpen auszuführen, namentlich wenn die Welle krumm geworden ist und erneuert werden muß, da ein Richten dieser dünnen, mit hoher Drehzahl laufenden Wellen in den allermeisten Fällen erfolglos ist. Die Anfertigung neuer Wellen kostet viel Zeit, weil das Material während der Bearbeitung mehrmals ausgeglüht werden muß, um Spannungen auszugleichen. Außerdem sind die Kosten für neue Wellen ebenfalls nicht unerheblich. Um zu zeigen, wie empfindlich die Wellen sind, sei noch nachstehender Absatz aus einer Betriebsvorschrift für eine stehende Turboluftpumpe für Bordbetrieb angeführt.

„Wegen der Gefahr eines Verbiegens der freistehenden Welle soll das Turbinengehäuse nicht über das obere Wellenende abgehoben

werden. Das Lösen der Wellenkupplung soll auf die dringend notwendigsten Fälle beschränkt werden und bei erforderlichen Auswechslungen soll, wenn irgend möglich, die ganze Pumpe von Bord genommen werden. Wird die Flanschenkupplung gelöst, so ist darauf zu achten, daß an den Flanschen beim Abheben nicht angestoßen wird und daß sie beim Wiederzusammenbau sauber und richtig (an den gezeichneten Stellen) aufeinanderliegen. Die Kupplungsbolzen sind gleichmäßig anziehen, um ein Schlagen der Welle zu verhüten.“

Tatsächlich sind jedoch die Wellenhälften, wenn die Kupplung einmal gelöst werden mußte, nur sehr schwierig zum Fluchten und ruhigen Laufen zu bringen, wie langjährige Erfahrungen bei Überholungen gezeigt haben. Es empfiehlt sich sogar, Turboluftpumpen stehender Bauart nicht liegend zu verschicken, da sonst unter Umständen die Gefahr besteht, daß sich die Wellen verbiegen.

An DampfstrahlLuftpumpen ohne Zwischenkondensator kommen Ausbesserungen fast gar nicht vor. Erweist es sich als erforderlich, die Dampfdüsen auszuwechseln, so ist dies bei Bauarten mit wenigen Einzeldüsen eine Arbeit von weniger als einer Stunde. Außerdem kann wegen der Kleinheit der Luftpumpen stets eine gleiche Pumpe zur Aushilfe eingebaut sein, so daß eine Betriebsstörung unter allen Umständen vermieden wird. Auch die zum Strahlsauger gehörige Turbokondensatpumpe kann als betriebssicher bezeichnet werden, da sie nur eine kurze Welle hat, die unter der kritischen Drehzahl läuft. Ein etwa erforderliches Nachsehen des Pumpenkreisels macht keine Schwierigkeiten. Wird statt der Turbokondensatpumpe eine Kolbenkondensatpumpe verwendet, so ist diese in mancher Beziehung noch betriebssicherer, da sie größere, plötzlich einbrechende Kondensatmengen leichter zu bewältigen imstande ist, sofern ihr Hubvolumen groß genug ist.

In bezug auf Einfachheit der Bedienung steht ebenfalls der Dampfstrahlsauger ohne Zwischenkondensator an erster Stelle, da bei ihm nur das Zudampfventil geöffnet zu werden braucht. Während des Betriebes ist überhaupt keine Wartung erforderlich. Kolben- und WasserstrahlLuftpumpen können etwa als gleichwertig hinsichtlich der Aufmerksamkeit, die sie von der Bedienung erfordern, bezeichnet werden.

In diesem Zusammenhange spielt auch die Zeit eine Rolle, die zum Anfahren und zum Entlüften der Kondensatoren nötig ist. An einer VerbundLuftpumpe in der Ausführung nach Abb. 299 sowie mit je einem Dampfstrahlsauger Bauart Hoefler, Größe II und III der älteren Ausführung, hat Verfasser Vergleichsversuche vorgenommen, deren Ergebnisse aus Abb. 324 zu ersehen sind. Ein Behälter von 1 m³ wurde leergesaugt, einmal wenn keine Luft und dann wenn Luft durch eine Düse von 10,16 mm Bohrung während des Leersaugens in den Behälter strömte. Ähnliche Vergleichsversuche wurden auch auf einem Torpedoboot zwischen einer Turboluftpumpe nach Abb. 247 und einem Strahlsauger Bauart Hoefler, Größe II, ausgeführt. Mit jeder der beiden Luftpumpen ließ sich die gesamte Maschinenanlage (Steuerbord und Backbord) in 4½ Minuten auf 90 vH Luftleere entlüften. Beim Angehen der Turbine stieg die Luftleere schnell auf 97 vH. Wurde die Luft-

leere durch Öffnen eines Lufthahnes am Kondensator und Abstellen des Stopfbuchsendampfes künstlich auf 70 vH heruntergebracht, so ließ sie sich sowohl beim Betriebe mit den Wasserstrahlluftpumpen als auch mit den Dampfstrahlsaugern in etwa 2 Minuten wieder auf die vorherige Höhe bringen. Ein ungewöhnliches Fallen der Luftleere beim Betrieb mit den Dampfstrahlluftpumpen während der Maschinenmanöver (plötzliche Hochforcierung usw.) war nicht zu bemerken. Der bei diesen Versuchen benutzte Strahlsauger hatte noch ältere Bauart mit etwas geringerer Luftleistung als bei der neuesten Ausführung

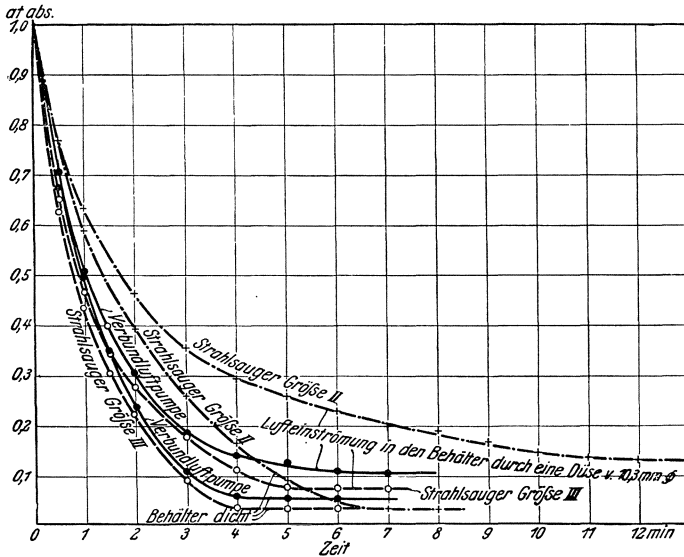


Abb. 324. Entlüftungsversuche mit Luftpumpen.

Rauminhalt der entlüfteten Behälter rd. 14 m³.

--- Verbundluftpumpe 2×800 mm Dmr., 550 mm Hub, 20 bis 35 Doppelhübe in der Minute, rd. 40 m³/h Wasserförderung, 15,6° C Wassertemperatur, 1000 kg/h Dampfverbrauch bei atmosphärischem Gegendruck.

·-·- Dampfstrahlsauger Bauart Hoefler, Größe II, ältere Ausführung, rd. 800 kg/h Dampfverbrauch bei atmosphärischem Gegendruck.

—○— Bauart Hoefler, Größe III, rd. 1450 kg/h Dampfverbrauch bei atmosphärischem Gegendruck.

und ferner 20 vH weniger Dampfverbrauch als eine Wasserstrahlluftpumpe, was beim Vergleich zu beachten ist.

Die Inbetriebnahme der Anlage kann beim Dampfstrahlsauger meist erheblich schneller als bei der Wasserstrahlpumpe erfolgen, da bei jenem wegen des Fehlens beweglicher Teile ein Anwärmen überhaupt nicht erforderlich ist. Der Strahlsauger kann vielmehr sofort angestellt werden und erzeugt auch sofort Luftleere. Im Gegensatz hierzu müssen die Kolbenluftpumpen sowohl als auch die Wasserstrahlluftpumpen mit Turbinenantrieb etwa 5 bis 10 Minuten lang angewärmt werden. In dieser Zeit kann beim Dampfstrahlsauger die Entlüftung bereits beendet sein. Andererseits darf bei der Turbo-

Luftpumpe das Anfahren nicht zu lange ausgedehnt werden, weil sonst bei gewissen Bauarten Heißlaufen von wassergeschmierten Lagern die Folge ist.

Günstiger gestellt sind die Wasserstrahlsauger mit gewöhnlicher elektrisch betriebener Kreiselpumpe. Aus Abb. 325 ist die Anfahrzeit

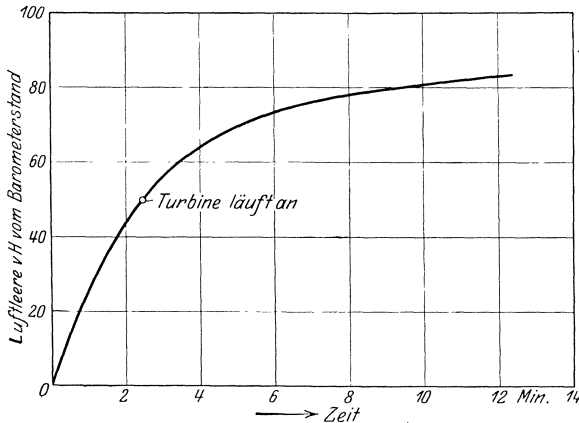


Abb. 325. Entlüftungsdauer bei einer Kondensationsanlage mit Wasserstrahlsauger. Bauart Paul H. Müller.

bei einer mit einer Wasserdüse nach Paul H. Müller ausgerüsteten Anlage zu ersehen. In der aufgetragenen Zeit ist die Zeit für das Anfahren des Pumpensatzes nicht einbegriffen.

156. Gewicht und Platzbedarf. Die Gewichte und der Platzbedarf der verschiedenen Luftpumpenarten sind in Zahlentafel 39 zusammengestellt, in

der auch die Leistungen der Pumpen angegeben sind. Aus der Zusammenstellung folgt, daß für gleiche Leistung die Wasserstrahlpumpe etwa 30 bis 50 vH leichter als die Kolbenaßluftpumpe ist. Am leichtesten ist die DampfstrahlLuftpumpe mit Kondensatpumpe. Beide Pumpen zusammen haben nur ein Viertel bis ein Fünftel des Gewichtes der Kolbenpumpe und die Hälfte bis ein Drittel des Gewichtes der Turboluftpumpe. Der Vergleich würde noch weit mehr zugunsten des Dampfstrahlsaugers ausfallen, wenn die Gewichte der Luftpumpe

Zahlentafel 39.

Gewicht und Platzbedarf von Luftpumpen.

Pumpenart	Kondensatmenge m ³ /h	Luftleistung bei 90 vH Luftleere kg/h	Doppelhöhe und Drehzahl i. d. Min.	Gewicht kg	Platzbedarf	
					Grundfläche m ²	Raumbedarf m ³
Stehende Verbundnaßluftpumpe .	135	65	45	5400	2,09	6,62
Raschlaufende stehende Verbundnaßluftpumpe	135	65	50	4000	2,11	6,40
Steh. Turboluftpumpe, Bauart A	150	95	2200	2945	2,86	7,73
Steh. Turboluftpumpe, Bauart B	90—110	65	3200	1756	1,05	2,67
Steh. Turboluftpumpe, Bauart C	90—110	65	3400	1634	1,20	3,15
DampfstrahlLuftpumpe, Bauart Hoefler, mit Abdampf-Oberflächenkondensator und stehender Turbokondensatpumpe . .	100—135	70	3000	970	0,61	1,69

allein miteinander verglichen werden könnten, was aber nur schätzungsweise möglich ist, da bei der Kolben- und Turboluftpumpe die Kondensat- und die Luftpumpe ein zusammenhängendes Ganzes bilden. Einen gewissen Anhalt gibt Zahlentafel 40. Dampfstrahlpumpen mit Zwischenkondensator wiegen etwa achtmal so viel wie die Bauart ohne Kühler.

Die Grundfläche bzw. der Raumbedarf sind als Produkt der Hauptabmessungen berechnet. Den meisten Raum nimmt die Kolbenluftpumpe ein, dann kommt die Turboluftpumpe und weitaus am kleinsten ist der Dampfstrahlsauger mit Kondensatpumpe. Zu dem an sich geringen Platzbedarf des Strahlsaugers kommt noch der Vorteil hinzu, daß man wegen seiner Kleinheit und der Entbehrlichkeit von Gründungen in der Wahl des Aufstellungsortes freiere Hand hat als bei den anderen Luftpumpen.

Die Turboluftpumpe Bauart A hat verhältnismäßig großen Platzbedarf. Dies rührt von den großen Abmessungen des Kühlers für das Schleuderwasser bei dieser Bauart her.

Dampfstrahlsauger mit Zwischenkondensator haben etwa den fünffachen Raumbedarf der einfachen Bauart.

Zahlentafel 40 läßt den außerordentlich großen Platzbedarf einer Kolbentrockenluftpumpe und andererseits den sehr geringen Raumbedarf einer Dampfstrahlpumpe erkennen, wenn man die Luftpumpe allein, d. h. ohne Kühler zum Niederschlagen des Abdampfes und ohne Kondensatpumpe mit den anderen Luftpumpenarten vergleicht.

157. Zusammenfassung. Aus vorstehendem ergibt sich, daß die Mehrzahl aller Gründe für die Wahl von Dampfstrahlluftpumpen spricht. In der Ausführung mit Zwischenkondensator sind sie in jeder Beziehung überlegen. In der Ausführung ohne Zwischenkondensator wird der etwa vorhandene Mehrdampfverbrauch durch andere Vorteile aufgewogen. Die Vorzüge der Dampfstrahlsauger seien nachstehend nochmals zusammengefaßt:

Keine beweglichen Teile,
kein Schmierölverbrauch,
vollkommene Betriebssicherheit,
schnellste Betriebsbereitschaft,
einfachste Bedienung,
Möglichkeit einfacher Unterteilung
für kleine Belastung der Haupt-
maschine, auch für die Kondensat-
pumpe,
Möglichkeit weitgehender Aus-
hilfe,
geringste Anschaffungs- und Unter-
haltungskosten,
geringstes Gewicht,
geringster Platzbedarf,

keine Beschränkung in der Platz-
wahl, so daß der Strahlsauger
ganz dicht an den Kondensator
herangerückt werden kann und
kein Verlust an Luftleere in der
Luftsaugeleitung auftritt,
Fortfall von Gründungen,
Geräuschlosigkeit und
geringerer Luftgehalt des Kessel-
speisewassers, daher Einschrän-
kung der Kesselanfressungen
und mittelbar Verbesserung der
Luftleere, sowie Unabhängig-
keit der Luftleere von der Kon-
densatpumpe der Naßluft-
pumpe gegenüber.

Zahlentafel 40.

Gewicht und Platzbedarf von Luftpumpen für eine Dampfturbine von 7500 kW.

Pumpenart	Gewicht kg	Grundfläche m ²
Kolbentrockenluftpumpe	14 000	20,4
Wasserstrahl Luftpumpe	2 860	4,65
Dampfstrahl Luftpumpe ohne Abdampf-kondensator	200	0,093

Einige von diesen Vorzügen hat auch der Wasserstrahlsauger, der namentlich in der Ausführung mit gewöhnlicher Kreiselpumpe und getrennter Wasserdüse seiner Einfachheit wegen ebenfalls durchaus zu empfehlen ist.

Auf die Vorteile der regelbaren Kolbenpumpe bei stark wechselnder Belastung und namentlich lange andauernder geringer Belastung sei nochmals hingewiesen.

Über die Wahl zwischen Dampfstrahlsaugern mit oder ohne Zwischenkondensator ist kurz folgendes zu sagen. Kann der Abdampf des Strahlsaugers ohne Kühler ausgenutzt werden, so ist er unbedingt vorzuziehen. Im anderen Falle sind die etwas geringere Betriebssicherheit der Bauart mit Zwischenkondensator, zu der sich noch höhere Anschaffungs- und Unterhaltungskosten gesellen, wohl zu beachten.

XII. Kondensatförderung.

158. Allgemeines. Soweit das Kondensat zusammen mit der Luft gefördert wird, ist das Erforderliche bereits unter Naßluftpumpen gesagt worden.

Bei getrennter Absaugung kann die Entfernung des Kondensates in einfacher Weise durch ein barometrisches Abfallrohr geschehen (vgl. 164), bei dem der Atmosphärendruck durch eine Wassersäule von gleicher Höhe (etwa 10 m) überwunden wird. Nur in seltenen Fällen wird man bei geeigneten örtlichen Verhältnissen von dieser Möglichkeit Gebrauch machen können. In allen anderen Fällen geschieht die Förderung durch eine Kolben- oder meist durch eine Kreiselpumpe.

Das Hubvolumen der Kolbenpumpe ist 50 bis 100 vH größer als die normale Kondensatmenge zu wählen, damit die Pumpe bei ihrem niedrigen volumetrischen Wirkungsgrad unter allen Umständen ausreicht. Auch der mechanische Wirkungsgrad ist mit 50 bis 60 vH gering. Der Pumpenkörper darf keinen Luftsack enthalten oder ist durch ein besonderes Entlüftungsrohr mit dem Kondensator zu verbinden. Um den Ansaugewiderstand möglichst klein zu halten, ist die Pumpe mit Saugeschlitzen oder mit leichten Saugventilen zu versehen. Die Geschwindigkeit in Rohren und Ventilen sei mit Rücksicht auf das absatzweise Arbeiten nur 0,3 bis 0,5 m/s bezogen auf die mittlere Kolbengeschwindigkeit. Diese ist kleiner als bei Naßluftpumpen zu wählen, um Schlägen der Pumpe möglichst zu verhüten, das durch die plötzliche Drucksteigerung und das Öffnen der Druckventile in der Mitte des

Hubes, also bei großer Kolbengeschwindigkeit entsteht. Schnüffelventile sind zu vermeiden. Der Stopfbüchse ist besondere Sorgfalt zu schenken; gegen Lufteintritt ist sie durch Druckwasser zu sperren. Der Antrieb der Kolbenkondensatpumpe geschieht von der verlängerten Kolbenstange einer Hilfsdampfmaschine oder einer anderen Pumpe aus, durch Riemen oder Winkelhebel, oder durch Schnecke und Schneckenrad mit Kurbeltrieb.

Der Arbeitsbedarf der Kondensatpumpe ist nur gering und nach Gl. (870), S. 196, zu berechnen, die aber nur den theoretischen Arbeitsbedarf ergibt. Der wirkliche folgt mit Hilfe des Gesamtwirkungsgrades (0,4 bis 0,5).

Auf Turbinenschiffen werden für die Kondensatförderung bisweilen auch Simplexpumpen benutzt, bei denen ein Dampf- und ein Pumpenkolben unmittelbar durch die Kolbenstange verbunden sind und die Dampfverteilung durch ein von der Kolbenstange bewegtes Gestänge geschieht. Gegebenenfalls kann man hierfür eine kleine Naßluftpumpe nehmen, die dann volle Wasserfüllung erhält. Die Pumpen arbeiten mit einer Doppelhubzahl von etwa 25 i. d. Min. (höchstens 40 bei kleinen Pumpen). Bisweilen wird die Hubzahl selbsttätig durch ein Schwimmerventil geregelt, dessen Schwimmer sich in einer topfartigen Erweiterung der unteren Seite des Kondensators befindet. Die Zulaufhöhe betrage möglichst nicht unter 1 m.

Der Pumpenzylinder erhält einen Einsatz aus Bronze, und auch die Kolbenstange wird zweckmäßig mit einem Überzug aus diesem Metall versehen, wenn sie nicht ganz aus Bronze hergestellt wird. Die Dichtungsringe bestehen aus Weißmetall oder aus Bronze mit Weißmetalleinlage.

Bei der Kreiselpumpe wächst die Fördermenge von selbst mit der Zulaufhöhe bei wachsender Kondensatmenge, doch darf ihre Höchstleistung nicht zu knapp bemessen sein, damit sie bei Überkochen der Kessel und Wasserschlag auftretende übergroße Kondensatmengen ebenfalls bewältigen kann. Die Zulaufhöhe soll normal 0,8 bis 1 m betragen. Bei knappen Raumverhältnissen kann man bei guter Ausbildung der Pumpe bis auf 0,5 m heruntergehen. Bei Bordanlagen ist zu beachten, daß sich die Zulaufhöhe bei schlingerndem Schiff noch verringern kann, wenn die Kondensatpumpe seitlich in einiger Entfernung vom Kondensator aufgestellt ist. Die dynamischen Einwirkungen beim Schlingern beeinflussen das Ansaugen ebenfalls ungünstig und können zur Folge haben, daß das Kondensat der Pumpe stoßweise zuläuft. In einem solchen Falle darf die Zulaufhöhe nicht zu klein gewählt werden. Besser ist es, wenn die Pumpe in derselben Längsschiffsebene wie der Kondensator steht. Stehende Ausführung der Pumpe ermöglicht die Verwirklichung einer größeren Zulaufhöhe.

Ein Luftsack im Saugeraum ist bei der Kreiselpumpe streng zu vermeiden. Es empfiehlt sich, außerdem eine besondere Entlüftungsleitung von nicht zu kleinem Durchmesser (etwa 15 mm l. W.) vom höchsten Punkt des Saugeraums zum oberen Teil des Kondensators vorzusehen. Noch besser ist es, in die Saugleitung einen Topf einzu-

schalten, in dem sich etwa im Kondensat noch enthaltene Luft abscheiden kann. In diesem Falle führt die Entlüftungsleitung vom höchsten Punkte dieses Abscheidegefäßes zum Kondensator, am besten zum Luftpumpensaugerrohr.

Es empfiehlt sich, die Drehzahl so hoch zu wählen, daß man mit einstufiger Ausbildung der Pumpe auskommt. Bezüglich Berechnung der Pumpen muß auf Sonderwerke verwiesen werden. Der Gesamtwirkungsgrad werde ziemlich niedrig — 25 bis 30 vH — geschätzt.

Die Anordnung sei, wenn möglich, so, daß keine Stopfbüchse nötig ist, die gegen hohe Luftleere abdichten muß. Sie wird z. B. bei Pumpen mit senkrechter Welle und einseitigem Einlauf von unten vermieden. Der Pumpenkreisel darf dann natürlich nicht mit Löchern zum Ausgleich des Axialschubs versehen werden. Der entstehende Axial Schub ist möglichst durch den Schub anderer Pumpen derselben Gruppe auszugleichen oder muß sonst durch das Spurlager aufgenommen werden. Ist eine gegen Luftleere abdichtende Stopfbüchse vorhanden, so ist sie sorgfältig durch Wasser aus der Druckleitung gegen Einsaugen von Luft zu sperren. Die Sperrleitung habe nicht zu kleinen Durchmesser. Der mit Sperrwasser gefüllte Raum der Stopfbüchse wird zweckmäßig mit einem ins Freie führenden Proberhahn versehen, an dem man den ungehinderten Zutritt der Sperrflüssigkeit erkennen kann. In geeigneten Fällen wird die

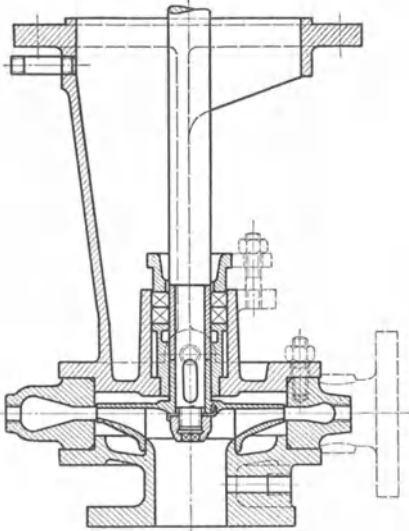


Abb. 326. Einstufige Kondensatpumpe mit senkrechter Welle der Maschinenbau-A.-G. Balcke.

Stopfbüchse außerdem mit einer genügend großen Wassertasse versehen.

Bei Kreiselpumpen darf ferner keine Hochdruckentwässerung in die Kondensatsaugeleitung geführt werden, da diese Pumpen gegen heißes, mit Dampf oder Luft vermisches Wasser empfindlich sind, d. h. da dann die Förderung zeitweise aussetzt.

159. Ausführungsbeispiele von Kondensatkreislumpen. Eine einstufige Kondensatkreislumpe der Maschinenbau-A.-G. Balcke mit senkrechter Welle, die aber auch liegend verwendet werden kann, für Antrieb durch einen Elektromotor oder durch eine Dampfturbine mit hoher Drehzahl zeigt Abb. 326. Die Stopfbüchse steht nur mit dem Druckraum der Pumpe in Verbindung, so daß ein Versagen der Pumpe ausgeschlossen ist. Außerdem wird der Stopfbüchse Wasser aus der Druckleitung zugeführt. Die Welle ist innerhalb der Stopfbüchse mit einem Bronzebezug versehen. Die Bauart der Pumpe ermöglicht eine tiefe Aufstellung derselben und damit eine möglichst große Zulaufhöhe

vom Kondensator. Die Gesamtanordnung bei Antrieb einer ähnlichen Pumpe durch eine Dampfturbine für Bordzwecke läßt Abb. 327 erkennen.

Bei niedrigerer Drehzahl müssen mehrere Druckstufen hintereinandergeschaltet werden, wie aus der dreistufigen Pumpe der gleichen Firma (Abb. 328 und 329) zu ersehen ist.

Ein weiteres Beispiel einer einstufigen Pumpe gibt die Pumpengruppe von Brown, Boveri & Co. (Abb. 233). In Sonderfällen, in denen die Kondensatpumpe tiefgelegt werden soll, wird sie mit senkrechter Welle ausgeführt und durch Schraubenräder von der Hauptwelle aus angetrieben. Das Kondensat läuft ihr dann vom freien unteren Ende aus zu.

Bei der Pumpengruppe für Landanlagen der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft (Abb. 241) ist eine gegen Luftleere abdichtende Stopfbüchse nicht erforderlich, da die Kondensat- und Luftsaugseite innen gegeneinandergekehrt angeordnet sind. Anders ist es bei der Turbo-Luft- und Kondensatpumpe mit senkrechter Welle für Bordanlagen (Abb. 247).

Wie aus den gezeigten Beispielen ersichtlich ist, wird einstufige Bauart der Kondensatpumpe bevorzugt. Eine zweistufige Kondensatpumpe von C. H. Jaeger & Co. für Einzelantrieb zeigt Abb. 330. Traglager und Stopfbüchsen sind miteinander vereinigt. Auf der Saugseite ist das Wellenende vollständig gekapselt, so daß Luft nicht eindringen kann. Zur Aufnahme des Axialschubs ist ein Kugelspur-lager vorgesehen. Bei einer ähnlichen, mit einer Luftpumpe zusammengebauten Kondensatpumpe (Abb. 331) liegt die Saugseite der Kondensatpumpe innen der Luftpumpe zugekehrt, so daß ein Eindringen von Luft ebenfalls nicht möglich ist.

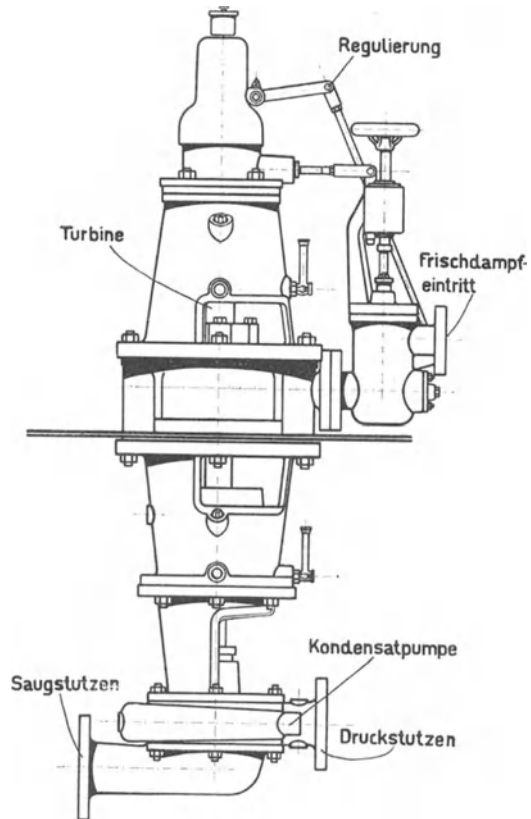


Abb. 327. Einstufige Kondensatkreislumpen mit Dampfturbinenantrieb der Maschinenbau-A.-G. Balcke.

Um die Kondensatkreislumppe für sehr geringe Zulaufhöhen, die an Bord vorkommen können, geeignet zu machen, schaltet die Contraflo-Condenser Co. zwei Kreiselpumpen unmitttelbar hintereinander (Abb. 332). Für die an den Kondensator angeschlossene Pumpe, die Zubringepumpe, genügt eine Zulaufhöhe von 150 bis 200 mm. Ihr Druckstutzen, der gleichzeitig Saugstutzen der zweiten Pumpe ist, ist mit einem Standrohr verbunden, dessen oberes Ende oben an den Kondensator angeschlossen ist. Im Betriebe stellt sich entsprechend der Druckhöhe der Zubringepumpe im Standrohr ein höherer Wasserspiegel ein, so daß die zweite, in den Warmwasserbehälter fördernde Pumpe mit normaler Zulaufhöhe arbeitet. Gleichzeitig findet durch das Standrohr eine vollkommene Entlüftung der Pumpe statt. Das Ausgußrohr der ersten Pumpe ist auf den Saugstutzen der zweiten Pumpe zu gerichtet, um die lebendige Kraft des austretenden Wassers auszunutzen.

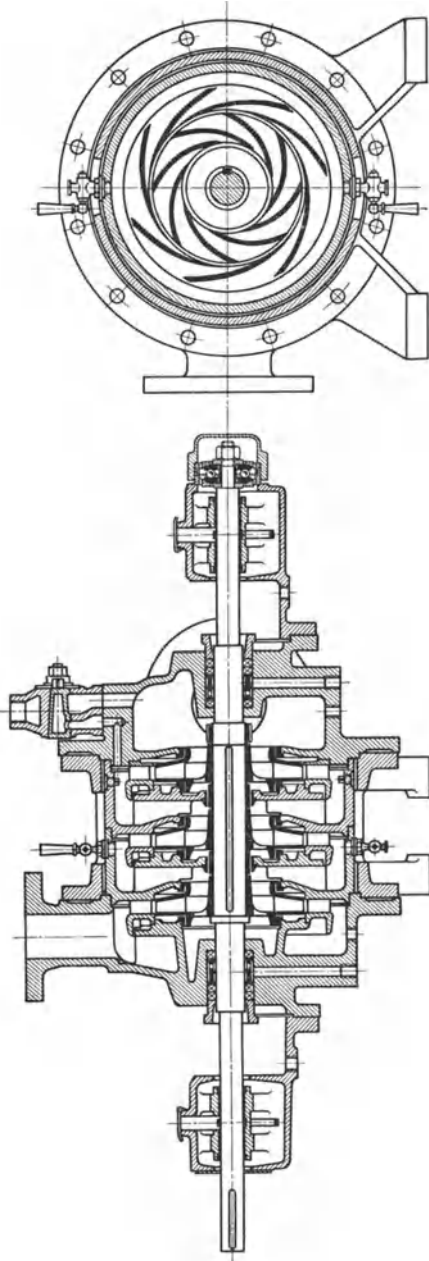


Abb. 328 und 329. Dreistufige Kondensatkreislumppe der Maschinenbau-A.-G. Balcke.

160. **Dampfverbrauch von Turbo-Kondensatpumpen.** In Abb. 333 sind die Dampfverbrauchszahlen von Kondensatkreislumpen verschiedener Bauart bei Antrieb durch eine Dampfturbine über der Kondensatmenge aufgetragen. Die normale Fördermenge ist etwa $120 \text{ m}^3/\text{h}$. Die Pumpen haben im allgemeinen Regelung auf gleichbleibende Drehzahl. Nur die Dampfverbrauchszahlen der Bauart A beziehen sich auf Betrieb bei veränderlicher Drehzahl, deren Verlauf angegeben

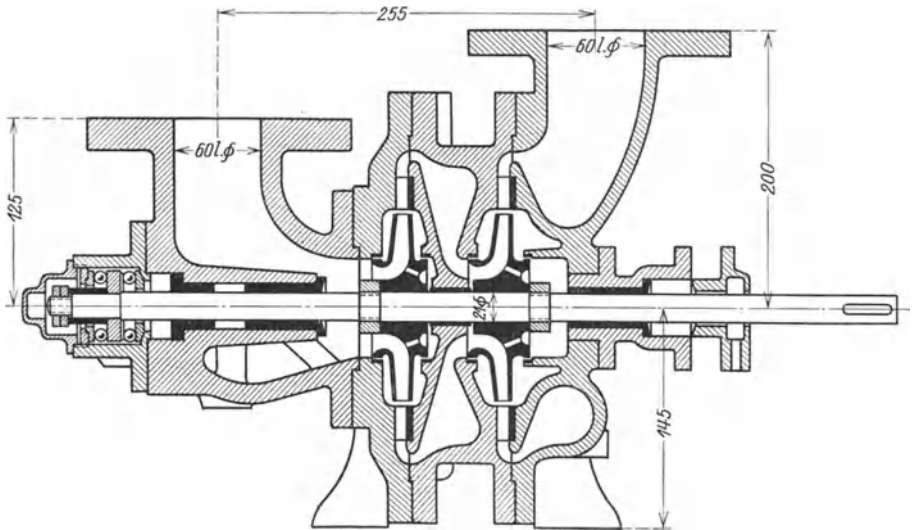


Abb. 330. Zweistufige Kondensatpumpe von C. H. Jaeger und Co.

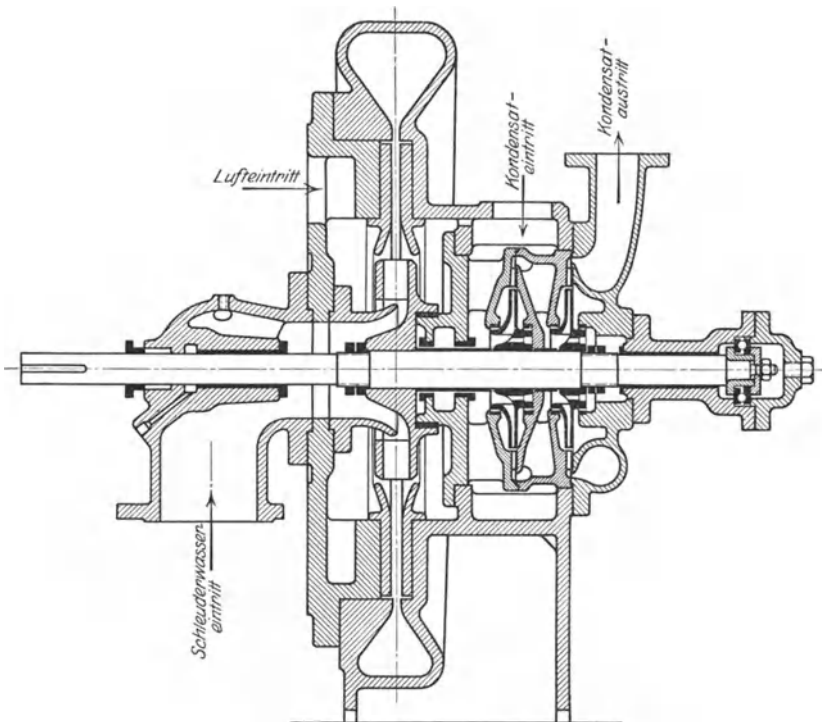


Abb. 331. Turboluft- und Kondensatpumpe von C. H. Jaeger und Co.

ist. Zum Vergleich ist in Abb. 333 auch der Dampfverbrauch eingetragen, der als Anteil der Kondensatpumpe vom Gesamtdampfverbrauch einer Turbo-Luft- und Kondensatpumpe Bauart *B* angegeben wird.

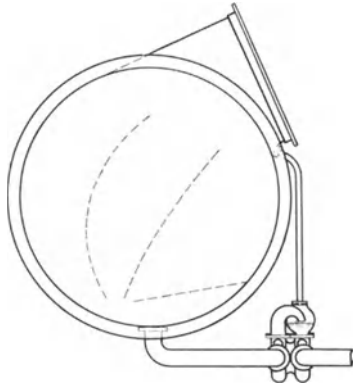


Abb. 332. Kondensat-Kreiselpumpe der Contraflo-Condenser Co. für sehr geringe Zulaufhöhen.

Dieser Dampfverbrauch ist um etwa 100 bis 300 kg/h höher als derjenige der selbständigen Kondensatpumpe. Dies ist unwahrscheinlich, da anzunehmen ist, daß der Dampfverbrauch eher bei der Maschine mit größerer Leistung verhältnismäßig kleiner ist. Die Schaulinien der Bauarten *A*, *D*, *E* und *G* verlaufen ziemlich gleichartig. Den günstigsten Dampfverbrauch hat infolge der hohen Drehzahl Bauart *G*. Der Dampfverbrauch der Pumpe Bauart *H* ist sehr hoch und der Verlauf der Dampfverbrauchskurve unwahrscheinlich. Es empfiehlt sich mit den Werten nach Kurve *d* (Bauart *D*) zu rechnen.

161. Unmittelbare Kesselspeisung. Selbsttätiges Regelverfahren von Brown, Boveri & Co. Das aus dem Kondensator kommende Kondensat

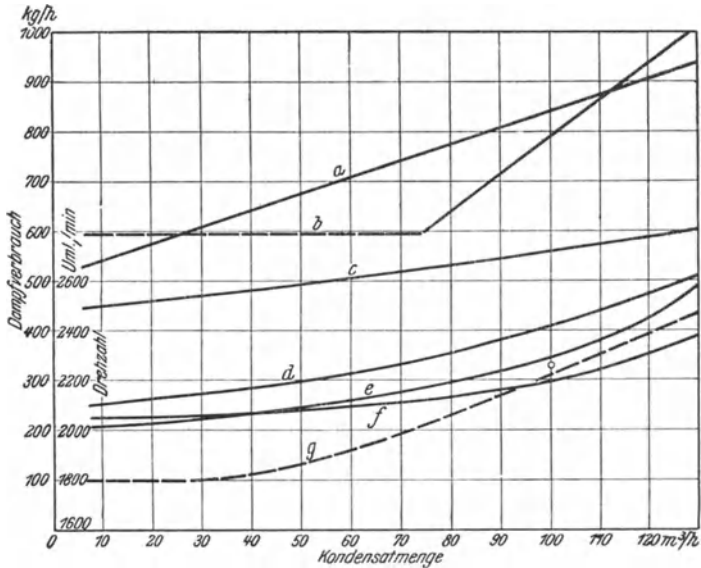


Abb. 333. Dampfverbrauch von Turbo-Kondensatpumpen.

- Zudampfdruck 12 at abs. Dampfeuchtigkeit 3 vH. Gegendruck 1,1 at abs.
- a) Anteil der Kondensatpumpe am Gesamtdampfverbrauch einer Turbo-Luft- und Kondensatpumpe Bauart *B*, $n = 2700$ Uml./min.
 - b) Bauart *H*, $n = 2900$ Uml./min, Förderhöhe 18 m.
 - c) Bauart *B*, $n = 300$, Förderhöhe 18 m.
 - d) Bauart *D*, $n = 3000$ Uml./min, Förderhöhe 18 m
 - e) Bauart *A*, $n =$ veränderlich, Förderhöhe 14—19,5 m.
 - f) Bauart *G*, $n = 5000$ Uml./min, Förderhöhe 18 m.
 - g) Bauart *A*, Drehzahl der Pumpe
 - o) Bauart *E*, $n = 2700$ Uml./min.

ist vollkommen luftfrei und so für die Kesselspeisung am geeignetsten. Um zu verhindern, daß das Kondensat wieder Luft in sich aufnimmt — gasfreies Wasser nimmt bis zu einem gewissen Grade begierig Luft in sich auf —, ist der sicherste Weg der, es gar nicht erst in einen mit der Atmosphäre in Verbindung stehenden Behälter zu fördern, sondern unmittelbar in den Kessel zu speisen. Dem steht die Schwierigkeit entgegen, daß die Kesselspeisung von der Kondensatmenge unabhängig sein muß, weil die Kondensatmenge — namentlich bei Belastungsänderungen — nicht mit der Wassermenge übereinstimmt, die in den Kessel gespeist werden muß. Beispielsweise nimmt bei sinkender Belastung der Hauptmaschine die Kondensatmenge ab, und der Kesseldruck würde steigen, wenn nur diese kleine Wassermenge in den Kessel gelangen würde. Eine verstärkte Speisung ist bei diesem Betriebszustand auch deswegen erforderlich, weil der Wasserstand im Kessel wegen der geringeren Dampfenahme sinkt. Bei sinkender Belastung der Hauptmaschine muß also die Kondensatmenge durch Zusatzwasser aus dem Warmwasserbehälter vermehrt werden. Das Umgekehrte ist bei steigender Belastung der Fall.

Ein selbsttätiges Regelverfahren für die Kesselspeisung ist von Brown, Boveri & Co. ausgebildet worden, das in Abb. 334 schematisch dargestellt ist. Der wesentlichste Teil der Regeleinrichtung ist ein Behälter *a*, in dem sich ein mit einem Steuerkolben verbundener Schwimmer bewegt (Abb. 335 und 336). Der Behälter ist bei *d* bzw. durch die Leitung *d* mit der Kondensatleitung, sowie durch *b* mit dem Kondensator verbunden, so daß sich in dem Behälter *a* stets derselbe Wasserstand wie in dem Kondensatsammelbehälter *f* stellt. Der Schwimmer trägt oben die Regulierringe *J* und *K* und wird am unteren Ende durch einen Bremskolben geführt, welcher heftige Bewegungen des Schwimmers dämpft. Die Wirkungsweise ist nun folgende. Brauchen die Kessel mehr Speisewasser als Kondensat zur Verfügung steht, so sinkt der Wasserspiegel im Kondensatsammelraum *f* und daher auch im Schwimmerbehälter *a*. Der Schwimmer sinkt ebenfalls, öffnet mit dem unteren Steuerkolben *J* die Öffnungen *o* und verbindet die Räume *x* und *y* miteinander. *x* steht durch die Leitung *h* mit dem Warmwasserbehälter, *y* durch *k* mit dem Kondensator in Verbindung, so daß so lange

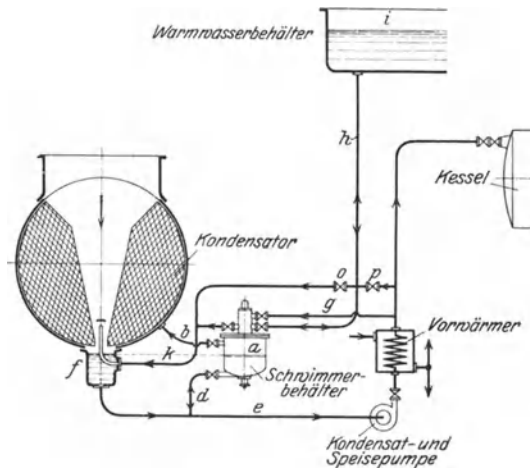


Abb. 334. Unmittelbare Kesselspeisung mit selbsttätiger Schwimmerregelung von Brown, Boveri & Co., schematisch.

Wasser aus dem Behälter *i* in den Kondensator strömt, bis der Schwimmer wieder seine normale, mittlere Stellung erreicht hat. Das Zusatzwasser wird im Kondensator entlüftet, ehe es in die Kondensatleitung fließt, die Luftpumpe muß daher hierfür ausreichend bemessen sein. Die Entgasung ist um so vollkommener, je höher die Luftleere ist, und für die Luftleere mittelbar wieder von Vorteil, weil im Speisewasser verbliebene Luft wieder mit dem Dampf in den Kondensator gelangt.

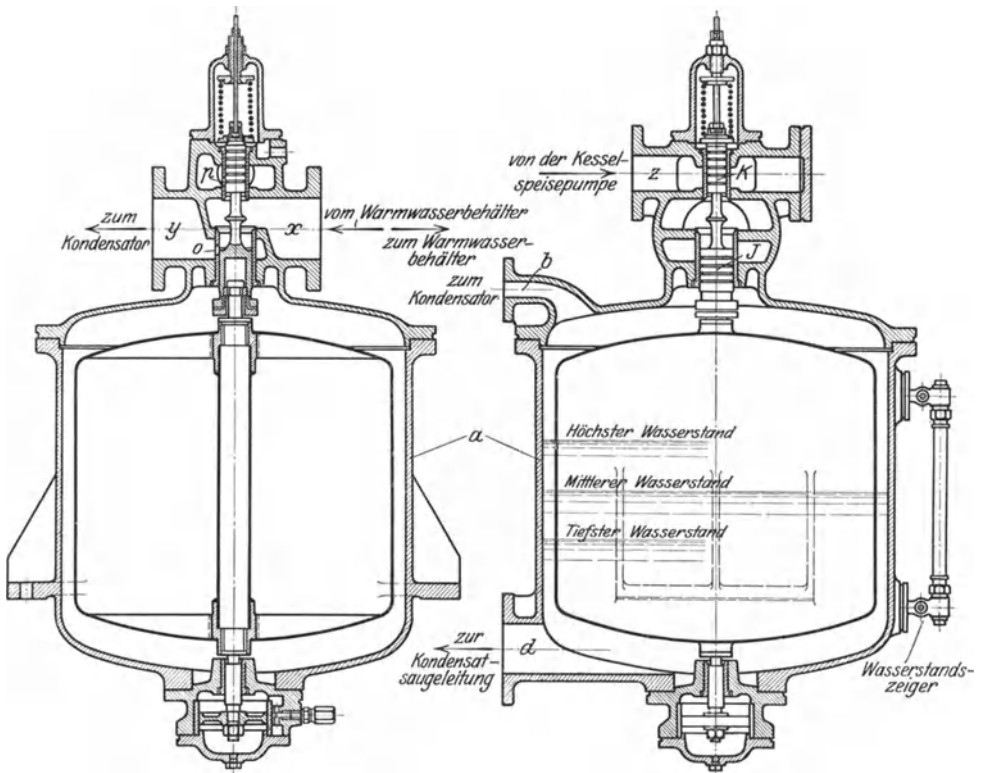


Abb. 335 und 336. Speisewasser-Schwimmerregelung von Brown, Boveri & Co.

Tritt der umgekehrte Fall ein, daß sich im Kondensator mehr Kondensat ansammelt, als in die Kessel gespeist wird, so steigt mit dem Wasserspiegel auch der Schwimmer, wobei der obere Steuerkolben *K* die Öffnungen *p* freigibt. Hierdurch wird durch die Leitung *g* und den Raum *z* eine Verbindung zwischen der Speisewasserdruckleitung und dem Ausgleichbehälter *i* geschaffen, so daß das überschüssige Kondensat in diesen gefördert wird, bis der Schwimmer wieder in seine Mittelstellung gesunken ist. Der Wasserspiegel im Behälter kann an dem an ihm angebrachten Wasserstandsanzeiger und das richtige Arbeiten des Schwimmers an der nach oben ins Freie geführten Führungsstange des Steuerkolbens beobachtet werden.

Soll die Regeleinrichtung nachgesehen werden, so sind die an allen Anschlüssen vorgesehenen Absperrorgane zu schließen. Die Regelung der Speisewassermenge muß dann von Hand durch Betätigung der Ventile *o* bzw. *p* (Abb. 334) geschehen.

Die Kondensatpumpe, die gleichzeitig Kesselspeisepumpe ist und das Kondensat durch einen Oberflächenvorwärmer in den Kessel drückt, wird in Abhängigkeit vom Kesseldruck geregelt, und zwar wirkt der Kesseldruck auf die eine und das Speisewasser auf die andere Seite eines Kolbens, der durch eine Hebelübersetzung das Dampfregulierventil der die Pumpe treibenden Dampfturbine verstellt. Die Ein-

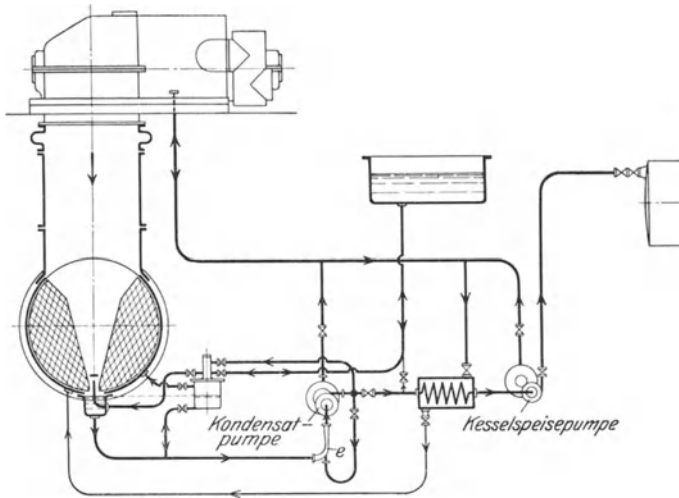


Abb. 337. Kesselspeisung mit unmittelbar hintereinander geschalteter Kondensat- und Kesselspeisepumpe und Schwimmerregelung von Brown, Boveri & Co., schematisch.

richtung regelt also auf gleichbleibenden Unterschied zwischen Kesseldruck und Pumpendruck, der den Widerständen in der Rohrleitung zwischen Pumpe und Kessel entspricht. Bei steigendem Kesseldruck öffnet sich das Regelventil der Turbine.

In Wirklichkeit ist die Ausführung mit nur einer Pumpe gemäß Abb. 334 noch nicht angewendet worden. Bei ausgeführten Anlagen, die sich gut bewährt haben, sind zwei Kreislumpen, eine Kondensatpumpe und eine Kesselspeisepumpe, unmittelbar hintereinander geschaltet (Abb. 337). Die Regelung der Wassermenge durch die Schwimmereinrichtung erfolgt in genau der gleichen Weise. *e* ist ein Strahlapparat, welcher der Kondensatpumpe das Kondensat zubringt, wenn die Pumpe wegen ungenügender Höhe des Kondensationsraumes nicht tief genug aufgestellt werden kann. Der Strahlsauger ist also mit der Kondensatpumpe hintereinander geschaltet und wird mit Wasser aus der Druckleitung der Kondensatpumpe betrieben. Diese Einrichtung ist nur in seltenen Fällen erforderlich.

In Abb. 337 ist gleichzeitig angedeutet, daß der Abdampf der die Pumpen treibenden Dampfturbinen entweder zur Vorwärmung des Kesselspeisewassers benutzt oder in eine Niederdruckstufe der Haupt-

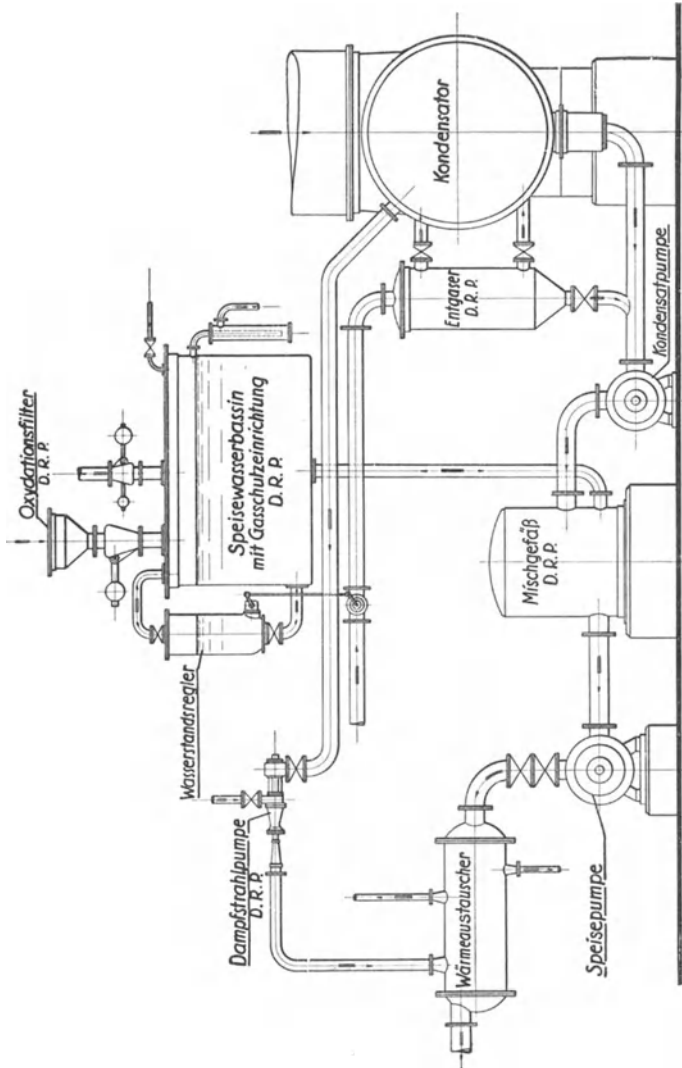


Abb. 338. Kesselspeisung mit Gasschutz der Maschinenbau A.-G. Balcke.

turbine geleitet wird. Reicht der Abdampf nicht zur Vorwärmung aus, so kann er durch Anzapfdampf aus der Hauptturbine ergänzt werden.

162. Kesselspeisung mit Gasschutz der Maschinenbau A.-G. Balcke. Ein anderes Verfahren, um Kondensat, das bei von Luft getrennter Absaugung gasfrei gewonnen wird, vor Wiederberührung mit der Luft

zu schützen, ist von obiger Firma ausgebildet worden (s. das Schema einer solchen Anlage, Abb. 338). Das Kondensat wird von der Kondensatpumpe in ein allseitig geschlossenes Mischgefäß gedrückt, aus diesem von der Speisepumpe abgesaugt und durch einen vom Abdampf der Dampfstrahlluftpumpe geheizten Vorwärmer in die Kessel gefördert. Das Mischgefäß steht mit einem Speisewasserbehälter in Verbindung, das die Schwankungen in der Speisewasserzufuhr vom Kondensator, im Speisewasserverbrauch sowie in der Lieferung von Zusatzwasser vom Speisewassererzeuger (Verdampfer) her ausgleichen soll. Der Wasserstand im Behälter wird durch einen Schwimmer aufrechterhalten, der den Zufluß des Zusatzwassers regelt. Dieses wird, bevor es in die Saugleitung der Kondensatpumpe gelangt, in einem mit dem Kondensator in Verbindung stehenden Behälter entgast. Die Luftpumpe ist dann entsprechend reichlicher zu bemessen. Das in einem Verdampfer gewonnene Destillat kann unmittelbar in den Speisewasserbehälter gefördert werden. Damit nun das Wasser in diesem Behälter nicht mit Luft in Berührung kommt, wird oberhalb des Wasserspiegels nach dem Verfahren von Strombeck ein Dampfpolster dadurch gebildet, daß in den freien Raum Dampf mit einem Überdruck von einigen cm W.-S. geleitet wird. Außerdem ist der Speisewasserbehälter mit einem sog. Oxydationsfilter versehen. Fällt der Wasserspiegel so schnell, daß sich in dem Raum über dem Wasser Unterdruck bildet, so strömt durch das Filter Luft ein, wobei aber Sauerstoff und Kohlensäure absorbiert werden, so daß das Wasser nur Stickstoff aufnehmen kann, der im Kessel keinen Schaden anrichten kann. Auch der Stickstoff, der eine Verschlechterung der Luftleere bewirken würde, kann nach Möglichkeit wieder durch Erwärmung des Wassers mittels Abdampf aus dem Wasser vertrieben werden. Steigt umgekehrt der Wasserspiegel, so entweichen die Gase durch ein selbsttätig wirkendes Ventil ins Freie. Auf diese Weise wird unter allen Umständen vermieden, daß das Wasser mit Sauerstoff in Berührung kommt. Steigt das Wasser zu hoch an, so fließt es durch einen Überlauf ab.

Ein Nachteil des Verfahrens dürften die größeren Kosten einer solchen Anlage sein. Von Vorteil ist dagegen, daß das aus dem Speisewasserbehälter entnommene Zusatzwasser nicht wie bei dem Verfahren von Brown, Boveri & Co. von Kondensatorspannung auf Atmosphärendruck gefördert zu werden braucht.

Durch Undichtigkeiten, Stopfbüchsenverluste u. dgl. gehen auf dem Wege vom Kessel bis zum Kondensator und wieder zurück zum Kessel bei guten Anlagen 4 bis 5 vH Dampf bzw. Kondensat verloren, die als Zusatzwasser ständig neu zugeführt werden müssen. Bei schlechten Anlagen kann dieser Betrag noch höher werden. Bei Bordanlagen beträgt nach Bleicken der Zusatzwasserbedarf für je 1000 PSI in 24 Stunden 2000 kg bei Frachtdampfern, 2500 bei kleinen und 2800 kg bei großen Fahrgastdampfern. Diese Werte beziehen sich auf einen Dampfverbrauch der Hauptmaschine von 5,8 bis 6 kg/PSi-h und ermäßigen sich bei Turbinenbetrieb und überhitztem Dampf entsprechend. Dieses Zusatzwasser wird entweder wie oben gezeigt oder durch Er-

hitzung entgast, oder es wird sofort gasfrei gewonnen, wenn es in Unterdruckverdampfern hergestellt wird (192).

163. Behandlung und Beschaffenheit des Kondensates. Außer den beschriebenen konstruktiven Anordnungen lassen sich noch andere Verfahren anwenden, bei denen das Kondensat durch geeignete Behandlung von dem in ihm enthaltenen Sauerstoff befreit wird. Bläst man z. B. Stickstoff in genügender Menge in fein verteiltem Zustande durch das Speisewasser, so mischt sich der Stickstoff mit der darin enthaltenen Luft und entfernt sie allmählich aus dem Wasser, bis dieses nur noch den für die Kessel unschädlichen Stickstoff (oder ein anderes

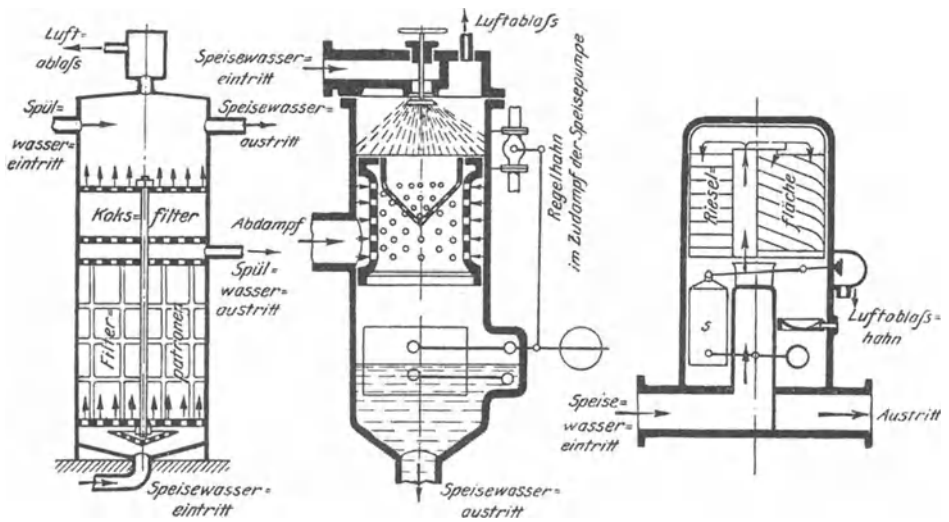


Abb. 339. Speisewasser-entlüfter von Hülsmeier.

Abb. 340. Speisewasser-entlüfter von Weir.

Abb. 341. Speisewasser-entlüfter „Aerex“ der Atlaswerke A.-G.

Gas) enthält. Dieses Verfahren hat aber den Nachteil, daß die Luftleere durch größere Mengen von Gasen im Dampf beeinträchtigt wird.

Dieser Nachteil wird teilweise bei den folgenden Verfahren vermieden. Hülsmeier leitet das Wasser in der Druckleitung durch mit Eisenspänen gefüllte Patronen (Abb. 339¹⁰⁶), in denen sich der Sauerstoff mit dem Eisen bindet. Die entstehenden Eisenhydroxydflocken werden im folgenden Koksfilter zurückgehalten. Die übrigen Gase scheiden sich infolge der geringen Geschwindigkeit teilweise aus und werden oben abgelassen.

Beim Speisewasservorwärmer von Weir (Abb. 340¹⁰⁶) findet gleichzeitig eine Entlüftung des Wassers durch seine Erwärmung durch den Abdampf bei feiner Verteilung statt. Die Luft wird ebenfalls oben entfernt. Die Vorrichtung wird in die Speisepumpensaugleitung eingebaut.

Auf rein mechanischem Wege geschieht die Entlüftung bei dem in die Druckleitung eingebauten Entlüfter „Aerex“ der Atlaswerke, Bremen (Abb. 341¹⁰⁶). Das Speisewasser wird in dünner Schicht über Rieselflächen geleitet, wobei sich Luft abscheidet. Sobald sich Luft bis zu 10 cm unterhalb eines Luftablaßventiles angesammelt hat, wird dieses durch eine geeignete Schwimmervorrichtung geöffnet, und die Luft kann entweichen. Über den Grad der Entlüftung durch diese Apparate liegen keine Angaben vor. Wenn die Entlüftung auch nicht vollkommen sein kann, so bilden die Vorrichtungen doch wertvolle Hilfsmittel.

In neuzeitlichen großen Kraftanlagen liegt das Bedürfnis nach Einrichtungen vor, die gestatten, jederzeit die Reinheit des Kondensates zu überwachen. Eine sorgfältige Überwachung des Betriebes auch in anderer Beziehung ist im Interesse der Wirtschaftlichkeit und Betriebssicherheit dringend zu empfehlen. Um für die Reinheit des Kondensates jederzeit eine Kontrolle zu haben, baut u. a. die Firma Balcke einen Apparat, der ein Licht- und Klingelzeichen gibt, sobald die Verunreinigung des Kondensates durch das Kühlwasser infolge von Undichtigkeiten ein gewisses Maß überschreitet. Er beruht auf der Tatsache, daß reines Wasser für den elektrischen Strom ein schlechterer Leiter ist, als wenn es Salze in Lösung enthält. In eine vom Kondensat durchflossene Leitung sind in einer gewissen Entfernung voneinander zwei Elektroden eingebaut, die an eine Wechselstromquelle angeschlossen werden. Die Verwendung von Wechselstrom ist nötig, weil das Wasser sich sonst zersetzen würde. Sobald die Leitfähigkeit des Kondensates zunimmt und die Stromstärke einen gewissen Betrag überschreitet, werden die Warnsignale ausgelöst (s. auch ¹³).

In der Kondensatdruckleitung empfiehlt sich der Einbau eines Wassermessers, damit man jederzeit eine Kontrolle über die Höhe der Kondensatmenge und damit des Dampfverbrauchs der Hauptmaschine hat.

Um Gewähr für möglichst hohe Luftleere zu haben (und zur Vermeidung von Kesselanfressungen) ist noch darauf zu achten, daß keine Luft von den Kesselspeisepumpen angesaugt und in die Kessel gedrückt wird. Die Möglichkeit hierzu ist bei schlecht verpackten Stopfbüchsen gegeben, auf die daher besonderes Augenmerk zu richten ist. Auch bei vielen Injektoren wird leicht Luft zusammen mit dem Wasser angesaugt. Die Benutzung von Injektoren ist daher möglichst zu vermeiden.

XIII. Kühlwasserförderung.

164. Barometrisches Abfallrohr. Bei Einspritzkondensatoren hat man die Möglichkeit, das Warmwasser statt durch eine Pumpe in einfachster Weise durch ein barometrisches Abfallrohr (Abb. 342) aus dem Kondensator herauszuschaffen, und kann dann, wie sich zeigen wird, unter Umständen eine Kühlwasserpumpe ganz entbehren. Diese Anordnung ist

bei Sammelkondensationen ziemlich häufig ausgeführt worden, bisweilen findet man sie auch bei Einzelanlagen, z. B. in England.

Ob man eine Pumpe oder ein barometrisches Abfallrohr wählt, hängt von den örtlichen Verhältnissen — ob man den Kondensator

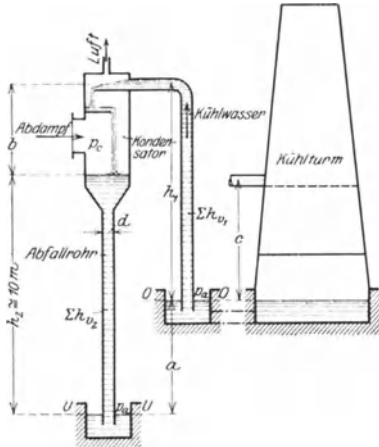


Abb. 342. Schema eines Einspritzkondensators mit barometrischem Abfallrohr.

so hoch aufstellen kann — und in gewissen Grenzen auch von der Größe der Anlage ab. Im allgemeinen ist bei kleineren Anlagen Anwendung einer Pumpe, bei größeren dagegen Einbau eines Fallrohres vorzuziehen, da es einfacher ist, für große Wassermengen Pumpen zu bauen, die das Wasser in den Kondensator drücken, als solche, die es aus dem unter niedrigem Druck stehenden Raum absaugen.

Als weiterer Vorteil des Fallrohres ist zu erwähnen, daß bei geeigneter Anordnung und Formgebung des Niederschlagsraumes und des Überganges in das Fallrohr das Einspritzwasser selbst zur Absaugung der Luft beiträgt, was bei den großen und stark wechselnden Luftmengen

auf Hüttenwerken von Vorteil ist. Die Luftpumpe kann dann entsprechend kleiner ausgeführt werden und erfordert auch geringeren Arbeitsbedarf. Die Absaugefähigkeit des Wassers kann sehr groß sein. Verfasser hat einen Fall erlebt, bei dem im Kondensator aus besonderen Gründen eine verhältnismäßig schlechte Luftleere herrschen sollte. Trotzdem nun die Luftpumpe ganz abgestellt wurde, mußte ständig durch einen Hahn Luft in den Kondensator gelassen werden, weil die Luftleere sonst den gewünschten Wert überstieg.

Die Wassergeschwindigkeit im barometrischen Fallrohr soll nicht zu groß sein und kann etwa zu $v = 0,5$ bis 1 m/s gewählt werden. Hieraus erhält man die lichte Weite d des Fallrohres aus

$$d^2 \frac{\pi}{4} = \frac{Q + D}{3600 \cdot v},$$

wenn Q die Kühlwassermenge und D die niederzuschlagende Dampfmenge, beide in m^3/h , bedeuten.

Ist in Abb. 342

h_1 die Entfernung vom Oberwasserspiegel bis Mitte Einspritzrohr in m,

P_a der Druck der Außenluft in kg/m^2 ,

P_c der Gesamtdruck im Kondensator in kg/m^2 ,

$\sum h_w$ die Summe aller Verluste im Zulaufrohr einschließlich Geschwindigkeitshöhe des Wassers in m W.-S. und

γ_w das spezifische Gewicht des Wassers in kg/m^3 ,

so ist

$$\frac{P_a}{\gamma_w} = h_1 + \frac{P_c}{\gamma_w} + \sum h_{v_1}. \quad (107)$$

Den hieraus sich ergebenden Wert von

$$h_1 = \frac{P_a - P_c}{\gamma_w} - \sum h_{v_1} \quad (107 a)$$

darf der Abstand von Oberkante Zulaufrohr bis zum Oberwasserspiegel nicht überschreiten, wenn noch selbsttätiges Ansaugen stattfinden soll. Die praktisch tatsächlich zulässigen größten statischen Saugehöhen sind auf S. 348 angegeben.

Im Kondensator fällt das Wasser um die Höhe b frei herunter, die man wohl als verlorene Fallhöhe bezeichnen kann. Das Wasser stellt sich im Kondensator in einer bestimmten Höhe h_2 (etwa 10 m) über dem Unterwasserspiegel $U - U$ ein, die sich aus der Beziehung

$$\frac{P_c}{\gamma_w} + h_2 = \frac{P_a}{\gamma_w} + \sum h_{v_2} \quad (108)$$

ergibt, wenn noch neben den obigen Bezeichnungen $\sum h_{v_2}$ die Summe der Verluste im Fallrohr ist. Durch Addition der beiden Gl. (107) und (108) erhält man

$$h_2 = h_1 + \sum h_{v_1} + \sum h_{v_2}.$$

Da andererseits mit a gleich dem Höhenunterschied zwischen Ober- und Unterwasser

$$a + h_1 = b + h_2$$

ist, so folgt

$$a = b + \sum h_{v_1} + \sum h_{v_2}. \quad (109)$$

In allen Fällen also, in denen der Höhenunterschied zwischen Ober- und Unterwasser mindestens diesen Wert hat, braucht für die Förderung des Wassers in den Kondensator hinein und aus ihm heraus theoretisch überhaupt keine Pumpe aufgestellt zu werden. b sowohl wie auch $\sum h_{v_1}$ und $\sum h_{v_2}$ sind hiernach so klein wie möglich zu machen. Es wäre aber falsch zu glauben, daß die Bewegung des Wassers in diesem Falle keine Arbeit erfordert und gewissermaßen umsonst geschieht. Vielmehr könnte die Kühlwassermenge Q bei dem vorhandenen Gefälle a theoretisch eine Arbeit $Q \cdot a$ leisten, die beim Durchfluß durch den Kondensator verlorenght. Voraussetzung für diese Arbeitsweise ist natürlich noch, daß genügend Frischwasser zur Verfügung steht und daß der Kondensator in der richtigen Höhe zum Wasserspiegel aufgestellt wird. In Wirklichkeit pflegt in der Saugleitung sicherheitshalber eine Pumpe vorgesehen zu werden, deren laufender Arbeitsbedarf sich im wesentlichen auf ihre Reibungsarbeit beschränkt. Sie muß vorhanden sein, wenn beim Anfahren Kühlwasser eingespritzt werden soll, ehe die Luftpumpe die volle Luftleere erzeugt hat. Soll Wasser gleich zu Beginn des Anfahrens eingespritzt werden, so hat die Pumpe den vollen Höhenunterschied zwischen Kondensatoreinlauf und Zufluß-

wasserspiegel zu überwinden. Mit steigender Luftleere nimmt die Förderhöhe der Pumpe bis auf Null ab (s. auch das in 21 Gesagte).

Muß das Wasser im Gegensatz hierzu rückgekühlt werden, so können zwei Fälle unterschieden werden. Wird das Wasser in Kühlteichen gekühlt, deren Wasserspiegel in gleicher Höhe wie der Unter- oder der Oberwasserspiegel liegt, so muß das Wasser um die Höhe a gehoben und theoretisch die Arbeit $Q \cdot a$ geleistet werden. Der wirkliche Arbeitsaufwand ist um die Verluste in der Pumpe und in den Rohrleitungen höher. Dieser Fall kommt wegen des großen Grundflächenbedarfs der Kühlteiche nur selten vor. Fast stets wird das Wasser in Kühltürmen gekühlt und muß dann auf eine Höhe gedrückt werden, deren Abstand c vom Oberwasser sich nach der Bauart des Turmes richtet (vgl. 172 k). In diesem weitaus häufigsten Falle ist daher theoretisch die Arbeit $Q (a + c)$ aufzuwenden, die sich noch um die Verluste in Pumpe und Rohrleitungen erhöht.

Vergleicht man nun mit dem barometrischen Abfallrohr eine Warmwasserpumpe, so ergibt sich in bezug auf den Arbeitsbedarf folgendes. Um das Wasser aus dem Kondensator herauszuschaffen, muß die Pumpe eine Druckhöhe überwinden, welche der Höhe $\frac{P_a - P_c}{\gamma_w}$ (annähernd $= h_2$) entspricht, zu der noch eine Verlusthöhe infolge der Widerstände in Pumpe und Rohrleitungen kommt. Die theoretische Arbeit hierfür ist $= Q \cdot h_2$. Steht Frischwasser mit dem Höhenunterschied a zur Verfügung, so muß mindestens diese Arbeit gegenüber dem Abfallrohr aufgewendet werden, während bei diesem nur ein Arbeitsverlust $Q \cdot a$ entsteht, der nicht eigentlich in Erscheinung tritt. Das Ansaugen des Wassers kann wieder bis zur Höhe h_1 selbsttätig erfolgen, doch wird es bei Verwendung einer Warmwasserpumpe meist infolge örtlicher Verhältnisse keinen Zweck haben, diese Ansaughöhe auszunutzen, so daß ein Teil dieser Höhe durch teilweises Schließen eines Hahnes oder Schiebers in der Einspritzleitung vernichtet werden muß. Allerdings wird man dann meist der Notwendigkeit entthoen sein, in der Zulaufleitung sicherheitshalber eine Pumpe vorzusehen.

Im zweiten Falle — Kühlung des Wassers in Kühlteichen — steht der Arbeit $Q \cdot h_2$ bei der Pumpe die Arbeit $Q \cdot a$ beim Fallrohr gegenüber (jedesmal ohne Verluste). Die Mehrarbeit der Pumpe ist also $Q (h_2 - a)$. Bei Verwendung einer Warmwasserpumpe wird in diesem Fall stets eine Pumpe in der Ansaugleitung entbehrlich sein. Am günstigsten für die Warmwasserpumpe liegen die Verhältnisse bei Rückkühlung des Wassers im Kühlturm. Erfordert der Turm eine solche Fallhöhe c (Abb. 342), daß $h_2 = a + c$ ist, so ist für die Umwälzung des Kühlwassers bei Pumpe und Abfallrohr theoretisch die gleiche Arbeit aufzuwenden, sofern der Kühlturm in passender Höhe aufgestellt werden kann. Ebenso liegt es, wenn $a + c$ größer als h_2 ist; die theoretische Förderarbeit ist dann $Q (a + c)$. Ist dagegen $a + c$ kleiner als h_2 , so ist die Minderarbeit für Wasserförderung beim Fallrohr $Q [h_2 - (a + c)]$. Wird die Höhe h_1 , auf die das Wasser durch den Atmosphärendruck gedrückt wird, ausgenutzt, so ist stets aus Sicherheitsgründen in dieser

Zuleitung eine Pumpe erforderlich. Wird h_1 nicht oder nur teilweise ausgenutzt, so ist in jedem Falle eine entsprechende Mehrarbeit für die Wasserförderung aufzuwenden.

165. Kühlwasserkreiselpumpen. Allgemeines. Da, wo eine Pumpe erforderlich ist, kommen für die Kühlwasserförderung fast nur Kreiselpumpen in Anwendung, selten Kolben- oder andersartige Pumpen. Meist sind große Wassermengen auf geringe Höhen zu fördern. Dies führt zu kleinen Durchmessern und großen Schaufelbreiten, bei höheren Drehzahlen und großen Wassermengen auf die Anordnung mehrerer parallel geschalteter Laufräder. Wegen der Berechnung muß auch hier auf Sonderwerke verwiesen werden. Bei liegenden Pumpen mit geteiltem Gehäuse empfiehlt es sich, den Sauge- und Druckstutzen möglichst an der unteren Gehäusehälfte anzubringen, damit die obere Hälfte ohne Abbau von Rohrleitungen zwecks Prüfung der inneren Teile abgenommen werden kann. Bei säurehaltigem oder unreinem Wasser sollten die Läufer aus Bronze bestehen und die Welle mit bronzenen Schutzüberzügen versehen werden, die leicht ausgewechselt werden können. Die Anbringung von bronzenen Schleifringen im Gehäuse, die gegenüber dem Läufer auf der Wassereintritts- und -austrittsseite nur wenig Spiel haben, um die Spaltverluste möglichst klein zu machen, ist zweckmäßig. Es ist wünschenswert, daß sie bei Abnutzung ebenfalls leicht ausgewechselt werden können. Bei Antrieb der Pumpe durch eine Turbine läßt sich durch Einschaltung eines Getriebes mit genügend hoher Übersetzung (5 : 1 bis 6 : 1) unter Umständen an Gewicht und Kosten sparen.

Die Geschwindigkeit in der Saugeleitung sei 1,5 bis 2 m/s, in der Druckleitung 2 bis 2,5 m/s, doch kommen in ersterer Geschwindigkeiten bis zu 4 m/s, in der Druckleitung bis zu 5 m/s vor. Je kürzer die Leitungen sind, um so höher kann die Geschwindigkeit sein und umgekehrt. Da der Arbeitsbedarf der Kühlwasserpumpe den wesentlichsten Anteil am Gesamtarbeitsbedarf der Kondensation bildet, so ist eine Untersuchung hinsichtlich Arbeitsbedarf einerseits und Kosten andererseits, so daß die Gesamtkosten am kleinsten werden, lohnend. Für Überschlagsrechnungen kann man mit einem Widerstand des Kondensators von 5 m W.-S. rechnen. Für einen etwa vorhandenen Saugekorb oder eine Saugeklappe ist ein Verlust von 0,3 bis 0,5 m, für jeden Schieber und jeden Krümmer von 90° ein solcher von 0,1 bis 0,2 m W.-S. anzusetzen. Der Widerstand in den geraden Rohrstrecken muß besonders bestimmt werden, die statische Förderhöhe richtet sich nach den örtlichen Verhältnissen. Scharfe Krümmungen oder Einschnürungen in den Leitungen sind zu vermeiden. Der Wirkungsgrad der Pumpe kann bei guter Ausführung bis zu 0,7 gesetzt werden. Die bei Verwendung eines Wasserstrahlsaugers in Hintereinanderschaltung sich ergebende größere Druckhöhe ermöglicht eine geringe Verbesserung des Wirkungsgrades auf etwa 0,72.

Fließt das Wasser der Pumpe nicht zu, so ist ein Fußventil und eine Auffüll- oder Entlüftungseinrichtung vorzusehen. Bei schwach verunreinigtem Wasser niedriger Temperatur kann das Fußventil eine Leder-

oder Gummiklappe erhalten. Bei höherer Temperatur und chemisch stark verunreinigtem Wasser ist eine Metallklappe oder -kegel zu benutzen. Je nach der Temperatur des Wassers dürfen bei normalem Barometerstand höchstens folgende statische Saughöhen zugelassen werden:

Temperatur ° C	0	10	20	30	40	50
Saughöhe m	7,0	6,8	6,6	6,1	5,4	4,3

Bei großen Höhen über dem Meeresspiegel verringern sich diese Werte entsprechend.

Ist die Druckhöhe größer als etwa 15 m, so empfiehlt sich die Anbringung einer Rückschlagklappe in der Druckleitung, damit das Wasser bei plötzlichem Stillstand der Pumpe nicht zurückfluten kann. Bei

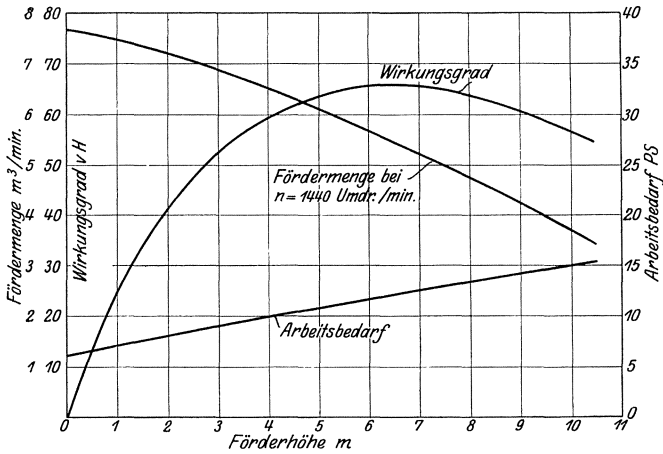


Abb. 343. Leistungskurven einer Turbokühlwasserpumpe der Allgemeinen Electricitäts-Gesellschaft.

größerer Druckhöhe sei der Schieber in der Druckleitung beim Anfahren geschlossen oder nur wenig geöffnet, um Überlastung der Antriebsmaschine zu vermeiden.

Die Kühlwasserleitungen bestehen aus Gußeisen oder Flußeisen, selten aus Kupfer.

166. Ausführungsbeispiele von Kühlwasserkreiselpumpen. Beispiele von Pumpen mit einem Kreisrad und Turbinenantrieb sind aus den Abb. 233 und 241 zu ersehen. Für eine solche Pumpe der AEG zeigt Abb. 343 Fördermenge, Arbeitsbedarf und Wirkungsgrad über der Förderhöhe bei gleichbleibender Drehzahl. Der Wirkungsgrad bleibt über einen ziemlich weiten Bereich annähernd gleich hoch.

Neben Kreiselpumpen gewöhnlicher Bauart werden von der Maschinenbau A.-G. Balcke Sonderbauarten für Antrieb durch raschlaufende Turbinen hergestellt (Abb. 344 und 345), die für die Förderung großer Wassermengen auf geringe Förderhöhen besonders entworfen

sind. Die Gesamtmenge ist auf zwei Räder verteilt. Die Laufräder bestehen aus Bronze. Durch die symmetrische Lage der Räder wird ein Axial Schub so gut wie vermieden. Ein etwa noch verbleibender Rest wird von einem Kugeldrucklager aufgenommen. Der Läufer

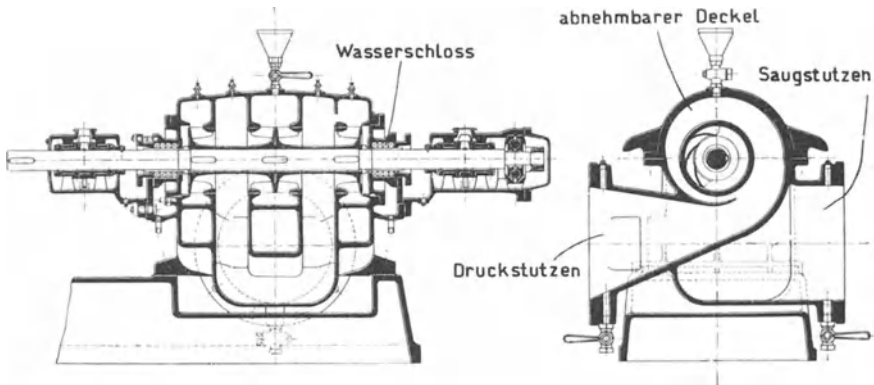


Abb. 344 und 345. Raschlaufende Kühlwasserpumpe der Maschinenbau A.-G. Balcke.

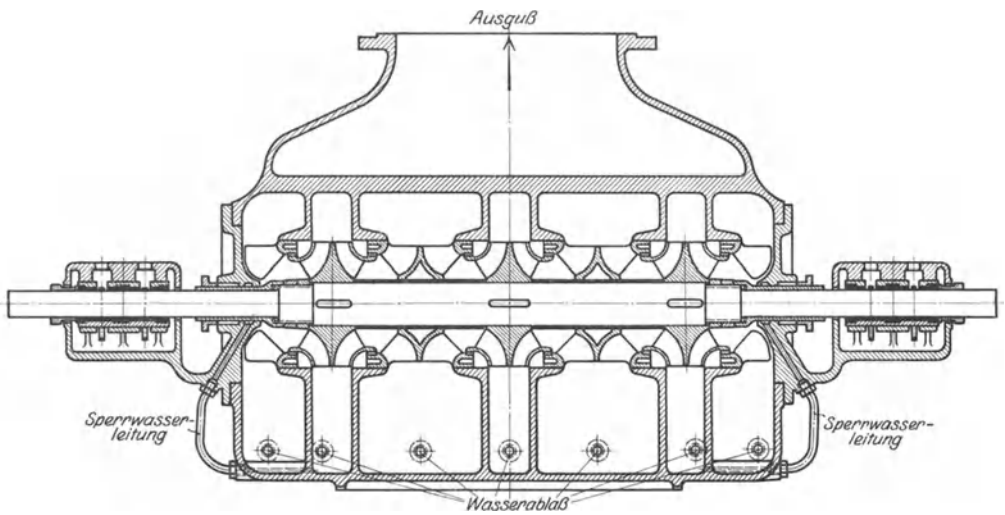


Abb. 346. Raschlaufende Kühlwasserpumpe von C. H. Jaeger & Co., für große Wassermengen.

kann durch Abheben des Deckels ohne Abnahme von Rohrleitungen freigelegt werden. Bei einer liegenden Pumpengruppe, bestehend aus Antriebsturbine oder -motor, Kühlwasser- und Kondensatpumpe werden die Welle der Turbine und der beiden Pumpen durch elastische Kupplungen miteinander verbunden.

Als Beispiel einer Kühlwasserpumpe von hoher Drehzahl, also für Antrieb durch Dampfturbine oder Elektromotor, bei welcher drei nebeneinandergeschaltete Räder angeordnet sind, sei in Abb. 346 eine solche von C. H. Jaeger & Co. gezeigt. Jedes Rad hat wieder zweiseitigen Einlauf. Vor dem Eintritt des Wassers in die Laufräder sind Führungsrippen angeordnet, um eine Drehung des Wassers zu verhindern. Die stählerne Welle ist mit Bronzebezügen versehen, die durch die wassergesperrten Stopfbüchsen nach außen geführt sind.

XIV. Gemeinsamer Antrieb von Pumpen.

167. Antriebsarten. Über den Einzelantrieb der verschiedenen Pumpenarten ist bei diesen bereits das Nötige gesagt worden. Gemeinsamer Antrieb aller Pumpen hat gegenüber dem Einzelantrieb den Vorteil geringeren Arbeitsbedarfes, da die Verluste eines größeren Antriebsmotors geringer sind als diejenigen einiger kleinerer Motoren mit Übertragung zusammengenommen (vgl. hierzu auch Zahlentafel 29; die Werte 1,76 und 2,11 vH dürften nicht zuverlässig sein). Hinzu kommt vielfach größere Einfachheit und Übersichtlichkeit des gemeinsamen Antriebs.

Die Verwendung einer Kolbendampfmaschine bei gemeinsamem Antrieb ist jetzt nur noch verhältnismäßig selten. Namentlich bei Dampfturbinen pflegt man auch die Hilfsmaschinen rotierend mit Antrieb durch eine Dampfturbine oder durch Elektromotor auszuführen. Die Gründe hierfür sind mehrfacher Art. Ein mehr äußerlicher Grund ist der, für die Hilfsmaschinen dasselbe System wie für die Hauptmaschine zu verwenden. Ferner wird durch Pumpen mit hoher Drehzahl geringerer Raumbedarf erzielt. Langsamlaufende Kolbenpumpen würden im Verhältnis zur Hauptmaschine sehr groß ausfallen und plump wirken. Der wichtigste Grund ist aber der, daß bei rotierenden Pumpen — aber auch bei Dampfstrahlsaugern —, die einen Vorteil der Dampfturbine bildende Ölfreiheit des Kondensates nicht durch die Hilfsmaschinen beeinträchtigt oder gar aufgehoben wird.

Durch Turbinen angetriebene Pumpwerke sind in den bereits mehrfach erwähnten Abb. 233 und 241 dargestellt. Einen vollständigen Rotor einer Pumpengruppe gemäß Abb. 233 zeigt Abb. 347. Bei Pumpengruppen mit senkrechter Welle für Schiffszwecke ist der gemeinsame Antrieb aller Pumpen nicht durchführbar, und es werden hier nur Luft- und Kondensatpumpe vereinigt (vgl. Abb. 247), wenn nicht Einzelantrieb bevorzugt wird. Insbesondere wird man diesen bei Verwendung von Dampfstrahlluftpumpen wählen, doch kann man hierbei auch vorteilhaft den Antrieb der Kühlwasser- und der Kondensatpumpe mittels Getriebes (s. weiter unten) vereinigen.

Jede der genannten Antriebsarten, durch Dampfturbine oder Elektromotor, hat seine Vor- und Nachteile. Wird die Pumpengruppe elektrisch angetrieben, so hat dies den Nachteil, daß beim Versagen des Generators auch die Kondensation stromlos wird und abgestellt

werden muß. Die Turbine muß so lange mit Auspuff fahren, bis der Fehler behoben ist. Auch beim Anfahren ist Auspuffbetrieb erforderlich, bis der Generator Strom gibt und die Kondensation in Betrieb genommen werden kann. Die beim Auspuffbetrieb entstehenden Temperaturen sind unerwünscht und können unter Umständen zu unliebsamen Wärmedehnungen und Verschiebungen führen. Ist daher keine andere Stromquelle vorhanden, so ist bei rein elektrischem Antrieb durch Gleichstrom eine Akkumulatorenbatterie zur Aushilfe notwendig. Bei Wechselstrom und Fehlen einer anderen Stromquelle ist der Dampfturbinenantrieb als der betriebssicherere vorzuziehen, wenn man nicht

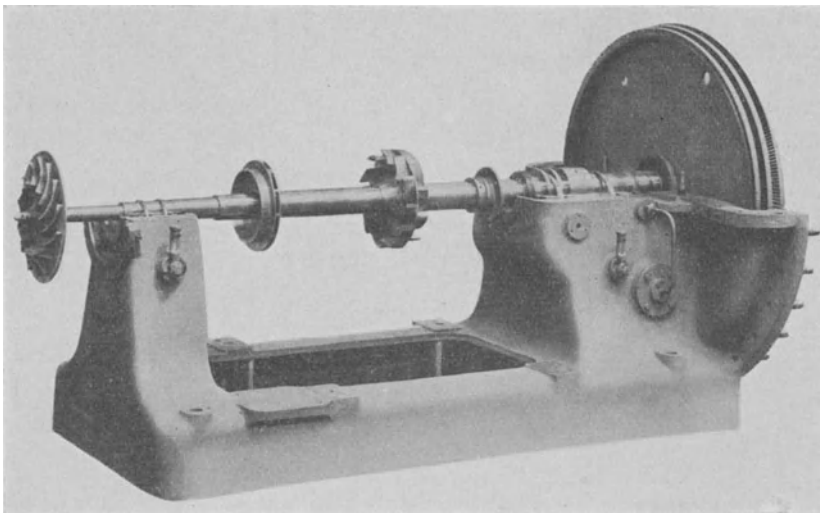


Abb. 347. Läufer eines liegenden Turbopumpwerks von Brown, Boveri & Co.

den Pumpensatz mit einem Wechselstrommotor für normalen Betrieb und einem Gleichstrommotor mit Batterie zur Aushilfe kuppeln oder endlich Batterie und Gleichstrom-Wechselstrom-Umformer zur Aushilfe vorsehen will. Bei jener Anordnung kann man die Einrichtung treffen, daß der Gleichstrommotor beim Ausfall des Wechselstrommotors selbsttätig eingeschaltet wird.

Der elektrische Antrieb hat in der Regel den Vorteil, daß er besonders für mittlere Leistungen von 3000 bis 4000 kW wirtschaftlicher ist. Die erforderliche Leistung wird durch die Hauptturbine trotz der Energieumsetzung billiger erzeugt, als es mit einer kleinen Hilfsturbine mit unmittelbarem Antrieb bei der für den Pumpenbetrieb günstigeren niedrigeren Drehzahl von 1500 bis 2000 i. d. Min. möglich ist. Bei Motorantrieb kann eine noch niedrigere, für die Pumpen besser passende Drehzahl gewählt werden.

Der Nachteil der Dampfturbine kann dadurch gemildert werden, daß zwischen Turbine und Pumpe ein Getriebe geschaltet wird, das gestattet, für beide Teile die für sie günstigsten Drehzahlen zu wählen und bei der Dampfturbine geringeren Dampfverbrauch zu erzielen. Die Mehrkosten für das Getriebe werden durch die Dampfersparnis bei der Turbine, zu der noch höherer Wirkungsgrad der Pumpe kommt, bald ausgeglichen, und der Platzbedarf ist kaum größer als ohne Getriebe. Günstige Drehzahlen für Pumpen mit großen Fördermengen

und kleinen Förderhöhen sind 600 bis 1200 i. d. Min., für die Turbine bis zu 6000 i. d. Min. und darüber.

Eine in dieser Beziehung besonders günstige Anordnung der Pumpen wird von Brown, Boveri & Co. angewendet (Abb. 348 und 349).

Die Kesselspeisepumpe erfordert ebenfalls hohe Drehzahl; sie wird von der anderen Seite der Ritzelwelle aus angetrieben und hat daher dieselbe Drehzahl wie die Turbine. An die Stelle der Speisepumpe kann auch die

Kondensatpumpe oder eine Pumpe treten, die aus dem Kondensator saugt

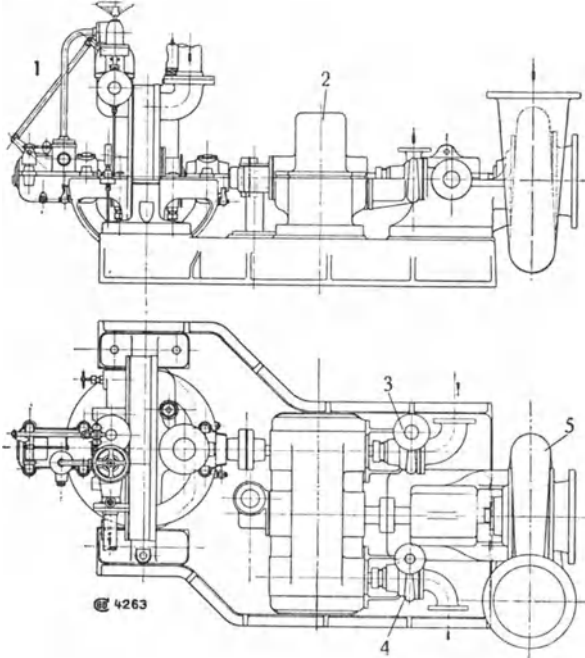


Abb. 348 und 349. Turbopumpwerk mit Rädergetriebe von Brown, Boveri & Co.

- | | |
|---------------------|---------------------------|
| 1. Antriebsturbine. | 3. Kondensat-Speisepumpe. |
| 2. Getriebe. | 4. Strahlwasserpumpe. |
| | 5. Kühlwasserpumpe. |

und unmittelbar in den Kessel drückt. Die Kühlwasserpumpe, die große Wassermengen bei geringer Förderhöhe zu bewältigen hat, erfordert niedrigere Drehzahl und ist daher mit der Welle des großen Rades verbunden. Auf der anderen Seite des großen Rades wird die Strahlwasserpumpe durch ein zweites Ritzel angetrieben, dessen Durchmesser für die günstigste Drehzahl dieser Pumpe passend gewählt werden kann. Diese Pumpe fehlt, wenn die Kondensationsanlage mit Dampfstrahlsauger ausgerüstet wird. Eine Ölpumpe wird von der Zahnradwelle mittels Schnecke angetrieben.

Bei einer ausgeführten Pumpengruppe dieser Art läuft die Turbine und die Kondensatpumpe mit 4000 Uml./min, die Kühlwasserpumpe mit 625. Diese ist für eine Fördermenge von 800 m³/h auf 16 m Förder-

höhe bemessen. Der Kondensatpumpenkreislauf sitzt fliegend auf dem Ende der Ritzelwelle und fördert $17 \text{ m}^3/\text{h}$ auf 25 m .

Die Vorteile des Antriebs durch Turbine bzw. Elektromotor sollen nach einem anderen Verfahren von Brown, Boveri & Co. dadurch miteinander vereinigt werden, daß die Pumpen einerseits mit einer Dampfturbine, andererseits mit einem Elektromotor gekuppelt werden. Bei der Pumpengruppe (Abb. 233) kommt also auf der Kondensatpumpenseite ein Elektromotor hinzu. Bei normalem Betrieb treibt dieser die Pumpen an. Die Drehzahl des Motors ist so hoch, daß die Regulierung der Turbine deren Drosselventil vollständig schließt. Die Erwärmung von der Frischdampfseite her und die Verbindung mit der Abdampfseite genügen, um die Turbine ständig angewärmt zu erhalten. Sobald nun der Motorantrieb versagt und die Drehzahl etwas sinkt, wird das Drosselventil der Turbine geöffnet und diese übernimmt sofort den Betrieb. Die Verschlechterung der Luftleere durch den Abfall der Drehzahl beträgt höchstens 1 vH. Dauert der Ausfall des Motors längere Zeit, so kann auch die Turbinendrehzahl durch Einstellen der Steuerung auf die normale erhöht werden. Ein Nachteil dieser Anordnung besteht in dem ständigen Ventilationsverlust der Turbine, der etwa $0,5 \text{ ‰}$ der Hauptturbinenleistung ausmacht. Auch kann bei einer gewissen Dampflosigkeit des Drosselventils der Turbine ständiger Dampfverlust die Folge sein. Endlich ist die auf der Saugseite der Kondensatpumpe hinzukommende Stopfbüchse unerwünscht.

Bei Wechselstrom kann die Einrichtung auch umgekehrt so getroffen werden, daß bei normalem Betrieb die Turbine die Pumpen antreibt und daß bei Versagen der Turbine und geringem Abfall der Drehzahl um etwa 3 vH der Motor den Betrieb übernimmt.

Bei großen Einheiten — etwa von 5000 kW an — bietet sich eine andere und bessere, wenn auch teurere Lösung dadurch, daß man zwei Pumpwerke je von der halben Leistung vorsieht, von denen eines elektrisch, das andere von einer Turbine angetrieben wird. Hierdurch ergeben sich verschiedene Vorteile. Beim Fehlen einer anderen Stromquelle kann mit der Hilfsturbine angefahren werden. Von halber Belastung an abwärts kann ein Pumpwerk abgeschaltet werden, wodurch der Arbeitsbedarf hierfür entfällt. Wird eine der beiden Pumpengruppen unklar, so kann die Hauptmaschine trotzdem mit Vollast weiter betrieben werden, da die Luftleere sich nur um schätzungsweise 5 vH verschlechtert. Voraussetzung ist hierbei natürlich, daß bei Luftabsaugung durch Wasserstrahl ebenfalls zwei je für die halbe Leistung bemessene Düsen vorhanden sind, die vorteilhaft außerdem wahlweise auf jede der beiden Pumpen schaltbar eingerichtet werden. Endlich ist bei dieser Anordnung und Fehlen einer anderen Stromquelle eine Akkumulatorenbatterie zur Aushilfe nicht erforderlich.

Endlich besteht die Möglichkeit, die Pumpengruppe oder einzelne Pumpen von der Hauptturbine aus anzutreiben.

168. Regulierung und Sondereinrichtungen. Außer der gewöhnlichen Regelung auf gleichbleibende Drehzahl kann bei Turbinenantrieb auch Regelung auf gleichbleibenden Druck für den Wasserstrahlsauger aus-

geführt werden. Diese hat den Vorzug, daß sich die Leistung der Luftpumpe nicht ändert. Eine solche Druckwasserregelung von Brown, Boveri & Co. zeigt Abb. 350. Die das Drosselventil bewegende Membrane steht mit dem Druckstutzen der Druckwasserpumpe für den Strahlapparat in Verbindung. Die Vorrichtung reguliert also auf gleichbleibenden Druck vor dem Strahlapparat. Da die Wassermenge, die durch die Düse des Strahlsaugers fließt, bei gleichem Druck ebenfalls

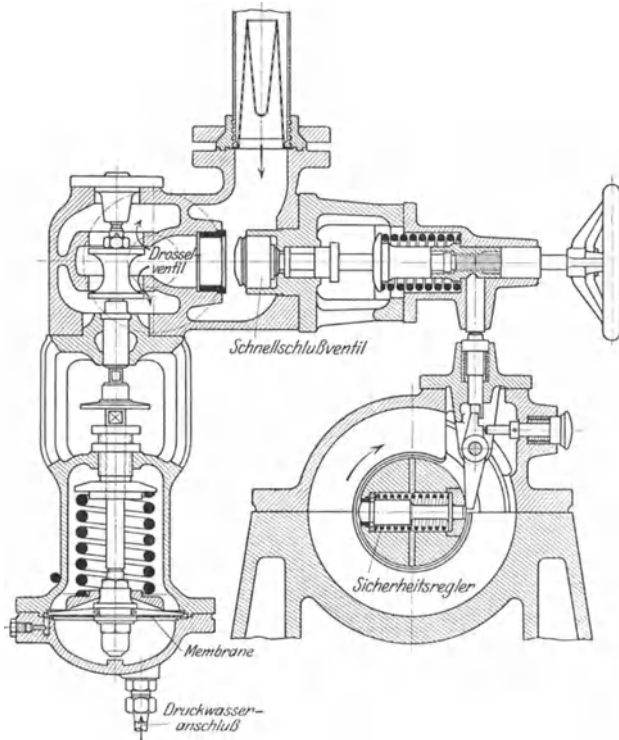


Abb. 350. Druckwasserregulierung für Kondensations-turbinen von Brown, Boveri & Co.

gleichbleibend ist, und der Wasserdruk bei gleicher Saughöhe daher nur von der Drehzahl abhängt, so reguliert die Einrichtung dann auch auf gleichbleibende Drehzahl. Sinkt dagegen z. B. der Saugwasserspiegel, so würde bei gleicher Drehzahl der Druck vor der Strahlwasserpumpe und damit auch ihr Enddruck fallen. Die Drehzahl steigt also, bis wieder der gleiche Druck erreicht ist. Da die Kühlwasser- und die Strahlwasserpumpe hintereinandergeschaltet sind (vgl. Abb. 233), so hat diese Regulierung noch den Vorteil, daß auch der Druck

hinter der Kühlwasserpumpe und damit die Kühlwassermenge unverändert bleiben. Die Regulierung zeichnet sich durch große Einfachheit aus. Da die Membrane sehr große Regulierkräfte zu entwickeln vermag, so können die Drehzahländerungen klein gehalten werden.

Neben der Druckwasserregulierung ist ein Schnellschlußventil vorgesehen. Dieses wird durch den Sicherheitsregler beim Überschreiten der höchsten zulässigen Drehzahl geschlossen.

Bei Turbinenantrieb der Kondensationspumpengruppe kann der Abdampf der Hilfsturbine entweder in den Kondensator oder in eine Niederdruckstufe der Hauptturbine geleitet oder er kann zur Vor-

wärmung des Speisewassers ausgenutzt werden. Solange der letzte Weg gangbar ist, ist er der beste. Die Wärmeausnutzung ist um etwa 1 vH besser als bei Verwendung des Abdampfes in der Hauptturbine. Die Hilfsturbine mit Kondensation zu betreiben ist unwirtschaftlich. Da die Benutzung des Abdampfes zur Vorwärmung häufig nicht möglich ist, so findet man meist, daß er in die Hauptturbine geschickt wird, obgleich die Betriebsergebnisse hierbei nicht immer befriedigen. Bei dieser Anordnung muß dafür gesorgt werden, daß nicht bei Leerlauf die Drehzahl der Hauptturbine durch den Abdampf der Hilfsturbine so hoch steigt, daß das Schnellschlußventil der ersteren in Tätigkeit tritt. Um dies auszuschließen, kann z. B. ein selbsttätiges Umschalteventil für den Abdampf der Hilfsturbine vorgesehen werden. Eine solche Einrichtung in der Ausführung von Brown, Boveri & Co. (Abb. 351) kann bei Druckölsteuerung der Hauptturbine angewendet werden. Bei dieser Steuerung ist bei Vollast der höchste, bei Leerlauf der niedrigste Öldruck vorhanden. Der Kolben in dem Ölzyylinder des Umschalteventils ist mit der Regulierölleitung verbunden, so daß bei Vollast der Abdampf der Hilfsturbine in die Hauptturbine gelangt. Bei einer gewissen Belastung sinkt der Öldruck so weit, daß das Umschalteventil nach dem Kondensator hin zu öffnen beginnt, bis bei Leerlauf die Leitung nach der Hauptturbine ganz geschlossen und die Leitung nach dem Hauptkondensator ganz geöffnet ist. Der Abdampf der Hilfsturbine darf nicht mehr in die Hauptturbine geschickt werden, wenn deren Belastung etwa 10 vH der Vollast unterschreitet.

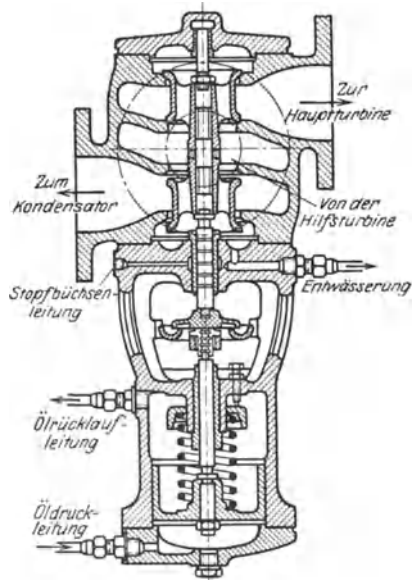


Abb. 351. Selbsttätiges Umschalteventil von Brown, Boveri & Co.

Eine gewisse Sicherheit bietet auch eine Einrichtung, bei welcher auch der Zudampf zur Hilfsturbine abgesperrt wird, wenn das Schnellschlußventil der Hauptturbine in Tätigkeit tritt. Ähnlich wirkt eine in Frankreich bisweilen verwendete Anordnung, bei welcher die Hilfsturbine mit Anzapfdampf der Hauptturbine betrieben, und der Abdampf in einen Vorwärmer geleitet wird. Durchgehen der Hauptturbine ist dann ausgeschlossen, damit aber der Pumpensatz nicht bei Leerlauf oder geringer Belastung der Hauptturbine stehen bleibt, muß die Hilfsturbine in solchen Fällen — am besten selbsttätig — Frischdampf erhalten.

XV. Rohrleitungen und Absperrorgane.

169. Rohrleitungen und Absperrorgane bei Luftpumpen. Die Luftsaugleitungen sollen möglichst kurz sein und vom Kondensator zur trockenen Luftpumpe genügend ansteigen, damit kein Wasser in die Luftpumpe gelangt. Ist dies wegen der örtlichen Lage nicht oder nicht genügend möglich, so ist die Luftsaugleitung vom Kondensator zunächst hoch- und dann wieder herunterzuführen. Bei Naßluftpumpen muß die Saugleitung umgekehrt stetiges Gefälle erhalten. Die Luftgeschwindigkeit darf zu etwa 25 m/s unter normalen Verhältnissen gewählt werden. Abzweigungen sind so auszuführen, daß geringste Strömungsverluste entstehen, also nicht rechtwinklig, sondern geneigt. Bei den Kühlern, in denen der Abdampf von DampfstrahlLuftpumpen durch das Kondensat der Hauptmaschine niedergeschlagen wird, ist die Anordnung von Umgehungsleitungen zu empfehlen.

Als Material für die Rohrleitungen dient, wie auch bei den Kondensatpumpen, meist Flußeisen, seltener Kupfer.

In der Luftsaugleitung von Turbinenkondensationen ist die Verwendung von Schiebern oder anderen Absperrorganen zu empfehlen, die der Luft keinen Widerstand bieten, da jeder Millimeter Q.-S. Verlust an Luftleere Dampf kostet. Die Schieber sollen aufrecht stehen und an der Stopfbuchse mit einer reichlich großen Wassertasse versehen sein, um das Eindringen von Luft zu verhindern. Sie werden ferner zweckmäßig mit einer Anzeigevorrichtung versehen, die deutlich erkennen läßt, ob der Schieber offen oder geschlossen ist.

170. Rohrleitungen und Absperrorgane bei Kondensatpumpen. Die Saugleitung soll ebenfalls so kurz wie möglich sein, mit stetigem Gefälle vom Kondensator zur Pumpe führen und für eine Geschwindigkeit von etwa 1 m/s bemessen sein. Ein Luftsack in dieser Leitung ist unbedingt zu vermeiden, da er das richtige Arbeiten der Kondensatpumpe unmöglich macht. Aus diesem Grunde dürfen z. B. Schieber, die ebenfalls, wie in der Luftsaugleitung, vorzuziehen sind, nicht stehend angeordnet werden, da ihr Gehäuse sonst einen Luftsack bildet, oder sie müssen eine besondere Entlüftungsleitung zum Kondensator erhalten. Trotz der hiernach zumeist erforderlichen wagerechten oder etwas nach unten geneigten Lage, ist die Stopfbuchse doch möglichst mit einer das Eindringen von Luft verhütenden Wassertasse zu versehen. Eine Anzeigevorrichtung für die Stellung des Schiebers ist gleichfalls zweckmäßig.

Über die Rohrleitungen von Kühlwasserpumpen ist in 165 das Wesentlichste gesagt.

XVI. Die Rückkühlung des Kühlwassers.

171. Rückkühlverfahren. In den häufigen Fällen, in denen nicht stets frisches Wasser zur Verfügung steht, muß immer dasselbe Wasser, das dann einen Kreislauf macht, benutzt und nach Verlassen des Kon-

densators wieder um denselben Betrag abgekühlt werden, um den es sich im Kondensator erwärmt hat.

Das älteste Mittel, das aber fast gar nicht mehr zu finden ist, sind Kühlteiche, bei denen das Wasser an einem Ende zu- und am anderen Ende wieder abgeführt wird. Sie erfordern eine sehr große Fläche, nämlich 30 bis 40 m² für eine Dampfmenge von 100 kg/h. Ihre Wirkung ist gering wegen des mangelhaften und unregelmäßigen Wasserumlaufs, wenn nicht besondere Führungswände eingebaut sind, und wird außerdem meist durch eine auf dem Wasser schwimmende Ölschicht beeinträchtigt.

Auch Gradierwerke aus Reiserhalm und Latten, wie sie heute noch auf Salinen in Gebrauch sind, sind wohl für Kondensationsanlagen ganz verschwunden. Sie werden mit der Breitseite gegen die vorherrschende Windrichtung aufgestellt. Das oben aufgegebene Wasser rieselt und tropft langsam an den Reiserhalm und Latten nach unten, wobei es sich durch das Vorbeistreichen der kälteren Luft und durch teilweise Verdunstung — dieser Vorgang ist grundsätzlich bei allen Kühleinrichtungen derselbe — abkühlt. Die Gradierwerke haben bei Wind eine recht gute Wirkung, haben aber den großen Nachteil, daß ihre Leistung von der Windstärke abhängig ist, auf die man keinen Einfluß hat. Außerdem leiden sie an dem Übelstand, daß viel Wasser verspritzt, das ersetzt werden muß, und daß der in niedriger Höhe abziehende Dunst für die Umgebung lästig ist. Sie erfordern eine Fundamentfläche von etwa 2,5 m² für 100 kg/h Dampf.

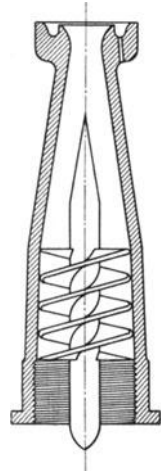


Abb. 352.
Streudüse von
Gebr. Körting
A.-G.

Sehr wirksam sind die seit Mitte der achtziger Jahre in Gebrauch befindlichen Streudüsen von Körting (Abb. 352), die mit einem Durchmesser von 5 bis 15 mm ausgeführt werden. Das Wasser muß mit einer Druckhöhe von 10 bis 15 m W.-S. zugeführt werden und daher ist ihr Arbeitsbedarf nicht unerheblich. Bei Anwendung in Verbindung mit Kühlteichen erfordern sie eine Grundfläche von etwa 10 m² für 100 kg/h Dampf. Auch die Streudüsen haben den Nachteil des Wasserverlustes durch Zerstäuben, namentlich bei Wind. Über ihre Anwendung in Kühltürmen ist auf S. 361 und 368 die Rede.

Kaminkühler sind etwa im Jahre 1895 eingeführt worden und erfordern eine Grundfläche von 1,0 bis 1,5 m² pro 100 kg/h Dampf. Der Kaminkühler besteht aus einem Schacht, dessen unterem Teil das Wasser zugeführt und durch einen darunter befindlichen Riesel-einbau möglichst fein verteilt und in innige Berührung mit der von unten eintretenden Luft gebracht wird. Durch die Erwärmung der Luft an dem Wasser und den über dem Rieseleinbau befindlichen Schlot wird ein kräftiger Durchzug der Luft hervorgerufen.

Bei beschränktem Platz oder wenn die erforderliche Kühlung mit natürlichem Zug nicht erreichbar ist, kann der Zug künstlich durch Einbau eines Lüfters erzielt werden. Dem geringeren Platzbedarf von

0,3 bis 0,7 m² für 100 kg/h Dampf steht aber ein großer Arbeitsbedarf gegenüber, so daß Kühler mit Ventilatorzug unwirtschaftlich sind. Außerdem belästigen sie durch niedrigen Dunstabzug die Umgebung.

Die Aufstellung der Kaminkühler ist in verschiedener Höhenlage möglich. Steht er bei Einspritzkondensation mit Naßluftpumpe so tief, daß das Wasser dem Kühlturm von der Naßluftpumpe aus zuläuft, so kann es dem Kondensator vom Sammelbassin des Kühlers aus durch den Atmosphärendruck zgedrückt werden und es kann in diesem Falle eine Pumpe gespart werden. Diese Anordnung erfordert aber, wenn sie nicht durch geeignete Geländebeziehungen begünstigt wird, sehr große Kosten für Ausschachtung und Fundamentierung für die vertiefte Aufstellung des Kühlers und sehr großen Platzbedarf, etwa 2,3 bis 3,5 m² für 100 kg/h Abdampf der Hauptmaschine.

172. Wirkungsweise und Berechnung der Kaminkühler. *a) Grundlagen.* Die Atmosphäre besteht aus reiner Luft und geringen Mengen Wasserdampf. Nach dem Daltonschen Gesetz ist der Gesamtdruck der Atmosphäre P_A kg/m² gleich der Summe der Teildrucke von Luft und Dampf

$$P_A = P_L + P_D.$$

Hat die Atmosphäre die Temperatur $t^\circ\text{C}$ oder $T = 273 + t^\circ\text{abs}$, so nimmt 1 kg Reinform den Raum

$$v = \frac{R_L T}{P_L} \quad (110)$$

ein, worin wieder $R_L = 29,27$ die absolute Gaskonstante für Luft ist. Dieser Raum v ist befähigt, unabhängig von der Luft Wasserdampf aufzunehmen. Die Höchstmenge dieses Dampfes hängt nur von der Temperatur t ab, und zwar kann die dem Teildruck des Wasserdampfes entsprechende Sättigungstemperatur höchstens den Wert t erreichen. Ist dies der Fall, so ist das in 1 m³ enthaltene Dampfgewicht das der Temperatur t und dem zugehörigen Dampfdruck P_D^s entsprechende spezifische Gewicht γ in kg/m³, das aus der Dampftabelle (Zahlentafel 47) entnommen werden kann. Man sagt in diesem Falle, daß die Luft mit Wasserdampf gesättigt ist. In Wirklichkeit ist aber der Dampfgehalt eines Kubikmeters Reinform meist kleiner als γ , etwa gleich γ' kg/m³. Dieser Wert γ' heißt die absolute Feuchtigkeit der Luft. Das Verhältnis des wirklichen Dampfgehaltes zum höchstmöglichen nennt man relative Feuchtigkeit

$$\varphi = \frac{\gamma'}{\gamma}.$$

φ kann alle Werte zwischen 0 und 1 annehmen. Ist der Gehalt von 1 m³ Reinform an Wasserdampf γ' kleiner als γ , so ist auch der Teildruck des Dampfes P_D kleiner als der Druck P_D^s , und zwar ist mit großer Annäherung, da Dampf bei den hier vorkommenden Drucken und Temperaturen als Gas mit dessen Gesetzen betrachtet werden kann,

$$P_D = \varphi P_D^s.$$

Die Begriffe feuchte Luft und relative Feuchtigkeit sind irreführend, da man hiermit zunächst die Vorstellung eines Gehaltes an Wasser verbinden könnte. In Wirklichkeit ist, solange $\varphi < 1$ ist, nur unsichtbarer Wasserdampf mit der Luft gemischt. Die Wahl der Bezeichnung „feucht“ ist daraus zu erklären, daß sich, wie wir sehen werden, bei Abkühlung der Luft (richtiger Atmosphäre) aus ihr Wasser abscheiden kann. Ist $\varphi < 1$ und somit $P_D < P_D^s$, so entspricht ferner P_D eine Sättigungstemperatur t_D des Dampfes, die ebenfalls kleiner als die Lufttemperatur t ist. Da aber der Dampf auch bei $\varphi < 1$ tatsächlich die gleiche Temperatur t wie die Luft hat, so folgt, daß der Wasserdampf bei $\varphi < 1$ stets höhere Temperatur als seine Sättigungstemperatur hat, d. h. daß er sogar etwas überhitzt ist.

b) *Mögliche Abkühlung.* Da es sich hier um die Abkühlung von Wasser durch atmosphärische Luft handelt, so ist zu untersuchen, wie tief Wasser bei gegebenem Zustand der Atmosphäre (Temperatur und relative Feuchtigkeit) höchstens abgekühlt werden kann. Es zeigt sich, daß eine Abkühlung des Wassers nicht nur bis auf die Temperatur der Luft, sondern bis unter diese Temperatur möglich ist. Solange nämlich der Feuchtigkeitsgehalt der Atmosphäre kleiner als 1 ist, kann sie noch $\gamma - \gamma'$ kg/m³ aufnehmen. Ist das zu kühlende Wasser wärmer als die Atmosphäre, so verdampft von dem Wasser so viel, bis die Atmosphäre ganz mit Wasserdampf gesättigt ist ($\varphi = 1$). Die Verdampfungswärme wird dem übrigbleibenden Wasser entzogen, das sich dabei abkühlt. Aber auch wenn die Wassertemperatur zunächst gleich der Lufttemperatur angenommen wird, kann eine Abkühlung des Wassers stattfinden, da ja die Atmosphäre imstande ist, noch Wasserdampf aufzunehmen. Bei der Verdampfung muß das Wasser durch die Entziehung von Wärme notwendig eine niedrigere Temperatur, als die Atmosphäre sie hat, annehmen. Für den Grad der Abkühlung unter die Lufttemperatur gibt es aber eine untere Grenze, die durch den Teildruck des Dampfes P_D bei der relativen Feuchtigkeit φ gegeben ist. Hat nämlich das Wasser die diesem Druck entsprechende Sättigungstemperatur t_D erreicht, so ist eine weitere Abkühlung offenbar nicht mehr möglich, weil dann die Luft in unmittelbarer Nähe der Wasseroberfläche auch die Temperatur t_D annimmt, und bei dieser Temperatur mit Wasserdampf gesättigt ist ($\varphi = 1$), so daß eine weitere mit Wärmeentziehung des Wassers verbundene Verdampfung nicht mehr stattfinden kann. Die Temperatur t_D ist dieselbe, welche als Taupunkt bezeichnet wird, weil sich bei Abkühlung von atmosphärischer Luft Wasser aus ihr abscheidet, sobald diese Temperatur um das geringste unterschritten wird.

Der Übergang von Wasserdampf in atmosphärische Luft wird meist statt Verdampfung Verdunstung genannt, und ebenso wird häufig von Dunstdruck usw. gesprochen.

c) *Kühlgrenze.* O. H. Müller jr. hat die oben erläuterte Temperatur t_D , bis zu welcher das Wasser bei gegebenem atmosphärischen Zustand abgekühlt werden kann, Kühlgrenze genannt und sie mit τ bezeichnet. Da τ nur von dem Dampfgehalt der Atmosphäre in kg/m³

abhängt, so kann der gleiche Wert von τ bei verschiedenen Temperaturen der Atmosphäre und verschiedenen, den Temperaturen zugeordneten Sättigungsgraden (relative Feuchtigkeit) auftreten. Bei gleichem τ ist der Sättigungsgrad um so kleiner, je höher die Temperatur ist und umgekehrt.

Wird Wasser durch atmosphärische Luft gekühlt, so geschieht dies nicht allein durch die oben besprochene Verdunstung, sondern auch dadurch, daß Wärme vom Wasser an die Reiluft übergeht und deren Temperatur erhöht. Infolgedessen hängt die gesamte Abkühlungsmöglichkeit nicht allein von τ , sondern auch von der Temperatur der Luft ab. Die umfassenden Versuche von O. H. Müller³⁴⁾ und Geibel²⁷⁾ haben aber gezeigt, daß der Wert von τ allein zur Kennzeichnung des Atmosphärenzustandes genügt. Dies findet seine Erklärung darin, daß dem Wasser der weitaus überwiegende Teil seiner Wärme durch die von τ abhängige Verdunstung entzogen wird, während nur ein kleiner Teil zur Erwärmung der Reiluft dient. Es genügt daher allein die Kühlgrenze τ als Vergleichsgrundlage zu wählen.

d) *Kühlzonenbreite.* Tritt das Kühlwasser in den Kühler mit der Temperatur t_1 ein und wird auf t_2 abgekühlt, so nennt man den Unterschied $t_1 - t_2$ die Kühlzonenbreite oder Kühlzone. Diese hängt fast gar nicht vom Kühler, sondern, da das Wasser bei Rückkühlung einen Kreislauf vom Kondensator zum Kühler und zurück zum Kondensator macht, fast nur von den Betriebsbedingungen des Kondensators: Kühlwassermenge, Abdampfmenge und Wärmeentziehung je kg Dampf ab, hauptsächlich vom Kühlwasser Verhältnis (Kühlwassermenge : Dampfmenge). Der Kühler hat nur Einfluß auf die Höhenlage der Kühlzone. Je besser er ist, um so tiefer liegt die Kühlzone. Würde keine Wärmeabgabe in den Verbindungsleitungen zwischen Kondensator und Kühler stattfinden und würden keine Wasserverluste auftreten, so wäre $t_1 - t_2$ gleich der Erwärmung des Wassers im Kondensator $t_a - t_e$. Die Wärmeabgabe bewirkt, daß $t_1 < t_a$ und $t_e < t_2$ ist, und zwar wird $t_a - t_1$ nur wenig größer als $t_2 - t_e$ sein. Man könnte daher genügend genau $t_1 - t_2 = t_a - t_e$ setzen, wenn nicht durch die Verdunstung im Kühler und andere Verluste (Nebenverluste = 0,6 vH) etwa 5 vH vom Kühlwasser verlorengehen, die ersetzt werden müssen. Von der Temperatur des Zusatzwassers hängt demnach die Temperatur t_e ebenfalls ab. Ist Q_2 die den Kühler verlassende Wassermenge und Q die Zusatzwassermenge, die mit der Temperatur t zugeführt wird, so erhält man t_e aus

$$(Q_2 + Q) t_e = Q_2 t_2 + Q t$$

zu

$$t_e = \frac{Q_2 t_2 + Q t}{Q_2 + Q}$$

Setzt man $t_1 = t_a$, so folgt hieraus auch die Kühlzonenbreite zu

$$t_1 - t_2 = t_a - t_e - \frac{Q}{Q_2} (t_e - t). \quad (111)$$

Häufig ist $t_1 - t_2 = 10^\circ \text{C}$. Für bestimmte Verhältnisse gibt es eine wirtschaftlichste Kühlzonenbreite, die bei mittleren Regendichten bei etwa 10°C liegt.

e) *Kühlkurven.* Haben Kühlzonenbreite und Kühlwassermenge bestimmte gegebene Werte, so stellen sich bei einem gegebenen Kaminkühler und dem Atmosphärenzustand τ die Temperaturen t_1 und t_2 in einer ganz bestimmten Höhe über τ ein. Da das Wasser bis auf τ , also um $t_1 - \tau$ gekühlt werden könnte, während die tatsächliche Abkühlung nur $t_1 - t_2$ beträgt, so kann man

$$\eta_g = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - \tau}$$

den Gütegrad des Kühlwerks nennen, der für $t_2 = \tau$ gleich 1 wird. Man darf sich allerdings nicht verleiten lassen, die Güte eines Kühlwerks allein nach dieser Zahl zu beurteilen. Denn ein Kühler kann einen hohen Gütegrad haben und trotzdem unwirtschaftlich sein, weil dieser hohe Gütegrad vielleicht durch besonders hohen, übermäßig großen Arbeitsbedarf für die Kühlwasserförderung erheischenden Rieseleinbau oder durch andere unwirtschaftliche Maßnahmen erzielt sein kann.

Bestimmt man unter sonst gleichen Verhältnissen die Kühlwassertemperaturen t_1 und t_2 bei verschiedenem Atmosphärenzustand und trägt die gewonnenen Werte über τ auf (Abb. 353), so erhält man für t_1 und t_2 je eine Kurve, die den stets gleichen senkrechten Abstand gleich der Kühlzonenbreite voneinander haben, und nach Müller Kühlkurven genannt werden. Derartige Kühlkurven sind von Müller an Worthington-Kühlern, sowie von Geibel an gewöhnlichen Kühlern und solchen mit Körtingschen Streudüsen (Abb. 352) durch Messen von t_1 , t_2 und τ in großer Zahl bestimmt worden. Zieht man — bei gleichem Maßstab für t und τ — durch den Nullpunkt eine Gerade unter 45° , so stellen die Punkte dieser Geraden die Werte $t_2 = \tau$ dar, auf welche das Wasser höchstens abgekühlt werden könnte. Der Gütegrad kann jeweils durch das Verhältnis der Strecken $t_1 - t_2$ zu $t_1 - \tau$ ermittelt werden, so daß diese Darstellung ein anschauliches Bild über die Wirksamkeit des Kühlwerks bei verschiedenem τ gibt.

Bei veränderter Kühlzonenbreite verschieben sich beide Kühlkurven — von t_1 und t_2 — gleichzeitig. Wenn also z. B. durch Verschlechterung der Luftleere der Dampfverbrauch der Hauptmaschine steigt, so nimmt auch $t_1 - t_2$ zu, und beide Temperaturen nehmen höhere Werte an. Dies hat eine weitere geringe Verschlechterung der Luftleere zur Folge, bis sich ein neuer Beharrungszustand eingestellt hat.

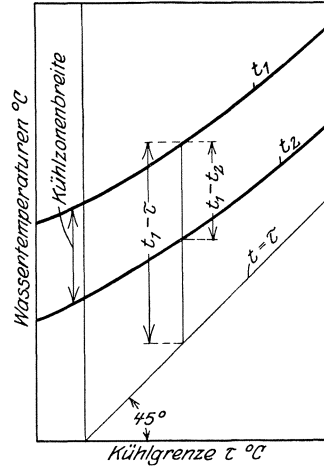


Abb. 353. Kühlkurven.

f) *Regenhöhe oder -dichte.* Stellt man in dem vom Einbau eines Kaminkühlers herabrieselnden Wasserregen ein oben offenes Gefäß auf, so wird bei gleichbleibenden Verhältnissen der Wasserstand in diesem Behälter in jeder Stunde um einen bestimmten Betrag ansteigen. Diesen Höhenunterschied, gemessen in m/h, nennt man Regenhöhe, eine Bezeichnung, die der Metereologie entlehnt ist. Anschaulicher als diese Benennung wäre Regendichte, in der der obigen gleichwertigen Dimension m^3/m^2 und h, die besagt, wieviel Kubikmeter Wasser stündlich durch einen Quadratmeter des freien Turmquerschnitts am Lufteintritt fließen. Nach Messung der Kühlwassermenge kann die Regendichte sofort angegeben werden.

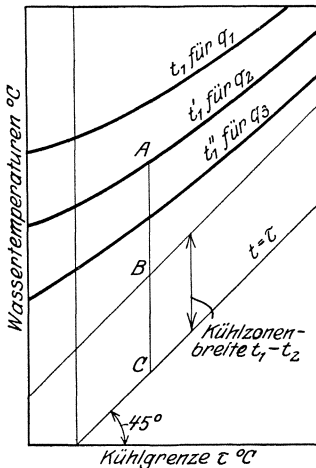


Abb. 354. Kühlkurven bei verschiedener Regendichte q .

Es ist klar, daß sich mit veränderter Regenhöhe q die Höhenlage der Kühlkurven bei gleicher Kühlzonenbreite verschieben muß. Je größer q , um so mehr Wärme muß abgeführt werden, was nur bei wachsendem Temperaturunterschied $t_2 - \tau$ möglich ist und umgekehrt. Wollte man für verschiedene Werte q_1, q_2 usw. sämtliche Kühlkurven t_1 und t_2 auftragen, so würde das Bild unübersichtlich werden. Für gleiche Kühlzonenbreite genügt es, diese statt von jeder t_1 -Kurve nach unten (t_2 -Kurven) zur bildlichen Darstellung einmal von der τ -Linie oder von der Abszissenachse aus nach oben oder nach unten aufzutragen. Der Darstellung von Geibel folgend, wollen wir sie im Abstand von $t_1 - t_2$ oberhalb von der τ -Linie einzeichnen (Abb. 354). Der Gütegrad wird jetzt jeweils durch das Verhältnis der Strecken BC zu AC gekennzeichnet. Sollen verschiedene Regenhöhen und verschiedene Kühlzonenbreiten verglichen werden, so ist dieses Verfahren nicht mehr möglich. Bei gleicher Kühlzonenbreite können aber auch Kühler verschiedener Bauart in dieser Darstellung miteinander verglichen werden.

Geibel hat in seiner Arbeit gezeigt, daß es für bestimmte Verhältnisse eine wirtschaftlichste Regenhöhe gibt, bei deren Ermittlung der Kühler im Zusammenhang mit der Kondensationsanlage betrachtet und auch der im Sommer und Winter wechselnde Zustand der Atmosphäre beachtet werden muß. Allerdings sind die Unterschiede nicht erheblich. Geibel findet für ein bestimmtes Beispiel eine günstigste Regenhöhe von 2,3 m/h. Bei $q = 1,4$ m/h sind die gesamten jährlichen Kosten um 2,6 vH und bei $q = 4$ m/h nur um 1,6 vH höher. Die Regenhöhe kann also auch 3 bis 3,5 m/h betragen, ohne daß ein nennenswerter Verlust entsteht.

g) *Wärmeaustausch im Kühler.* Die dem Wasser im Kühler zu entziehende Wärmemenge dient, wie wir gesehen haben, teils zur

Verdunstung eines Teiles der Wassermenge, teils zur Erwärmung der am Wasser vorbeistreichenden Luft. Ist die den Kühler durchfließende Reinfluftmenge L kg/h (= atmosphärische Luft abzüglich Wasserdampf) und ist ihre Temperatur beim Eintritt in den Kühler bzw. beim Austritt t_{L_1} bzw. t_{L_2} °C, so ist mit einer für die Praxis hinreichenden Genauigkeit die von der Luft fortgeführte Wärmemenge

$$W_L = c_p L (t_{L_2} - t_{L_1}) \text{ kcal/kg.} \quad (112)$$

Streng genommen darf nämlich nicht die spezifische Wärme der Luft bei gleichbleibendem Druck $c_p = 0,24$ kcal/kg eingeführt werden, da sich bei dem Kühlvorgang die Teildrucke von Luft und Wasserdampf ändern. Eine genaue Berechnung gibt Geibel auf S. 56 ff. seiner Arbeit²⁷). Der hierdurch begangene Fehler kann 2 bis zu 35 vH ausmachen, da aber W_L nur der kleinere Anteil der Gesamtwärme ist — und zwar ist W_L um so kleiner, je größer der Fehler von W_L ist —, so ist der Fehler des Gesamtergebnisses nur etwa 1 bis 3 vH.

Bezeichnen ferner

- v_1 und v_2 das spezifische Volumen der Reinfluft in m³/kg beim Eintritt bzw. Austritt aus dem Kühler,
 γ_1 und γ_2 das spezifische Gewicht des Dampfes in kg/m³ bei der Temperatur t_{L_1} bzw. t_{L_2} und
 φ_1 und φ_2 die relative Feuchtigkeit der Luft beim Eintritt bzw. Austritt aus dem Kühler,

so ist nach a) für 1 kg den Kühler durchströmende Reinfluft der Dampfgehalt beim Eintritt

$$d_1 = \varphi_1 \gamma_1 v_1$$

und beim Austritt

$$d_2 = \varphi_2 \gamma_2 v_2.$$

Die Gesamtzunahme des Dampfgehaltes oder, was dasselbe ist, die Menge verdampften Kühlwassers, ist daher

$$L(d_2 - d_1) = L(\varphi_2 \gamma_2 v_2 - \varphi_1 \gamma_1 v_1) = Q_1 - Q_2,$$

wenn Q_1 die vom Kondensator kommende, dem Kühler zufließende Kühlwassermenge bedeutet. Demnach ist

$$Q_2 = Q_1 - L(\varphi_2 \gamma_2 v_2 - \varphi_1 \gamma_1 v_1). \quad (113)$$

Es sei ferner i_1 bzw. i_2 der Wärmeinhalt in kcal/kg des trocken gesättigten Dampfes bei den Teildrucken P_{D_1} bzw. P_{D_2} oder auch bei den Temperaturen t_{L_1} bzw. t_{L_2} . Beim Eintritt ist der Dunst, wie gezeigt, leicht überhitzt. Auf den Wärmeinhalt macht dies aber so wenig aus, daß man den Wärmeinhalt des trocken gesättigten Dampfes vom Druck P_{D_1} einsetzen kann. Beim Austritt ist die Atmosphäre nach den Versuchen von Geibel und Neumann praktisch gesättigt, so daß hier ebenfalls der Wärmeinhalt des trocken gesättigten Dampfes bei P_{D_2} einzusetzen ist.

Es wird dann mit dem Dampf eine Wärmemenge $\varphi_1 \gamma_1 v_1 i_1 L$ zugeführt und eine Wärmemenge $\varphi_2 \gamma_2 v_2 i_2 L$ aus dem Kühler abgeführt.

Die Beziehung zwischen den verschiedenen Größen ergibt sich aus folgendem:

$$\left. \begin{array}{l} \text{Vom Kühlwasser zugeführte Wärme-} \\ \text{menge} \\ + \text{ von der Luft zugeführte Wärme-} \\ \text{menge} \\ + \text{ vom Dampf zugeführte Wärme-} \\ \text{menge} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} \text{vom Kühlwasser abgeführte Wärme-} \\ \text{menge} \\ + \text{ von der Luft abgeführte Wärme-} \\ \text{menge} \\ + \text{ vom Dampf abgeführte Wärme-} \\ \text{menge} \end{array} \right.$$

oder

$$Q_1 t_1 + c_p t_{L_1} L + \varphi_1 \gamma_1 v_1 i_1 L = Q_2 t_2 + c_p t_{L_2} L + \varphi_2 \gamma_2 v_2 i_2 L, \quad (114)$$

worin für Q_2 noch der Wert aus Gl. (113) eingesetzt werden kann.

h) Kühlluftmenge. Von den Größen der Gl. (114) können bei einem in Betrieb befindlichen Kühlwerk Q_1 oder Q_2 , t_1 , t_2 , t_{L_1} , t_{L_2} , φ_1 und φ_2 unmittelbar gemessen werden. $c_p = 0,24$ kcal/kg ist bekannt und γ_1 , γ_2 , i_1 und i_2 können den Dampftabellen entnommen werden. v_1 und v_2 lassen sich aus Gl. (110) nach Einführung der entsprechenden Werte berechnen:

$$v_1 = \frac{R_L T_{L_1}}{P_{L_1}} \quad \text{und} \quad v_2 = \frac{R_L T_{L_2}}{P_{L_2}}$$

$$\text{mit} \quad T_{L_1} = 273 + t_{L_1}, \quad T_{L_2} = 273 + t_{L_2}, \\ P_{L_1} = P_A - P_{D_1} \quad \text{und} \quad P_{L_2} = P_A - P_{D_2}.$$

Hierin sind alle Drucke in kg/m² einzusetzen. Die Teildrucke des Dampfes p_{D_1} bzw. p_{D_2} in kg/cm² oder mm Q.-S. folgen nach a) aus

$$p_{D_1} = \varphi_1 p_{s_1} \quad \text{und} \quad p_{D_2} = \varphi_2 p_{s_2},$$

worin p_{s_1} und p_{s_2} wieder für die Temperaturen t_{L_1} bzw. t_{L_2} den Dampftabellen entnommen werden können.

Nach Hausbrand hat die mittlere relative Feuchtigkeit in unseren Breiten in 300 m Höhe folgende Werte in vH

Frühling	Sommer	Herbst	Winter	ganzes Jahr
75	67	77	83	75.

Als einzige Unbekannte kann somit aus Gl. (113) und (114) die Kühlluftmenge berechnet werden:

$$L = \frac{Q_1 (t_1 - t_2)}{c_p (t_{L_2} - t_{L_1}) + \varphi_2 \gamma_2 v_2 (i_2 - t_2) - \varphi_1 \gamma_1 v_1 (i_1 - t_1)} \text{ kg/h.} \quad (115)$$

i) Beziehung zwischen Luftmenge und Auftrieb. Liegen keinerlei Versuchswerte vor, so ist eine Berechnung des Kühlers auf rein rechnerischem Wege nicht möglich. Es lassen sich aber noch weitere Beziehungen angeben, die eine Beurteilung des Kühlvorganges unter veränderlichen Verhältnissen gestatten, wenn die Wirkungsweise für einen bestimmten Fall bekannt ist oder als gegeben betrachtet wird. Dadurch, daß die Luft im Kühler spezifisch leichter als außerhalb ist, entsteht ein Auftrieb (Zug) wie beim Schornstein und es muß ein bestimmter Zusammenhang zwischen der Zugstärke und der durchgesaugten Kühlluftmenge bestehen.

Setzt man die Werte von L nach den Gl. (115) und (116) einander gleich, so folgt endlich

$$\left. \begin{aligned} & \frac{Q_1(t_1 - t_2)}{c_p(t_{L_2} - t_{L_1}) + \varphi_2 \gamma_2 v_2(i_2 - t_2) - \varphi_1 \gamma_1 v_1(i_1 - t_2)} \\ & = 3600(\gamma_K - \varphi_2 \gamma_2) F_K \sqrt{2g(1 - \varepsilon) \left(H \frac{\gamma_A}{\gamma_K} - H_R \frac{\gamma_R}{\gamma_K} - H_K \right)} \end{aligned} \right\} \quad (117)$$

v_K erreicht Werte bis zu etwa 1 m/s.

Zur Bestimmung von γ_R kann man genau genug die mittleren Verhältnisse in der Rieselvorrichtung zugrunde legen, es also für gesättigte Luft von $\frac{1}{2}(t_{L_1} + t_{L_2})^\circ\text{C}$ mit dem Gesamtdruck P_A bestimmen. Welcher Wert für H_R einzusetzen ist, richtet sich nach der Bauart des Kühlers. Wenn sich Luft und Wasser im wesentlichen im Gegenstrom bewegen wie in Abb. 358, so kann H_R von der Höhe des Wassereintritts bis etwa zur halben Höhe des Lufteintritts gerechnet werden. Daß die Rieselhöhe überhaupt berücksichtigt werden muß, geht auch aus der von Geibel durch Versuche gefundenen Tatsache hervor, daß bei einer Kaminhöhe $H_K = 0$ noch eine Luftaustrittsgeschwindigkeit von 0,45 m/s vorhanden ist. Bei einem reinen Querstromkühler dagegen darf H_R nicht gleich der ganzen Höhe der Rieselvorrichtung gesetzt werden, denn für die Luftschicht, welche die Rieselvorrichtung ganz oben durchströmt, kommt für den Auftrieb nur der Dichtenunterschied der Höhe H_K in Frage, für die zu unterst in der Rieselvorrichtung strömende Luftschicht dagegen die Höhe $H_K +$ Rieselhöhe. Man wird daher beim Querstromkühler für H_R etwa die halbe wirkliche Rieselhöhe einsetzen können. Bei anderen Bauarten muß man von Fall zu Fall schätzen, welcher Anteil der Rieselhöhe für H_R einzuführen ist.

γ_K kann genügend genau aus dem Atmosphärenzustand P_A , φ_2 , t_{L_2} auf der Warmwasserseite bestimmt werden. Will man genauer rechnen, so ist die Abkühlung der Atmosphäre im Kamin zu berechnen, die den Wert t_{L_3} für Oberkante Kamin liefert. φ_3 kann $= \varphi_2 = 1$ gesetzt werden, und γ_K ist dann aus P_A , $\varphi_2 = \varphi_3 = 1$ und $\frac{1}{2}(t_{L_2} + t_{L_3})$ zu ermitteln. Nach Versuchen von Geibel beträgt die Abkühlung im Kamin 2 bis 4°C , nach Berechnung von Neumann nur $0,3^\circ\text{C}$.

k) *Berechnung des Kühlers.* Zur Vorausberechnung eines Kühlers genügt Gl. (117) nicht, da sie die beiden Unbekannten t_{L_2} und ε enthält. Die Verlustzahl ε kann, wenn gar keine Versuchswerte vorliegen, nach einem Versuch von Neumann für Rieselkühler zu etwa 0,95 geschätzt werden, d. h. 95 vH der ganzen Zugstärke werden von den Verlusten, hauptsächlich im Rieseleinbau, aufgezehrt. Bei einem Entwurf sind Q_1 , t_1 , t_2 , P_A , t_{L_1} und φ_1 als gegeben zu betrachten. F_K , H , H_R und H_K sind anzunehmen, wobei zur Schätzung von F_K eine anzunehmende Regendichte dient. Eine Regendichte von 3 bis $4 \text{ m}^3/\text{m}^2$ und h entspricht mittleren Verhältnissen. Der Querschnitt des Turmes am Rieseleinbau folgt aus

$$F_R = \frac{Q_1}{q}.$$

F_K pflegt etwas kleiner als F_R zu sein. H_R wird mit 4 bis 8 m und H_K mit 10 bis 30 m ausgeführt.

Die Rieselhöhe soll einerseits möglichst gering sein, da der Arbeitsbedarf für die Kühlwasserförderung mit dieser Höhe wächst. Andererseits erfordert eine möglichst lange Berührungszeit zwischen Wasser und Luft eine nicht zu kleine Rieselhöhe. Diesen beiden einander widersprechenden Anforderungen an geringen Arbeitsbedarf und lange Belüftungszeit soll der Kühler tunlichst entsprechen. Die Kaminhöhe wächst im allgemeinen mit der Größe des Kühlwerkes.

Über die zweite Unbekannte läßt sich zunächst nur aussagen, daß sie kleiner als t_1 sein muß, da erfahrungsgemäß stets ein Unterschied zwischen der Warmwasser- und der Warmlufttemperatur besteht. Nimmt man ε an, so ließe sich t_{L_2} aus Gl. (117) berechnen, aber nicht unmittelbar, da eine Reihe von Größen in Gl. (117) ihrerseits von t_{L_2} abhängen. Will man daher diese Gleichung für eine Vorausberechnung benutzen, so empfiehlt es sich $t_1 - t_{L_2}$ und damit t_{L_2} zu schätzen und eine der Größen F_K , H_R oder H_K , z. B. H_K nach Annahme der übrigen zu berechnen.

Über den Temperaturunterschied $t_1 - t_{L_2}$ liegen einige Versuchswerte von Geibel und Neumann vor (s. Zahlentafel 41).

Zahlentafel 41.

Unterschied zwischen der Kühlwassereintritts- und der Luftaustrittstemperatur.

Bauart	Regendichte q m ³ /m ² -h	$t_1 - t_{L_2}$ ° C
Rieselkühler mit schrägstehenden Latten	3,6	7,0— 9,0
Rieselkühler mit Spritztellern sowie hochkant stehenden und flachliegenden Latten	3,6	6,8— 8,8
Kühler mit Streudüsen	4,1	12,5—14,5
Gefälleverlustfreier Hochleistungskühler (Riesel- kühler)	—	1,1

Allzu großer Wert darf einer derartigen Berechnung nicht beigelegt werden, weil ε nur geschätzt werden kann, und eine geringe Änderung seiner Größe die Verhältnisse bereits wesentlich verschiebt. Unter sonst gleichen Bedingungen muß aber z. B. ε von der Regendichte q beeinflusst werden, da bei steigender Wassermenge der in der Rieselvorrichtung für die Luft verbleibende Querschnitt abnimmt, was eine Zunahme der Verluste bei der Luftbewegung zur Folge hat.

Die Benutzung von Gl. (117) kann empfohlen werden, um bei einem gegebenen Kühler und unveränderlicher Regenhöhe und Kühlzonenbreite die Abhängigkeit der Wassertemperaturen von der Kühlgrenze, d. h. also die Kühlkurven zu bestimmen. Dies setzt allerdings voraus, daß ε gleichbleibend ist, was nicht ganz sicher ist. Ist z. B. bei einem Kühler von gegebenen Abmessungen die Kühlleistung, ausgedrückt durch Q_1 , t_1 und t_2 bei einem bestimmten Atmosphärenzustand τ_1 , gegeben durch P_A , t_{L_1} und φ_1 gewährleistet worden, so kann man aus Gl. (117) nach Annahme oder Messung von $(t_1 - t_{L_2})$ ε berechnen. Mit

diesem Wert ϵ lassen sich dann für andere Werte von τ_1 die zugehörigen Kühlwassertemperaturen — allerdings nur durch Probieren — berechnen.

173. Die Kühlgleichung nach Versuchen. Die beste Übereinstimmung zwischen Rechnung und Wirklichkeit liefert der Versuch. Geibel hat gefunden ²⁷⁾, daß die von Müller und ihm aufgenommenen Kurven der Wassertemperaturen nach der Abkühlung (t_2) Hyperbeln sind, die gemäß Abb. 356 der Gleichung genügen

$$(t_2 + b)^2 - (\tau + b)^2 = a^2. \quad (118)$$

Der Beiwert b ändert sich bei ein und demselben Kühler praktisch nicht. Er hängt ab von der Belüftungszeit und der spezifischen Wasseroberfläche und steigt mit beiden an. Unter der Belüftungszeit ist diejenige Zeit verstanden, in der ein Wasserteilchen im Mittel mit der Kühlluft in Berührung bleibt. Die spezifische Wasseroberfläche ist nach Geibel die Oberfläche in m^2 des der Luft ausgesetzten Wassers bezogen auf $1 m^2$ lichten Kühlwerksquerschnitt gemessen am Lufteintritt.

Der Beiwert a ändert sich bei ein und demselben Kühler. Er kann durch die Gleichung

$$a = \alpha (t_1 - t_2)^{6,1 - 5,515 \cdot \alpha^{0,0193}}$$

dargestellt werden, die für alle von Geibel untersuchten Bauarten, zu denen auch ein Kühler mit Streudüsen gehört, und auch für den Worthington-Kühler gilt. α wird von der Regendichte q beeinflusst:

$$\alpha = 7 + \beta_1 q + \beta_2 q^{1,5}.$$

Die Beiwerte β_1 und β_2 sind wieder von der Bauart abhängig. a nimmt also sowohl mit der Kühlzonenbreite als auch mit der Regendichte zu, oder wie man beides zusammenfassend sagen kann: a nimmt mit der Belastung des Kühlers zu. Setzt man die Werte für a und α in Gl. (118) ein, so erhält man die Kühlgleichung

$$\left. \begin{aligned} (t_2 + b)^2 - (\tau + b)^2 \\ = [(7 + \beta_1 q + \beta_2 q^{1,5}) (t_1 - t_2)^{6,1 - 5,515 (\tau + \beta_1 q + \beta_2 q^{1,5})^{0,0193}}]^2 \end{aligned} \right\} \quad (119)$$

Die Beiwerte b , β_1 und β_2 sind für verschiedene Bauarten in Zahlentafel 42 zusammengestellt. Zur Erleichterung der Benutzung von Gl. (119) hat Geibel eine zeichnerische Darstellung gegeben. Für die Praxis bequemer und genügend genau ist die vereinfachte Kühlgleichung

$$\left. \begin{aligned} (t_2 + b)^2 - (\tau + b)^2 = 13b - 390 \\ + (t_1 - t_2 + 10,5) [A(q - 1) + 33 - cq^{1,5}] \end{aligned} \right\} \quad (119a)$$

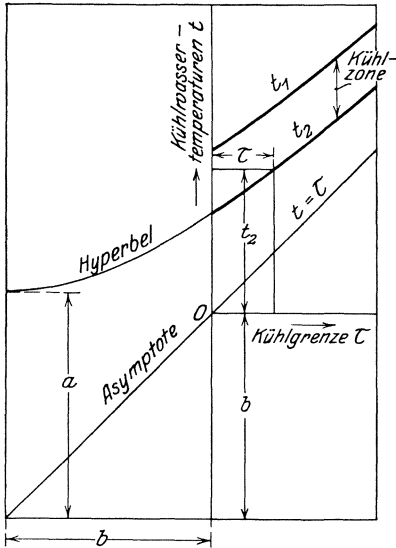


Abb. 356. Analytische Form der Kühlkurve (nach Geibel).

Die Beiwerte A , b und c enthält Zahlentafel 43. Da für Riesekühler $c = 0$ ist, ist Gl. (119a) für diese Kühler besonders einfach.

Ein Kühler arbeitet nun um so günstiger, je größer b und je kleiner gleichzeitig a ist, da dann die Kühlkurve den geringsten Abstand von der τ -Linie hat und am flachsten verläuft. b wird aber um so größer, je feiner das Wasser verteilt wird, und je länger es mit der Kühlluft in Berührung bleibt, und a wird unter sonst gleichen Verhältnissen

Zahlentafel 42.
Beiwerte b , β_1 und β_2 der Gleichung (119).

Bauart	b	β_1	β_2
Riesekühler mit schrägstehenden Latten . . .	40	7,61	— 1,40
Desgleichen, Lattenabstand doppelt so groß .	30	6,80	— 1,22
Desgleichen, Lattenabstand dreimal so groß .	26	6,54	— 1,10
Riesekühler mit Spritztellern sowie hochkant. stehenden und flachliegenden Latten	70	11,09	— 2,35
Kühler mit Streudüsen	22	5,33	— 1,22
Worthington-Kühler	21	1,07	— 0,037

Zahlentafel 43.
Beiwerte A , b , c der Gleichung (119a).

Bauart	A	b	c
Riesekühler mit schrägstehenden Latten . . .	18	40	0
Desgleichen, Lattenabstand doppelt so groß .	17,3	30	0
Riesekühler mit Spritztellern sowie hochkant. stehenden und flachliegenden Latten	23,2	70	0
Kühler mit Streudüsen	14	22	2,04

um so kleiner, je geringer die Widerstände für den Durchtritt der Luft und je größer die Kaminhöhe, mit anderen Worten die Kühlluftmenge ist. Hieraus ergeben sich die ohne weiteres einleuchtenden Richtlinien für den Bau eines Kühlers. Freilich sind feine Verteilung des Wassers und geringer Widerstand der Luft zwei Bedingungen, die einander widersprechen, und es gilt daher Konstruktionen zu finden, die einen möglichst guten Ausgleich schaffen.

Die Belüftungszeit, während der das Wasser mit der Luft in Berührung kommt und die sich bei Riesekühlern aus Fallzeit und Rieselzeit der Wassertropfen zusammensetzt, beträgt nach den Geibelschen Versuchen 5 bis 15 Sek. Hiervon ist die Fallzeit 4 bis 6 Sek. Bei Streudüsen ist sie geringer, etwa 2 Sek. Infolge der geringeren Belüftungszeit eignet sich der Kühler mit Streudüsen besser für große Regenhöhen und Kühlzonenbreiten, d. h. für große Belastung des Kühlers. Die Verschiedenartigkeit der Kühler bringt es ferner mit sich, daß der eine im Sommer, der andere im Winter verhältnismäßig besser arbeitet.

Um die Beiwerte eines Kühlers zu bestimmen, sind mindestens drei, besser mehr Versuche unter veränderten Verhältnissen am ausgeführten Kühler erforderlich. Kennt man auf diese Weise die Beiwerte, so gestatten die Gl. (119) oder (119a) die Kühlkurven für jeden be-

liebigen Wert von q und $(t_1 - t_2)$ mit Sicherheit zu bestimmen. Dies ist ein großer Vorzug der Gleichungen. Hat man es aber mit dem Entwurf einer Neukonstruktion zu tun, so ist eine genaue Vorausberechnung auch mit Hilfe dieser Gleichungen nicht möglich. Man müßte die Beiwerte schätzen, ähnlich wie ε und t_{L_2} bei Gl. (117). Vor dieser hat aber Gl. (119a) den Vorzug größerer Einfachheit. Von den Beiwerten der Zahlentafel 42 oder 43 kann man nur dann unmittelbaren Gebrauch machen, wenn der zu erbauende Kühler einem der untersuchten Kühler geometrisch ähnlich ist.

174. Ausbildung der Einzelteile. Kühltürme werden entweder ganz aus Holz oder aus einem Eisengerüst mit Holzverschalung, bisweilen

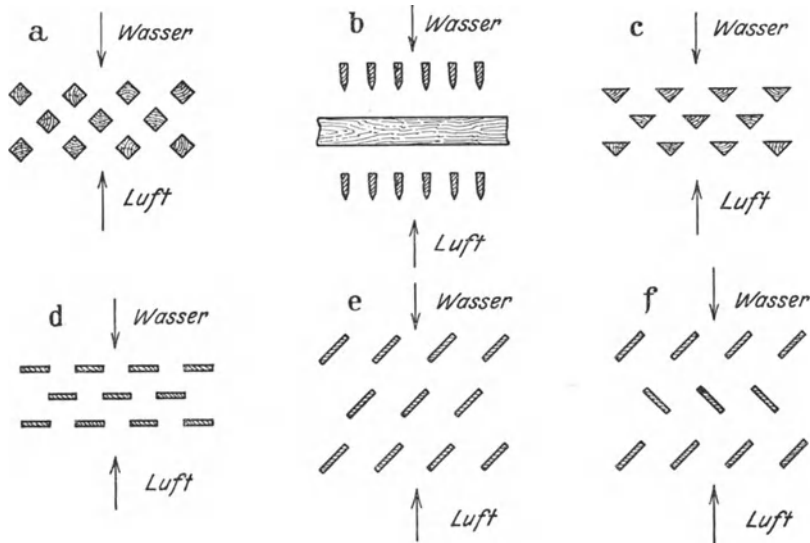


Abb. 357 a–f. Hölzerne Rieseleinbauten.

auch aus Eisenbeton hergestellt. Alle Holzteile sind mit einem fäulniswidrigen Stoff, z. B. Karbolineum, zum Schutz gegen die Feuchtigkeit anzustreichen oder zu tränken. Eisenteile sind mit einem Rostschutzanstrich zu versehen, und sollten nur außerhalb der Holzverschalung liegen. Eine Ausnahme hiervon bildet u. a. der Worthington-Kühler (183). Kühler aus Eisenbeton sind zwar erheblich teurer in der Anschaffung, haben aber eine viel längere Lebensdauer und gewährleisten auf Jahre hinaus eine gleichmäßige Kühlwirkung. Holzverschalungen können sich verziehen und Spalten bilden, welche die Zugwirkung beeinträchtigen. Holzeinbauten bedürfen ständiger Unterhaltung, während Rieseleinbauten aus Eisenbeton praktisch keine Unterhaltungskosten erfordern. Bei etwa vorhandenen Spritztellern ist Metall zu vermeiden. Sie bestehen am besten aus Porzellan; Glasteller springen leicht. Besondere Aufmerksamkeit erfordert die Ausbildung der Luft-eintrittsöffnungen (Jalousien), so daß ein Vereisen im Winter möglichst wenig eintritt.

Die hölzernen Rieseleinbauten werden sehr verschiedenartig ausgeführt. Eine Reihe von Möglichkeiten zeigen die Abb. 357a bis f. Die Wirkung der verschiedenen Einbauten weicht nach Müller nicht erheblich voneinander ab. Die Ausführung nach Abb. 357f ist viel angewendet worden, hat aber den Nachteil, daß sie durch die ständige Ablenkung der Luft etwas größeren Luftwiderstand ergibt.

Ausführungsbeispiele.

175. Kühlturm älterer Bauart. Das Schema eines solchen zeigt Abb. 358 nach ¹⁰⁵). Diese Bauart hat den Nachteil, daß die Hubhöhe h des Wassers wegen der seitlichen Einführung der Luft ziemlich groß ist. Die Luft gelangt ferner nur allmählich bis zur Mitte der Riesel-

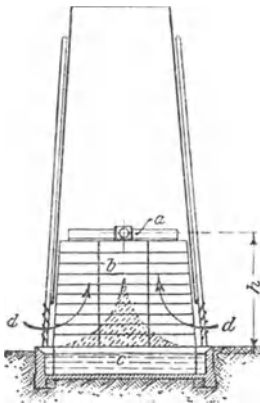


Abb. 358. Kühlturm älterer Bauart.

a = Warmwassereintritt
 b = Rieseleinbau
 c = Kaltwasserbehälter
 d = Lufteintritt

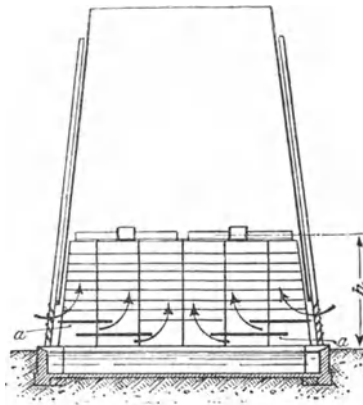


Abb. 359. Kühlturm mit geringer Unterteilung des Luftstroms.

a = Luftleitböden

einbauten, so daß sich ein durch Schraffur angedeuteter toter Raum bildet. Die Abkühlung des Wassers ist daher in den mittleren Schichten eine geringere, und die Luft wird bei größeren Abmessungen des Kühlers verhältnismäßig schlecht ausgenutzt. Die Breite eines solchen Kühlers soll daher zweckmäßig ein gewisses Maß nicht überschreiten, damit der tote Raum nicht zu groß wird.

176. Kühlturm mit geringer Unterteilung des Luftstroms. Die Böden a (Abb. 359 ¹⁰⁵), bewirken, daß auch dem Innern des Kühlers kalte Luft zugeführt und diese somit besser ausgenutzt wird. Da aber das Wasser erst unterhalb dieser Böden gesammelt wird, bleibt die Rieselhöhe h gleichwohl groß. Eine Verringerung von h läßt sich nur dadurch erreichen, daß das Wasser oberhalb der Lufteintrittsöffnungen gesammelt wird.

177. Treppenrostkühler. Die Weiterentwicklung des Gedankens der Unterteilung des Luftstroms führt zum Treppenrostkühler, bei dem

das gekühlte Wasser in treppenartig übereinanderliegenden Böden aufgefangen und durch Sammelrinnen einem in der Mitte liegenden Behälter zugeführt wird. Abb. 360 stellt einen derartigen Kühler des Großkraftwerkes Golpa dar ⁷¹⁾, der durch seine Größe bemerkenswert

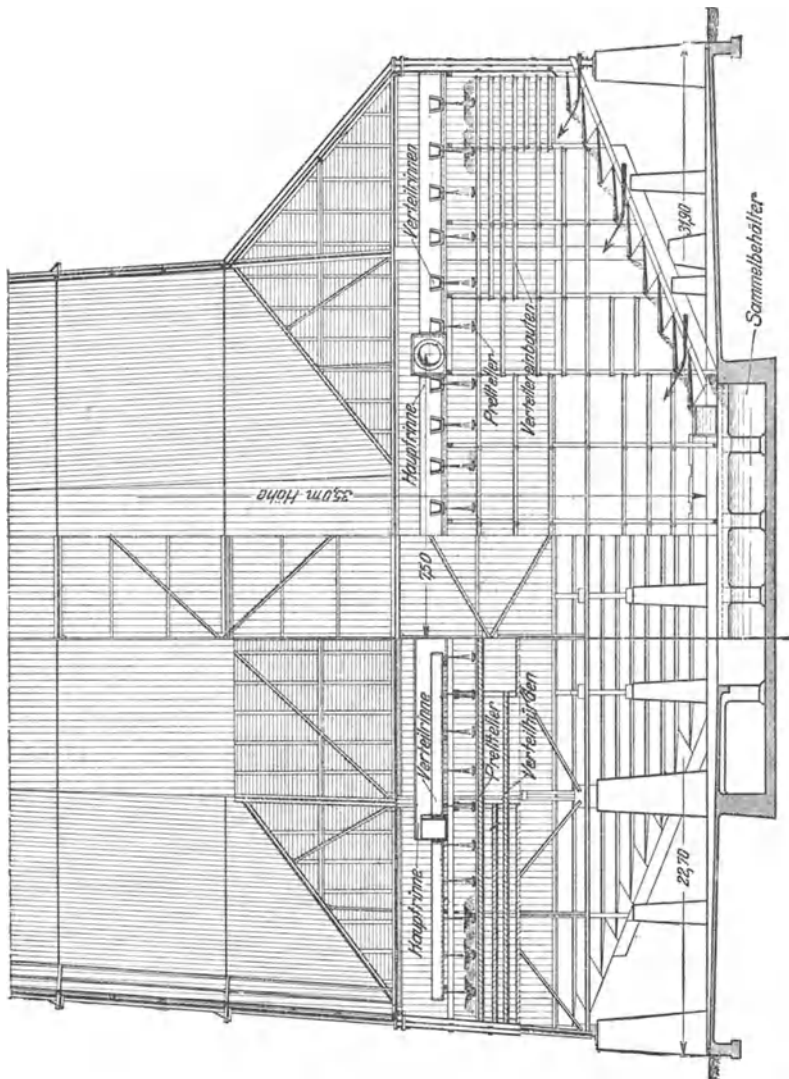


Abb. 360. Kühlturm des Großkraftwerkes Golpa.

ist. Bei dieser Bauart wird die kalte Luft auf alle Schichten des Kühlers bis zur Mitte hin gleichmäßig verteilt, wodurch die Kühlwirkung verbessert wird. Der Treppenrost hat ferner den Vorteil, daß der Sammelbehälter kleinere Abmessungen erhält und daher billiger wird. Unter Umständen kann das unter dem Kühler liegende Bassin mit einem an

beliebiger anderer Stelle liegenden, größeren Sammelbehälter verbunden werden.

Das Wasser wird von den Hauptrinnen einer großen Zahl von Verteilrinnen zugeführt, die in ihrem Boden mit Öffnungen und Düsen versehen sind. Die herausfließenden Wasserstrahlen treffen auf darunter befindliche Prallplatten, an denen das Wasser zerspritzt und in fein

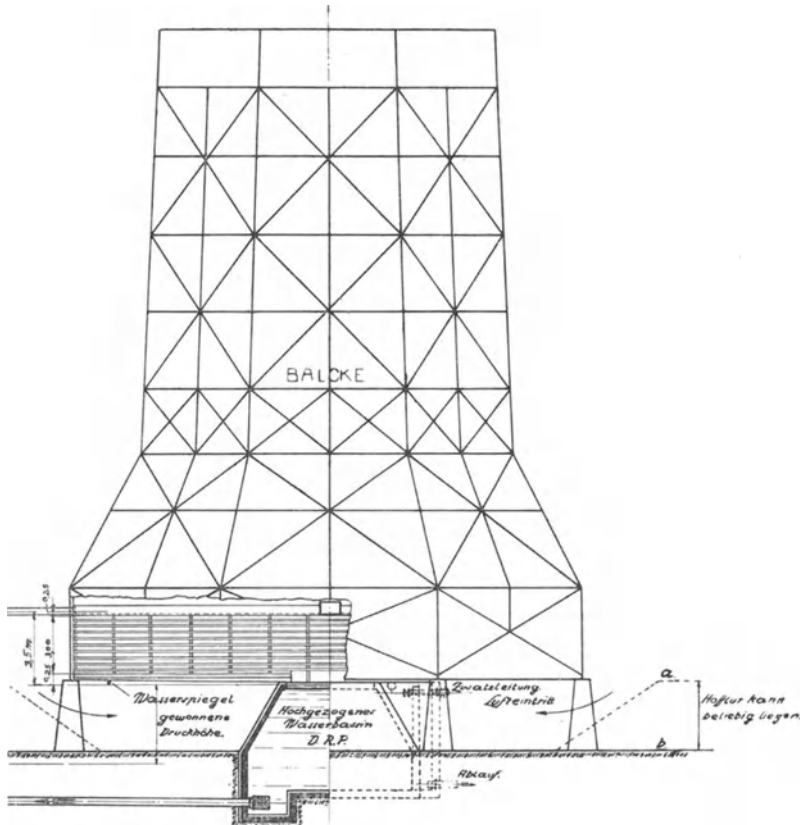
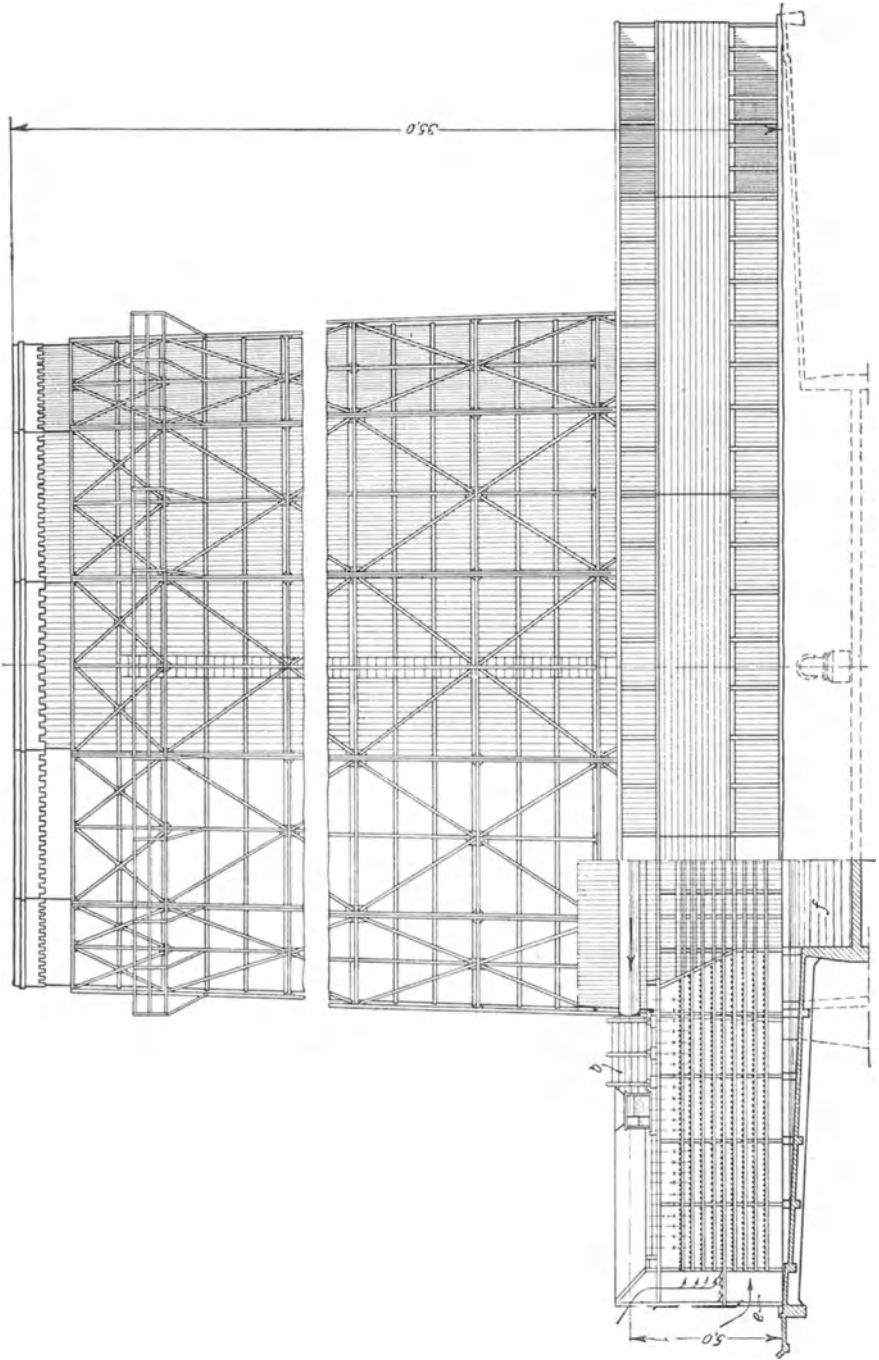


Abb. 361. Gefällverlustfreier Kaminkühler der Maschinenbau A.-G. Balcke.

verteiltem Zustande auf die Rieseleinbauten fällt. Die Art der Wasser- verteilung und Sammlung erfordert ein gewisses Gefälle, so daß die Gesamtrieselhöhe bei diesem Kühler etwa ebenso groß wie bei den vor- beschriebenen Bauarten ist.

178. Kühler der Maschinenbau A.-G. Balcke. Außer den vorge- nannten Konstruktionen werden von dieser Firma Sonderbauarten ausgeführt, bei denen besonderer Wert auf Kleinhaltung der Riesel- höhe gelegt ist.

Der sog. gefällverlustfreie Kühler (Abb. 361) soll nur etwa die Hälfte des Gefälles der gewöhnlichen Kühler beanspruchen. Das Wasser



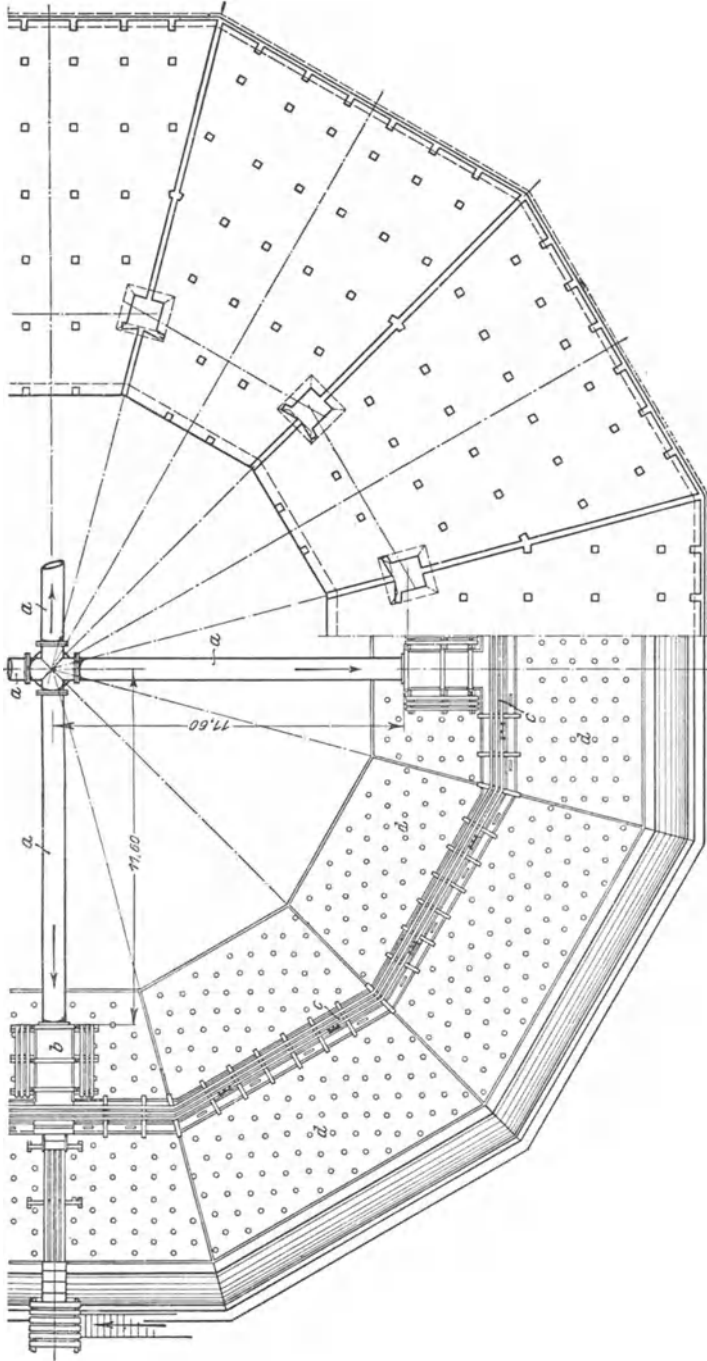


Abb. 362 und 363. Querstrom-Kaminkühler der Maschinenbau A.-G. Balcke.

fließt aus den obenliegenden Trögen in Verteilungsrinnen, deren Seitenwände ausgezackt sind. Hierdurch wird das Wasser in eine große Anzahl feiner Strahlen zerlegt. Der in der Mitte liegende Sammelbehälter ist so hoch gelegt, daß die Luft in den ganzen Rieseleinbau durch entsprechende Öffnungen zwischen den Sammelrinnen von unten eintreten kann. Diese Sammelrinnen haben nur ganz geringe Neigung, um das erforderliche Gesamtgefälle so klein wie möglich zu halten. Dem gleichen Zweck dient die Maßnahme, den Wasserspiegel im Kühler

durch das Zusatzwasser gleichbleibend zu halten. Würde der Wasserstand im Sammelbehälter sinken, so würde dies einen Verlust bedeuten.

Eine von den vorherbeschriebenen gänzlich abweichende Bauart ist der Querstromkamin-kühler, den Abb. 362 und 363 in der Ausführung von Balcke-Moll für die sehr große Wassermenge von $7200 \text{ m}^3/\text{h}$ zeigen. Wie der Name besagt, streicht die Luft quer durch das herabrieselnde Wasser. Dies wird dadurch erreicht, daß die Wasserverteilung und die Kühlvorrichtungen den Turm allseitig umgeben. Die Rieselvorrichtung ist durch Scheidewände in einzelne Abschnitte geteilt, die

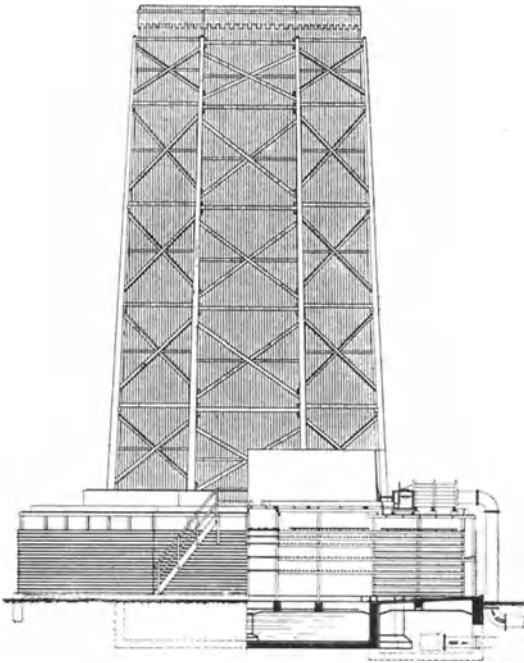


Abb. 364. Quer-Gegenstromkühler der Maschinenbau A.-G. Balcke.

jeder für sich während des Betriebes vom Wasser abgesperrt, gereinigt und nachgesehen werden können. Das Wasser fließt von der Mitte aus durch vier Rohre *a* über Meßwehre *b* in einen ringförmigen Trog *c*. An den Meßwehren kann die jeweilige Kühlwassermenge bestimmt werden. Von der Verteilrinne gelangt das Wasser auf flache Böden, von denen es durch Öffnungen mit Düsen auf Spritzteller fällt. Zum Schutz gegen Wind und gegen Verspritzen des Wassers sind die Rieseleinbauten auf dem größten Teil ihrer Höhe von einer geschlossenen Bretterwand umgeben.

Der Querstromkühler scheint nach Versuchen von Geibel besonders geeignet für größere Regendichten zu sein. Der Höhenunterschied zwischen dem Ober- und dem Unterwasserspiegel ist mit 5 m ziemlich

gering. Außerdem hat der Querstromkühler den Vorteil, daß der Widerstand der Luft trotz guter Verteilung des Wassers geringer als bei anderen Bauarten gehalten werden kann. Dafür besteht der Nachteil, daß die den untersten Teil der Berieselung durchstreichende Luft nur mit abgekühltem Wasser in Berührung kommt, sich nur wenig erwärmt und daher schlecht ausgenutzt wird. Außerdem wird hierdurch die Zugstärke des Kamins ungünstig beeinflusst. Auch sind Geschwindigkeitsänderungen der Atmosphäre und ungleiche Wasserverteilung störender als beim Gegenstromkühler.

Aus diesen Gründen wird von Balcke neuerdings auch der sog. Quer-Gegenstromkühler gebaut (Abb. 364). Dieser besitzt einen außerhalb des eigentlichen Turmes liegenden Berieselungsteil, in dem sich die Luft quer zum Wasser bewegt, und einen unter dem Turm liegenden Berieselungsteil, in dem Luft und Wasser im Gegenstrom zueinander fließen. Die im Querstromteil oben strömenden Luftschichten erwärmen sich in diesem am meisten, und haben im Gegenstromteil nur noch einen kurzen Weg zurückzulegen.

Umgekehrt haben

die beim Querstromkühler erwähnten untersten Luftschichten im Gegenstromteil den längsten Weg zurückzulegen und werden daher ebenfalls gut ausgenutzt. Auch dieser Kühler ist von einer Schutzwand umgeben, welche die ungünstige Einwirkung des Windes auf die Zugstärke sowie Verspritzen des Wassers und Vereisen des Kühlers im Winter verhindern soll.

179. Kühler der Union-Kühlerbau A.-G. Dieser mit Gegenstrom arbeitende Kühler (Abb. 365 bis 367 ¹⁰⁵) ist ein weiteres Beispiel dafür, wie durch geeignetes Abfangen des Wassers und Luftzuführung von unten an Rieselhöhe gespart und ein toter Luftraum vermieden werden kann. Das vom Rieseleinbau *a* herabtropfende Wasser wird durch schräggestellte, sich überdeckende Latten *b* den an den senkrechten Latten *c* befestigten Rinnen *e* zugeführt, in denen es mit geringem Gefälle den Sammelkanälen *d* und dem Kaltwasserbehälter zufließt.

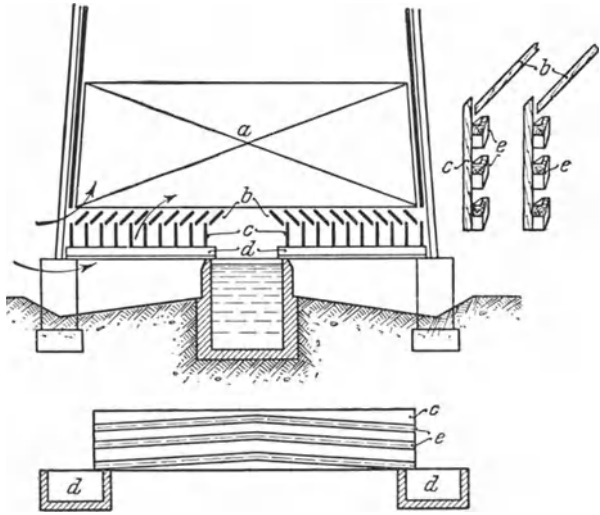


Abb. 365 bis 367. Kühlturm der Union-Kühlerbau A.-G.
a = Rieseleinbau; *d* = Sammelrinnen

180. Kühler der Rheinischen Apparate- und Kühlwerksbau G. m. b. H.
 Abb. 368 zeigt einen Kaminkühler der genannten Firma. Unter dem mittleren Teil der Berieselung ist eine Luftkammer angeordnet, aus welcher die Luft durch Schlotte zwischen den Sammelrinnen (Abb. 369) nach oben strömt, die innen einen größeren Querschnitt als außen haben, damit überall die gleiche Luftmenge einströmt. Die Schnitte durch die Luft-

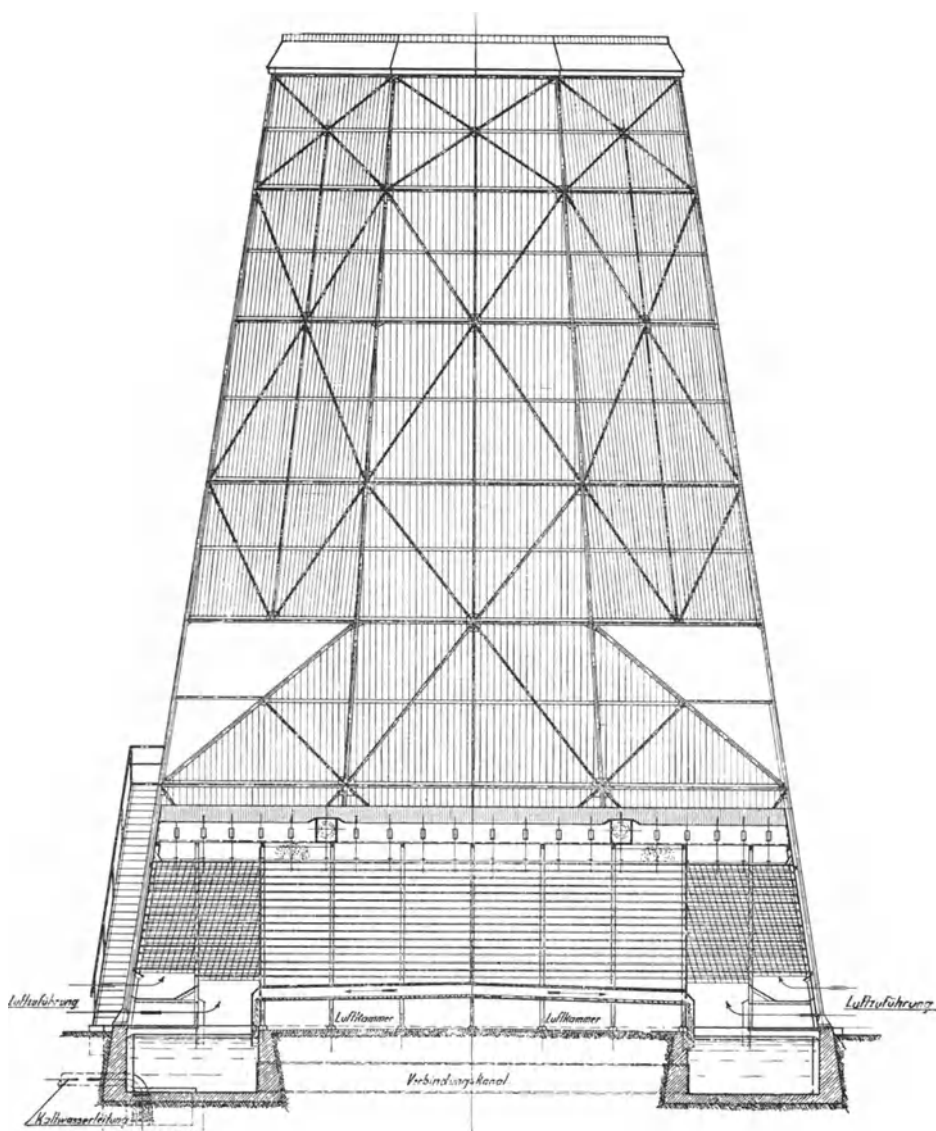


Abb. 368. Kaminkühler der Rheinischen Apparate- und Kühlwerksbau G. m. b. H.

kammer in zwei Richtungen senkrecht zueinander (Abb. 370 und 371) lassen die Ausführung im einzelnen erkennen. Durch die über der Luftkammer schräg liegenden Rinnen fließt das Wasser in einen in der Mitte liegenden Kanal und von hier in die seitlich angeordneten Sammelbehälter, die durch einen Kanal miteinander verbunden sind. Durch das Abfließen in die erheblich tiefer liegenden seitlichen Behälter entsteht ein unerwünschter Gefälleverlust. Über diesen Behältern befinden sich getrennt berieselte Kühlkammern, denen die Kühlluft durch seitliche Leitböden zugeführt wird. Dadurch, daß alles Wasser oberhalb der Luftkammer abgefangen wird, soll ein Vereisen des Kühlers selbst bei strengem Frost ausgeschlossen sein.

Bei dem Querstromkühler derselben Firma, der dem Kühler nach Abb. 362 ähnelt, erhalten die Lufteintrittsöffnungen nach unten zu größeren Querschnitt, damit die Luft möglichst gleichmäßig erwärmt und ausgenutzt wird. Aus dem gleichen Grunde ist der Rieseleinbau auf der inneren Seite nach unten zu verbreitert, so daß der Luftweg unten ein längerer wird.

Um die Turmverschalung möglichst gegen Fäulnis zu schützen, führt die Rheinische Apparate- und Kühlwerksbau-Gesellschaft den Bretterstoß nach Abb. 372 aus. Zwischen Befestigungsriegel und Verschalung ist eine imprägnierte Isolierung angebracht, die das Wasser von dem darunterliegenden Stoß fernhält. Der obere Bretterstoß greift jeweils über, damit das Wasser an der unteren Kante leicht abtropft.

Abb. 373 gibt die Ansicht eines offenen Gradierwerkes der gleichen Firma. Es ist in Eisenbetonkonstruktion ausgeführt und für eine Kühlwassermenge von 500 m³/h bestimmt.

181. Kaminkühler der O. Estner Kühlwerksbau G. m. b. H. Dortmund. Der Rieseleinbau dieser Firma (Abb. 374 und 375) ist ein Beispiel dafür, wie bei der Verbindung der Holzteile Nägel, die dem Rosten besonders leicht ausgesetzt sind, vermieden werden können. Die dreieckigen Riesellatten liegen in mit entsprechenden Aussparungen versehenen Wangen auf und werden durch darüberliegende Befestigungslatten gehalten.

Neben diesen Rieseleinbauten verwendet die Firma auch Rieselbauten ohne Tropfenfall (Abb. 376 und 377), bei denen das Wasser nach der Verteilung durch Spritzteller an schräggestellten Latten entlangläuft. Am unteren Ende jeder Latte fließt das Wasser durch eine eingeschnittene Öffnung auf die darunter anschließende Latte. Die Latten sind dicht aneinandergereiht. Je zwei nebeneinanderliegende Latten sind in verschiedener Richtung geneigt. Der Konstruktion liegt der Gedanke zugrunde, die Berührungszeit zwischen Wasser

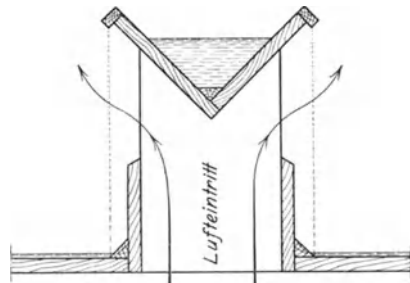


Abb. 369. Sammelrinne und Lufteintrittsöffnung.

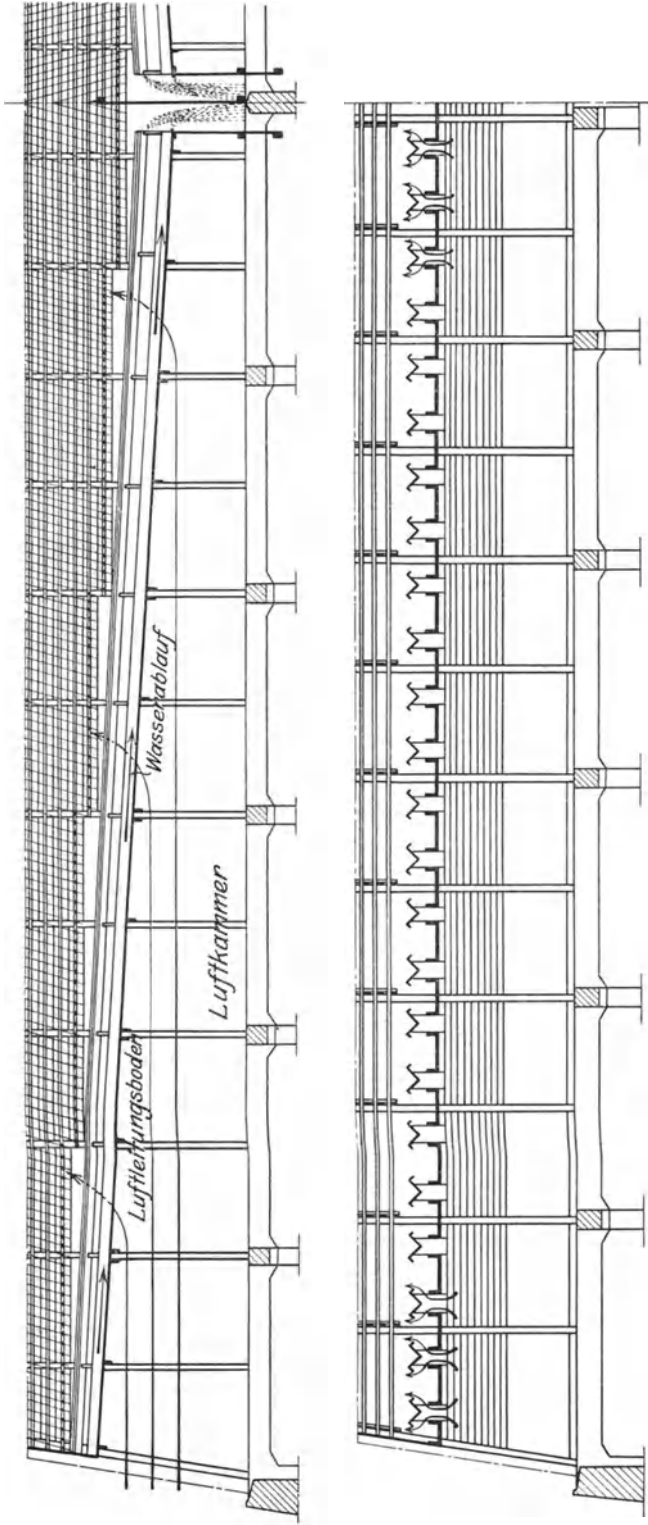


Abb. 370 und 371. Luftkammer, Sammelrinnen und unterer Teil des Rieseleinbaues beim Kaminkühler der Rheinischen Kühlwerksbau G. m. b. H.

und Luft zu verlängern und so eine bessere Abkühlung zu ermöglichen. Diese Zeit wird durch die Bauart zweifellos vergrößert, es ist aber wahrscheinlich, daß der Wärmeaustausch zwischen Wasser und Luft nicht so günstig wie bei Tropfenfall ist, weil die gründliche Verteilung und Auflösung des Wassers fehlt. Es erscheint daher zweifelhaft, ob die Kühlwirkung besser als bei anderen Rieseleinbauten ist.

182. Kühlturm aus Eisenbeton von Gebr. Huber, Breslau. Dieser Kühler, Abb. 378 bis 381 ¹⁶⁾, besteht vollständig aus Eisenbeton. Die Seitenwände werden von Beton tafeln von $300 \times 150 \times 70$ mm gebildet, die in eine Rahmenkonstruktion eingelegt und an den Auflageflächen zwecks Übertragung des Winddrucks mit Eisen bewehrt sind. Die seitlichen Teile sind durch Eisenbetonplatten von rd. 1,4 m Länge abgedeckt.

Die eigentliche Kühlvorrichtung weicht von den sonst üblichen vollständig ab. Sie ist in $3 \times 7 = 21$ Felder geteilt, in denen in vier

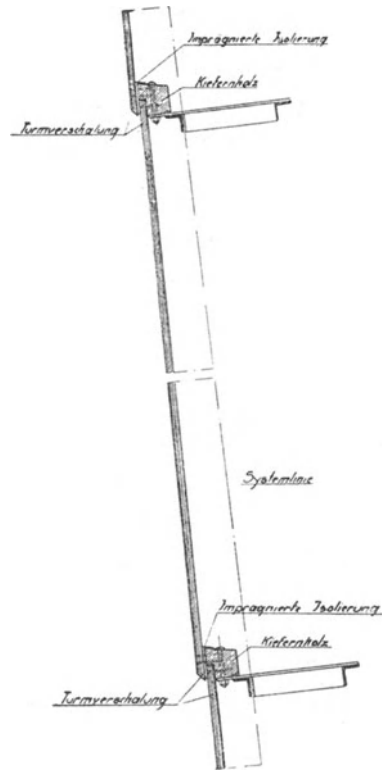


Abb. 372. Befestigung der Verschaltung beim Kühler der RAK.

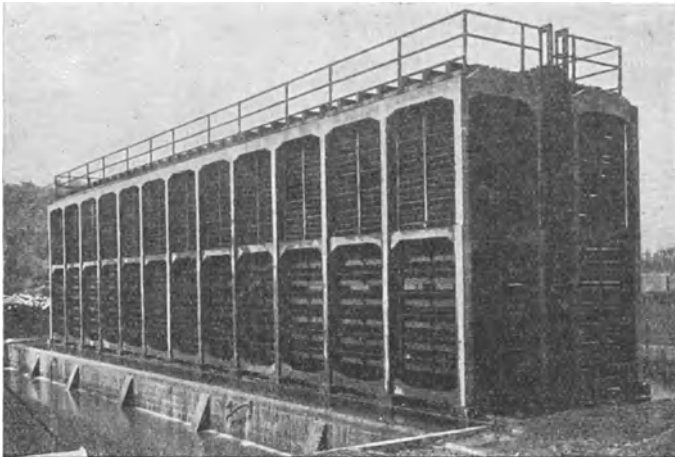


Abb. 373. Gradierwerk der Rheinischen Apparate- und Kühlwerksbau G. m. b. H.

Lagen übereinander Platten aus porösem Bims-Beton von 1700 mm Länge, 500 mm Breite und 40 mm Dicke liegen. Die Platten haben für den Durchtritt der Luft einen Abstand von 50 mm voneinander. Das Wasser wird durch Rinnen auf die oberste Plattenlage verteilt, sickert

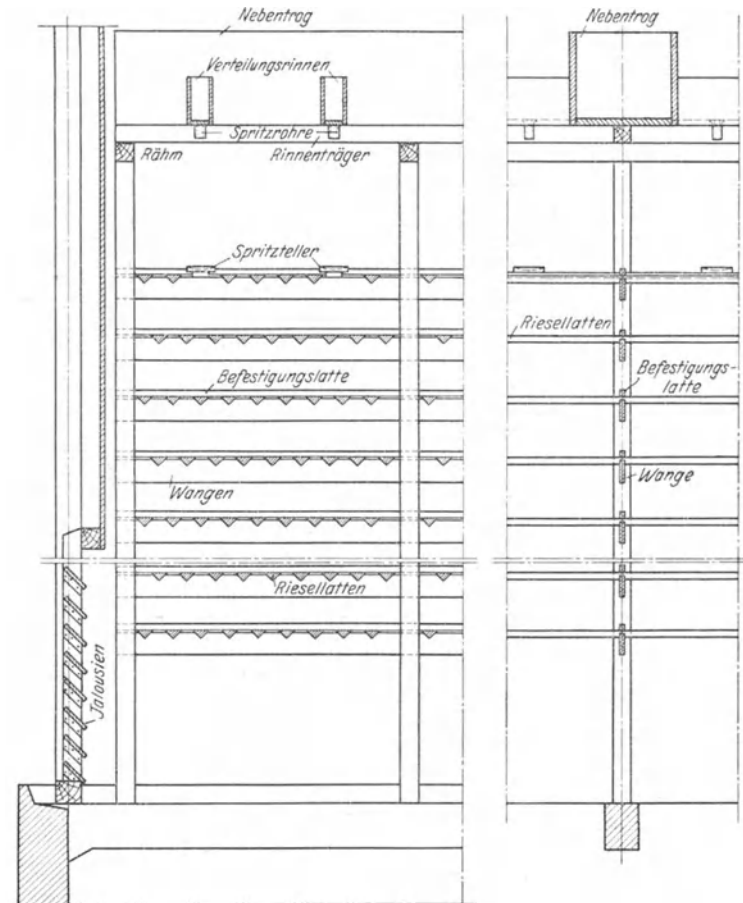


Abb. 374 und 375. Nagelloser Rieseleinbau der Estner Kühlwerksbau G. m. b. H.

durch die Platten durch und tropft in feiner Verteilung auf die nächste Plattenlage herunter. Die Luftspalten sind versetzt angeordnet, damit nicht Wasser in den Sammelbehälter gelangen kann, ohne durch die Platten durchgesickert zu sein. Die gute Wirkungsweise dieser Kühlvorrichtung geht daraus hervor, daß bei gleicher Grundfläche und Leistung die gesamte Kühlerhöhe von 18,5 m bei einem vorher verwendeten hölzernen Kühlturm auf 13,5 m verringert werden konnte.

183. Worthington-Kühler. Die Worthington-Pump Co., London, stellt seit 1895 Kühltürme ganz aus Eisen her. In einem zylindrischen genieteten Schacht ist die in eigenartiger Weise ausgebildete Rieselvorrichtung untergebracht. Blechzylinder kleiner Abmessung sind in besonderer Weise zusammengesteckt, so daß sie teilweise ineinander

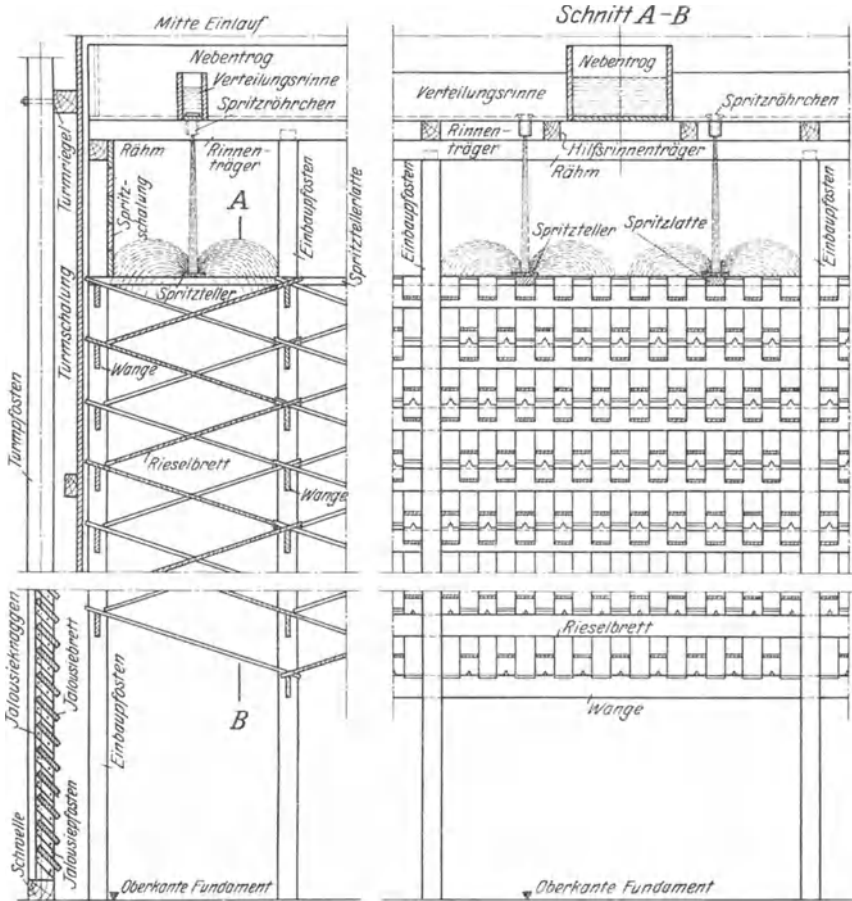


Abb. 376 und 377. Rieseleinbau ohne Tropfenfall der Estner Kühlwerksbau G. m. b. H.

greifen. Von den so gebildeten Schichten liegen zwanzig und mehr übereinander. Die Luft strömt durch die Blechzylinder von unten nach oben hindurch, und das Wasser rieselt an ihnen herunter, wobei es große Oberflächen benetzt und immer von neuem verteilt und abgelenkt wird. Die Wasserverteilung geschieht durch einen in Kugellagern laufenden Rohrstern mit sechs bis zwölf Armen. Das Wasser tritt durch einseitige wagerechte Bohrungen, so daß durch die Reaktion der Stern in Drehung versetzt und die ganze Kreisfläche gleichmäßig bestrichen

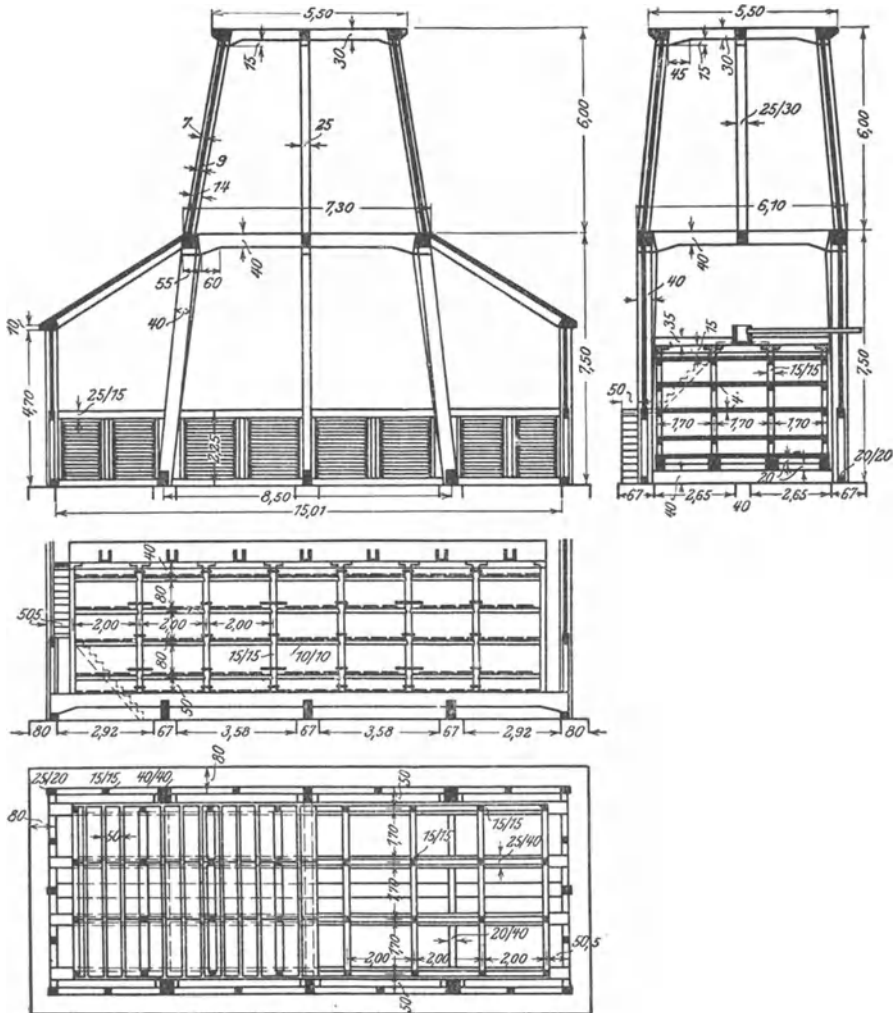


Abb. 378 bis 381. Kaminkühler aus Eisenbeton.

wird. Bei Mischkondensation bildet sich auf dem Rieseleinbau von dem Ölgehalt des Abdampfes eine dünne Ölschicht, die das Rosten verhindert. Bei Oberflächenkondensation werden die Blechzylinder verzinkt. Ob der hierdurch bewirkte Schutz von genügend langer Dauer ist, erscheint allerdings fraglich.

Worthington-Kühler sind von O. H. Müller sehr eingehend untersucht worden⁸⁴). Ihr Platzbedarf ist mit $0,4 \text{ m}^2$ für 100 kg/h Abdampf ziemlich niedrig. Ihre Höhe beträgt bis zu 35 m . Sie eignen sich besonders für große Regenhöhen. Ihre gute Wirkung ist teilweise auf die gute Wärmeleitfähigkeit des Eisens zurückzuführen. Falls sich

daher auf der Rieselvorrichtung bei entsprechender Beschaffenheit des Kühlwassers Steinablagerungen bilden, so tritt eine Verschlechterung der Kühlwirkung ein, weil die Wärmeübertragung vom Wasser an das Metall einerseits und vom Metall an die Luft andererseits verhindert wird.

XVII. Abdampfentölung.

184. Allgemeines. Stammt der Abdampf von Kolbenmaschinen, die stets einer Schmierung von Schieber und Kolben mit ihren Stangen bedürfen, so ist der Einbau eines Entölers in die Abdampfleitung vor dem Kondensator unerlässlich, um einerseits eine Verschmutzung der Kühlflächen des Kondensators zu vermeiden, die bald eine erhebliche Verschlechterung der Luftleere zur Folge haben würde, und um andererseits das Öl wiederzugewinnen, das bei den Betriebskosten stark ins Gewicht fällt. Auch würde das Öl bei Mischkondensation von schädlichem Einfluß auf die Pumpenklappen sein und Verschmieren der Kühltürme zur Folge haben. Andererseits hat der Entöler einen gewissen Widerstand, so daß ein Verlust an Luftleere eintritt. Wird bei Oberflächenkondensation das Kondensat zur Kesselspeisung benutzt, so ist bei Nichtentölung der Kessel gefährdet. Es können sich Ölschichten bilden, die so stark isolierend wirken, daß sich der betreffende Teil unzulässig hoch erwärmt und durchgebeult wird.

Was den Grad der Entölung betrifft, so genügt eine Entölung bis auf 10 bis 15 g je m³ Kondensat für die Reinhaltung der Kühlflächen des Kondensators. Soll das Kondensat zur Kesselspeisung wieder verwendet werden, so ist dieser Reinheitsgrad jedoch nicht ausreichend. Der Ölgehalt darf dann höchstens noch 5 g/m³ betragen. Auch dieser Gehalt wird bisweilen noch als groß angesehen. Auf eine Abscheidung des Öles bis auf einen so geringen Rest durch den Abdampfentöler allein kann man im allgemeinen nicht rechnen. In diesem Falle muß das im Kondensator sich bildende Niederschlagswasser durch Filter noch weiter von dem mechanisch mitgeführten Öl befreit werden. Ein solches Filter läßt sich leicht herstellen, indem ein geeigneter Behälter mit Kies, Koks, Holzwohle, Sägemehl oder Sand gefüllt wird. Auch Filz und Filtertuch werden bei entsprechender Anordnung verwendet. Werden mehrere solcher Filter hintereinandergeschaltet, so ist die Wirkung eine noch bessere. Nachteilig bei diesem Verfahren ist der Umstand, daß das Öl verlorengeht; nur bei Koks, auch Holz, ist eine Verfeuerung möglich. Will man das Öl wiedergewinnen, so sind besondere Rückgewinnungsanlagen erforderlich (vgl. 190).

Um den Ölgehalt des Kondenswassers herabzudrücken, sind die Kolbenmaschinen so sparsam wie möglich zu schmieren. Gegen diesen Grundsatz wird vielfach gesündigt. Es ist bisweilen festgestellt worden, daß mit dem zehnten Teil des tatsächlichen Ölverbrauchs auszukommen ist. Zu beachten ist ferner, daß die Ölabscheidung nach Versuchen von Bach in hohem Maße von der Art und Beschaffenheit des Schmieröls abhängt. Die Wirksamkeit des Abscheiders muß daher dauernd über-

wacht werden, besonders dann, wenn man zu einer anderen Ölsorte übergeht.

Bei allen Apparaten, die zur Trennung des Öles vom Kondensat dienen, ist besonders wichtig, daß die Durchflußgeschwindigkeiten bei der größten vorkommenden Wassermenge nur sehr gering, etwa 0,5 mm/s sind. Bei allen Filtern muß selbstverständlich die Filtermasse rechtzeitig in genügend kurzen Zeitabständen gereinigt oder erneuert werden.

Eine Entölung ist außer durch Filter oder die im folgenden beschriebenen Vorrichtungen auch durch Zusatz von Salzen (z. B. Tonerdehydrat) zum Wasser möglich, die darin Flocken bilden. Die Ölteilchen bleiben an den Flocken haften und können mit ihnen zusammen abgeschieden werden. Ein solches Verfahren wird auch als Ergänzung der Filterreinigung benutzt.

Wenn sich aus Wasser und Öl bereits eine Emulsion gebildet hat, so ist eine Trennung beider Bestandteile auf mechanischem Wege nicht mehr möglich. Es kann das Wasser dann nur noch durch Auskochen entfernt und so das Öl wiedergewonnen werden.

Kommt der Fall vor, daß der Dampf überhitzt aus der Maschine austritt, so empfiehlt es sich, vor den Entöler so viele Kühlrohre zu schalten, daß dem Dampf die Überhitzungswärme genommen wird. Die Trennung des Öles vom Dampf geht dann leichter vor sich.

Die Ölwasserpumpen arbeiten nach demselben Grundsatz wie die Kolbenkondensatpumpen und werden häufig mit diesen zusammen angetrieben. Da sie aus dem Vakuum ansaugen, ist wie bei den Kondensatpumpen gute Abdichtung, gegebenenfalls Sperrung der Stopfbuchsen erforderlich. Die Entfernung des Ölwassers kann auch durch automatische mit Dampf arbeitende Ölwaterableiter geschehen.

Ausführungsbeispiele von Abdampfentölern.

185. Entöler von Bühring & Wagner. Der schmiedeeiserne Entöler (Abb. 382 und 383) besteht aus einem Bündel von Stäben von großer Zahl und mit großer Oberfläche, die in eigenartiger Weise aneinander gereiht sind. Die Einzeldarstellung dieser Stäbe (Abb. 384 und 385) läßt den Grundsatz der ständigen Richtungsänderung und der abwechselnden Beschleunigung und Verzögerung des Dampfstroms erkennen. Die Stäbe sind jeweils in Richtung des Dampfstroms um 180° umgebogen; in den entstehenden Rinnen werden die Ölwatertröpfchen aufgefangen und fließen nach unten ab. Natürlich findet eine Ölabscheidung auch an den gelochten Blechteilen statt. Die einzelnen Stäbe werden der Länge nach aneinandergelegt und durch U-Eisen und Schrauben zusammengehalten. Jeder Stab kann daher leicht ausgewechselt werden. Das Stabbündel kann als Ganzes in den Apparat eingesetzt werden.

Trotz der vielen Richtungsänderungen und Beschleunigungen soll der Widerstand des Entölers wegen der zahlreichen, nebeneinanderliegenden Elemente nur gering sein. Die Entöler haben auch auf großen Dampfern, wie „Vaterland“, „Bismarck“, „Columbus“ u. a. Verwendung gefunden.

186. Abdampfentöler der David Grove A.-G. Von dieser Firma wird der Entöler System Loss gebaut, dessen Abscheideelemente Abb. 386 zeigt. Damit der Strömungswiderstand möglichst gering ausfällt, sind Querschnittsänderungen des Dampfstromes — bis auf die Kammern — vermieden. In diesen fängt sich das Öl bei jeder Richtungsänderung vermöge seines größeren spezifischen Gewichtes und fließt in den Kammern nach unten. Die Elementbündel werden der Abb. 382 entsprechend eingebaut. Sie können durch Durchstoßen mit einer Drahtbürste o. dgl. von oben gereinigt werden. Jedes Element läßt sich ferner einzeln nach oben herausnehmen.

Der Dampf soll bei gutem Mineralöl bis auf 3 bis 5 mg auf 1 Liter Kondensat entölt werden. Der Widerstand des Entölers soll nicht größer als 0,01 at sein.

187. Abdampfentöler von Dempewolf & Co., Braunschweig. Bei dem „Brunsviga“ - Entöler dieser Firma ist die für die Abscheidung erforderliche große Oberfläche sowie häufiger Richtungswechsel des Dampfes durch ein dichtes zylindrisches Bündel senkrecht gespannter Ketten von 100 bis 1200 mm Länge verwirklicht. Der ölhaltige Abdampf wird zentral von oben in das Bündel eingeführt und

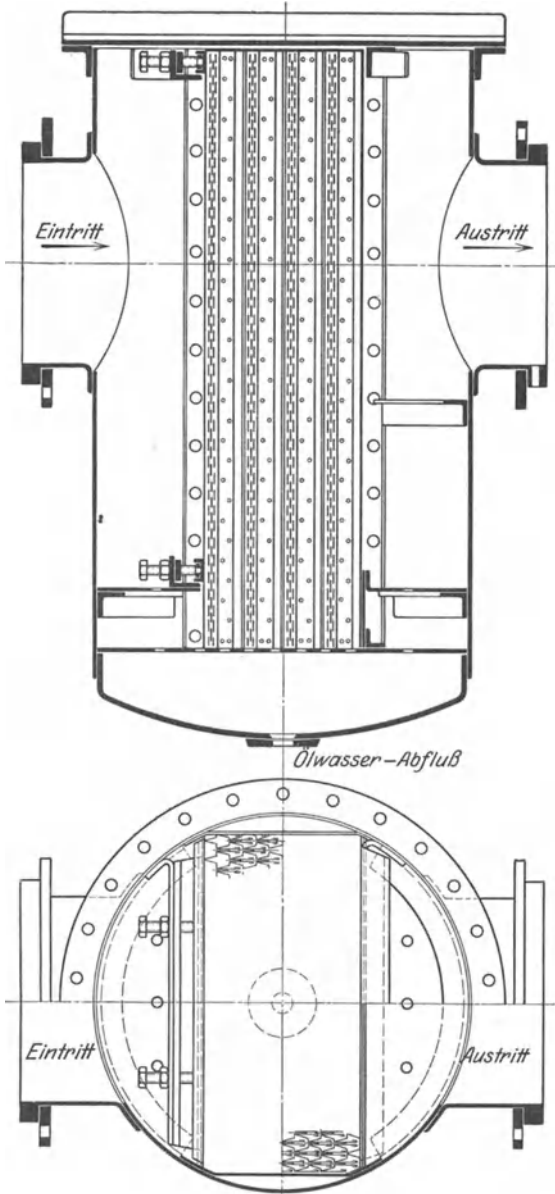


Abb. 382 und 383. Abdampfentöler von Bühring und Wagner.

durch ein teleskopartig ausgebildetes Rohr gleichmäßig auf das Ketten-system verteilt. Der entölte Dampf wird oben wieder abgeführt, während das Ölwasser sich unten ansammelt.

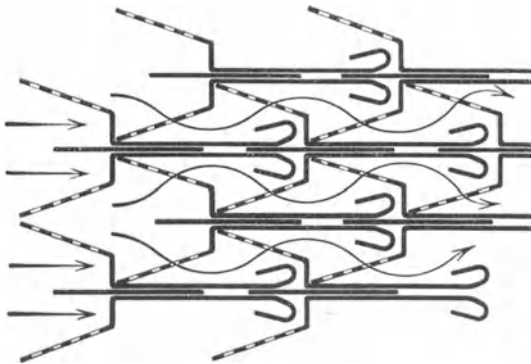
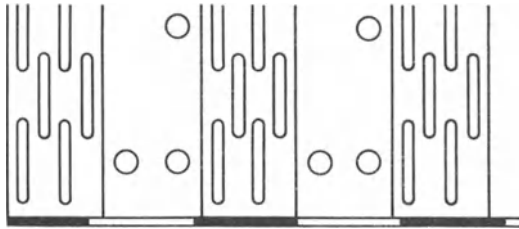


Abb. 384 und 385. Elemente des Entölers von Bühring und Wagner.

gegen ein umschließendes Sieb geschleudert, an dem sie nach unten fließen.

189. Prüfung der Abdampfentöler. Um die Wirkung eines Abdampfentölers zu prüfen, kann z. B. der Kontrollapparat von Bühring & Wagner (Abb. 388) benutzt werden. Zwei Röhrechen ragen in die Abdampfleitung hinter dem Entöler hinein. Die Öffnung des einen ist dem Dampfstrom entgegengerichtet, die des anderen liegt in Richtung des Dampfstromes. Nach Öffnen des Hahnes durchfließt ein ständiger Dampfstrom den Apparat, der außen mit Kühlrippen versehen ist. Ein der Kühlfläche entsprechender Teil des durchfließenden Dampfes wird daher niedergeschlagen und sammelt sich mit dem darin enthaltenen Öl in dem darunter befindlichem Glaszylinder an. Ist dieser voll, so wird der Hahn geschlossen, das Kondensat abgelassen und sein Ölgehalt bestimmt. Da es eine gewisse Zeit dauert, bis der Zylinder voll ist, so erhält man eine Durchschnittsprobe über diese Zeit. Trübes Aussehen des Kondensates läßt bereits auf Ölgehalt schließen. Vor Entnahme einer Probe muß natürlich dafür gesorgt werden, daß der Apparat rein ist.

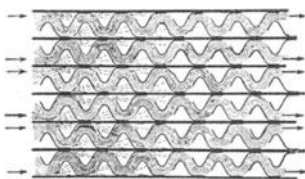


Abb. 386. Elemente des Abdampfentölers System Loss.

Beim Durchströmen des Dampfes sollen sich die Ketten in ständiger, vibrierender Bewegung befinden, und hierdurch soll weiter der Ölfluß von den Ketten erleichtert werden und ihre Reinigung sich erübrigen.

188. Abdampfentöler von H. Reisert. Die Wirkungsweise dieses Entölers, Abb. 387²¹⁾, beruht abweichend von den bisherigen auf der Zentrifugalkraft. Der die Vorrichtung von unten nach oben durchströmende Dampf wird durch eine Schraubenfläche aus Blech in drehende Bewegung versetzt. Hierbei werden die schwereren Ölteilchen

gegen ein umschließendes Sieb geschleudert, an dem sie nach unten fließen.

erhält man eine Durchschnittsprobe über diese Zeit. Trübes Aussehen des Kondensates läßt bereits auf Ölgehalt schließen. Vor Entnahme einer Probe muß natürlich dafür gesorgt werden, daß der Apparat rein ist.

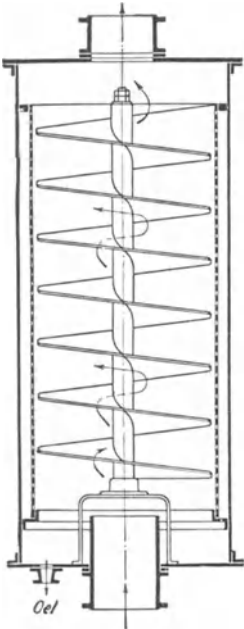


Abb. 387. Entöler von H. Reisert.

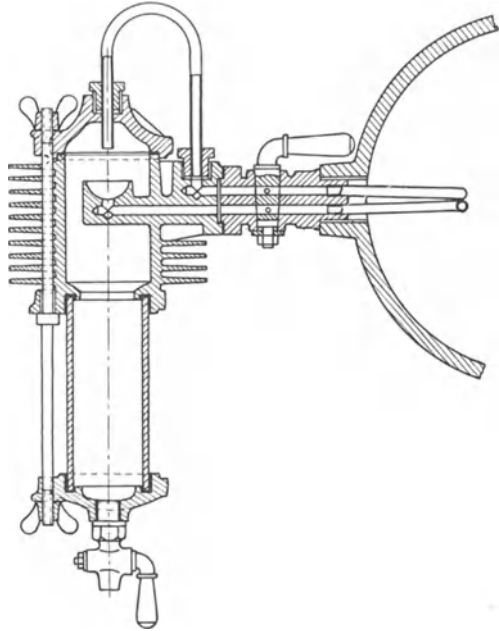


Abb. 388. Prüfapparat für Abdampfentöler von Bühring & Wagner.

Ausführungsbeispiele von Kondensatreinigern.

190. Ölrückgewinner von Bühring & Wagner. Zur Rückgewinnung des Öles in dem vom Abdampfentöler abgeschiedenen Öl-Wasser-Gemisch kann z. B. der Ölrückgewinner obiger Firma (Abb. 389 und 390) dienen. Er beruht wie alle ähnlichen Apparate auf dem Unterschied der spezifischen Gewichte von Wasser und Öl. Die Geschwindigkeiten in den

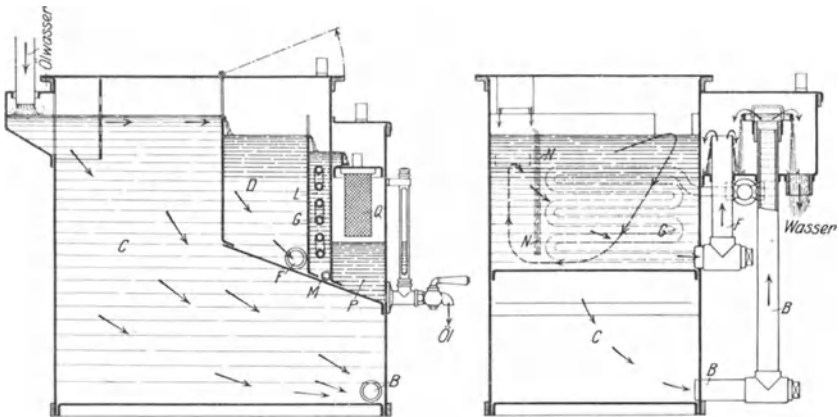


Abb. 389 und 390. Ölrückgewinner von Bühring und Wagner.

Abscheidebehältern müssen sehr klein sein. Die erste Trennung findet in dem Behälter *C* statt, in dem durch Verstellen der Oberkante des Überlaufrohres *B* der Flüssigkeitsspiegel so eingestellt wird, daß das aufsteigende Öl zusammen mit etwas Wasser in den Behälter *D* überläuft. Hier findet eine weitere Trennung statt, und das Wasser fließt durch das Rohr *F* ab. In der anschließenden Kammer *L* ist eine mit Niederdruckdampf beheizte Rohrschlange *G* eingebaut, um das Öl dünnflüssiger zu machen und dadurch die letzte Scheidung von Wasser und Öl zu erleichtern. Etwa noch sich ansammelndes Wasser wird gelegentlich bei *M* abgelassen. Das Öl fließt durch Filter *Q*, wird gereinigt und kann von Zeit zu Zeit aus *P* entnommen werden. Befindet es sich noch in gutem Zustande, so kann es bei großen Maschinen in der Regel zur Schmierung von Mitteldruck- und Niederdruckzylinder, bei kleinen Maschinen unter Umständen mit frischem Öl gemischt auch zur Schmierung des Hochdruckzylinders verwendet werden. Ist das abgeschiedene Öl aber dickflüssig oder zäh oder enthält es Wasser, so ist es bereits zersetzt oder verseift und kann nur noch für untergeordnete Zwecke benutzt werden.

191. Ölabscheidung auf elektrischem Wege. Bei diesem Verfahren wird das ölhaltige Wasser in einem Behälter zwischen einer Anzahl platten- oder schraubenförmiger Elektroden hindurchgeführt und dem elektrischen Strom ausgesetzt. Durch die Einwirkung des Stromes wird die Öl-Wasser-Emulsion zerstört. Das abgeschiedene Öl steigt in Form von Flocken an die Oberfläche und kann dort leicht abgeschöpft werden. Stark ölhaltiges Kondensat muß einer Vorreinigung in einem Filter oder Abscheidebehälter unterworfen werden. Das im Elektrodenfilter gereinigte Wasser wird vielfach in einem anschließenden Filter von sonstigen Unreinigkeiten befreit. Man kann damit rechnen, daß sich mit 1 kW 5 bis 7 m³ Kondensat entölen lassen. Die Elektroden können z. B. aus Eisen bestehen und sind je nach ihrer Wanddicke nach 1½ bis 3 Jahren erneuerungsbedürftig.

Nach dem Verfahren der Firma Halvor-Breda, Charlottenburg, wird, um das Wasser für den Strom besser leitend zu machen, ein kleiner Prozentsatz hartes Wasser (gewöhnliches Fluß- oder Brunnenwasser) zugesetzt, so daß das gereinigte Wasser etwa 1,5 bis 2,5 deutsche Härtegrade hat. Dieser Härtegrad ist aber für hochbeanspruchte Kesselanlagen, bei denen ein Härtegrad von nur ½ bis 1° angestrebt wird, als zu hoch zu bezeichnen. Andererseits wirkt der Gehalt an gelöstem Kalk- und Magnesiumsalz dadurch günstig, daß die Aufnahmefähigkeit des Wassers für Sauerstoff, der die Kesselwandungen angreift, herabgesetzt wird. Zum Betriebe dient Gleichstrom, dessen Richtung nach je einigen Tagen gewechselt wird, damit der an den Elektroden haftende Ölschlamm sich löst und nach oben steigt.

Gegenüber dem Zusatz an ungereinigtem Wasser ist der Zusatz von Soda nach dem Verfahren von Reubold-Hanomag vorzuziehen³⁹⁾. Dieser Zusatz führt das erforderliche Leitungsvermögen für den elektrischen Strom herbei und beseitigt das Angriffsvermögen des entölkten Kondensates gegen das Eisen des Kessels. Hierbei ist darauf zu achten,

daß der Sodaüberschuß im Kesselspeisewasser den Betrag von 1 g im Liter nicht unterschreitet. Ist der Sodagehalt geringer, so verhindert er die Anfrönsungen des Eisens durch den Sauerstoff nicht nur nicht, sondern begünstigt ihn sogar ⁴⁶⁾. Andererseits darf der Sodagehalt natürlich auch nicht so hoch sein, daß das Wasser im Kessel schäumt.

XVIII. Abwärmeverwertung.

192. Allgemeines. Abwärmeverwertung ist im folgenden nur besprochen, soweit sie im Zusammenhang mit der Kondensation möglich und erstrebenswert ist. Der Umstand, daß der größte Teil der Wärme, der im Kessel zur Dampferzeugung aufgewendet wird, im Kondensator an das Kühlwasser übergeht und für gewöhnlich verlorengeht, läßt es äußerst wünschenswert erscheinen, wenigstens einen Teil der Kühlwasserwärme noch nutzbar zu verwerten. Leider sind die wärmetechnischen Verhältnisse hierfür sehr ungünstig, weil das Kühlwasser selbst bei Rückkühlbetrieb, bei dem die höchsten Temperaturen auftreten, nur etwa 35 bis 40° C hat. In manchen Fällen ist die Benutzung des warmen Kühlwassers zu Badzwecken, unmittelbar oder unter Einschaltung von Wärmeaustauschapparaten möglich (s. 193), und von einer solchen Möglichkeit sollte stets Gebrauch gemacht werden.

Obering. Schulze, Dresden, hat vorgeschlagen, das warme Kühlwasser in der Landwirtschaft zur Bodenheizung durch ein in die Erde verlegtes Rohrnetz zu verwenden, um das Wachstum der Pflanzen zu fördern ⁷²⁾. In einer Versuchsanlage in Dresden sollen sehr gute Erfolge erzielt worden sein. Abgesehen davon, daß das Verfahren durch sehr hohe Anlagekosten unwirtschaftlich sein dürfte, sind an anderer Stelle keine günstigen Erfahrungen mit Bodenheizung gemacht worden ⁷⁴⁾.

Bleicken hat das Verdienst, als erster darauf hingewiesen zu haben, daß das warme Kühlwasser in Unterdruckverdampfern zur Erzeugung des erforderlichen Zusatzkesselspeisewassers benutzt werden kann. Das von ihm angegebene Verfahren ist von der Firma C. August Schmidt Söhne, Hamburg, weiter ausgebaut und durchgebildet worden (196). Ähnliche Vorrichtungen sind in 194 und 195 beschrieben.

Außer diesen gibt es noch eine ganze Reihe sog. Abdampfverdampfer, bei denen der Verdampfungsprozeß bei einem gewissen Überdruck vor sich geht. Da diese Vorrichtungen somit in keinem eigentlichen Zusammenhang mit der Kondensation stehen, so ist hier von ihrer Besprechung abgesehen.

193. Unmittelbare Ausnutzung des warmen Kühlwassers. Liegt z. B. eine öffentliche Badeanstalt in der Nähe eines Elektrizitätswerkes, so kann das Warmwasser für Badzwecke benutzt werden. Namentlich kommt aber eine derartige Verwendung in Großbetrieben, wie Hüttenwerken und Zechen, für Waschkauen in Frage. Um welche Mengen es sich hierbei handeln kann, das geht daraus hervor, daß z. B. auf Zeche Waltrop jährlich etwa 62 000 m³ für die Mannschaftskauen und etwa

Kühlwassers in dem Vorwärmer 4 auf etwa 70 bis 80° C dient. Eine besondere Warmwasserpumpe 3 entnimmt einen Teil des Kühlwassers der Druckleitung hinter dem Kondensator und drückt es durch den Vorwärmer in ein Ausgleichsgefäß 7, das während der Benutzung der Waschkaue den Unterschied zwischen der Warmwassererzeugung und dem Verbrauch ausgleicht. Im Mischventil wird dem Warmwasser durch einen Regulierhebel aus der Leitung 6 so viel Kaltwasser zugesetzt, daß das Wasser mit der gewünschten Temperatur aus den Brausen tritt. In den Badepausen wird der Abdampf der Hilfsturbine in den Hauptkondensator geleitet, wenn es nicht möglich ist, ihn zur Speisewasservorwärmung o. dgl. auszunutzen. Zu dem Verfahren ist zu bemerken, daß das mit Wärmeverlusten verbundene Anwärmen auf 70 bis 80° C

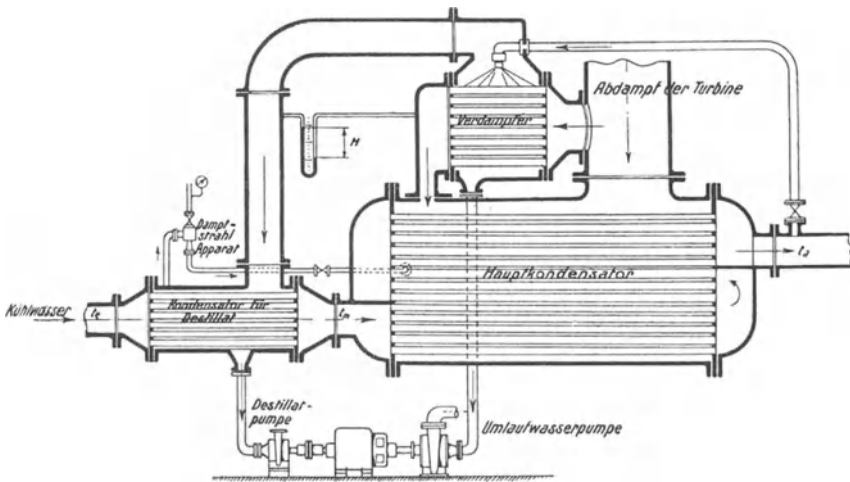


Abb. 392. Schema des Unterdruckverdampfers Bauart Josse-Gensecke.

und Mischen mit kaltem Wasser möglichst vermieden werden sollte. Oft kann auch anderer Abdampf zur Warmwasserbereitung benutzt werden, der sonst unbenutzt bleibt.

Bei der Bedienung muß streng darauf geachtet werden, daß der Zulauf zur Warmwasserpumpe nicht abgesperrt wird, solange der Abdampf der Hilfsturbine noch nicht auf den Hauptkondensator umgeschaltet ist. Da ihr Abdampf dann nicht mehr niedergeschlagen würde, würde der Gegendruck der Hilfsturbine ansteigen, und eine Betriebsstörung könnte die Folge sein. Überhaupt muß bei der Errichtung derartiger Hilfsanlagen stets als Vorbedingung gelten, daß die Betriebssicherheit der Hauptanlage unter keinen Umständen gefährdet werden darf.

194. Unterdruckverdampfer Bauart Josse-Gensecke. Die Vorrichtung Abb. 392⁶⁸⁾, die von der Permutit A.-G., Berlin, hergestellt worden ist, besteht aus dem Verdampfer, dem Hilfskondensator und den erforderlichen Pumpen. Das im Verdampfer zu verdampfende Wasser

wird dem warmen Kühlwasser entnommen. Der Verdampfer steht mit dem Hilfskondensator in Verbindung, der von dem ganzen kalten Kühlwasser des Hauptkondensators durchflossen wird. Daher kann im Hilfskondensator und Verdampfer mittels einer Dampfstrahlluftpumpe eine höhere Luftleere als im Hauptkondensator aufrechterhalten werden. Da die Temperatur des Hauptmaschinenabdampfes höher ist als die dem Druck im Verdampfer entsprechende, ist es möglich, das Rohwasser durch den Hauptmaschinenabdampf zu verdampfen. Damit sich im Verdampfer keine Ablagerungen bilden können, wird Rohwasser im Überschuß zugeführt und der nicht verdampfte Teil durch eine kleine Kreiselpumpe abgesaugt. Die Verteilung des Rohwassers geschieht durch eine Rieselvorrichtung, der Zufluß kann durch einen Schwimmer geregelt werden. Der entstehende Dampf fließt in den Hilfskondensator und wird dort niedergeschlagen. Das gebildete reine Destillat wird ebenfalls von einer kleinen Kreiselpumpe in den Warmwasserbehälter gefördert. Zum Antrieb der beiden Pumpen kann auch eine kleine Dampfturbine verwendet werden, deren Abdampf zum Betrieb des Strahlsaugers dient. Läßt man die Dampfstrahlluftpumpe, wie gezeichnet, in den Hauptkondensator fördern, so hat sie nur den kleinen Druckunterschied H zu überwinden und erfordert den geringsten Dampfverbrauch. Die Hauptluftpumpe muß dann entsprechend reichlicher bemessen werden. Läßt man den Strahlsauger auf Atmosphärendruck verdichten, so benötigt er erheblich mehr Dampf, der dann aber zur Vorwärmung des gebildeten Destillates benutzt werden kann. Eine Versuchsanlage ist im städtischen Elektrizitätswerk Neukölln längere Zeit in Betrieb gewesen und hat zufriedenstellend gearbeitet.

Für eine Anlage, die für eine 8000-kW-Turbine mit 42 680 kg/h Dampfverbrauch bestimmt ist und 3650 kg/h Destillat erzeugen soll, berechnet Josse die Verdampferheizfläche zu 105 m², die Kühlfläche des Hilfskondensators zu 207 m² und den Arbeitsbedarf der Pumpen zu 5 kW. Der Hauptkondensator hat 1300 m².

Von dem Arbeitsbedarf der Kreiselpumpe für das überschüssige Rohwasser abgesehen, ist zu bemerken, daß sich das Kühlwasser im Hilfskondensator um einen wenn auch nur geringen Betrag erwärmt. Wenn daher nicht die Kühlwassermenge entsprechend vermehrt wird, wird die Luftleere im Hauptkondensator etwas sinken und einen etwas erhöhten Dampfverbrauch der Hauptturbine hervorrufen, so daß an dieser Stelle der eigentliche Aufwand für die Erzeugung des Destillates zu suchen ist.

195. Unterdruckverdampfer der Maschinenbau - A.-G. Balcke. Bei dem Speisewassererzeuger von Balcke wird ebenfalls ein Teil des warmen Kühlwassers bei Unterdruck verdampft und in einem Hilfskondensator niedergeschlagen, wo es als reines Destillat wiedergewonnen wird. Um das hierfür nötige Temperaturgefälle zu schaffen, wird aber nicht das Kühlwasser des Hauptkondensators benutzt, sondern es wird bei Anlagen mit Rückkühlung ein Teil des Kaminkühlers, meist ein Sechstel, für sich betrieben und so niedrig belastet, etwa mit $\frac{1}{2}$ bis $\frac{1}{3}$ der normalen Wassermenge, daß in ihm das Wasser wesentlich tiefer

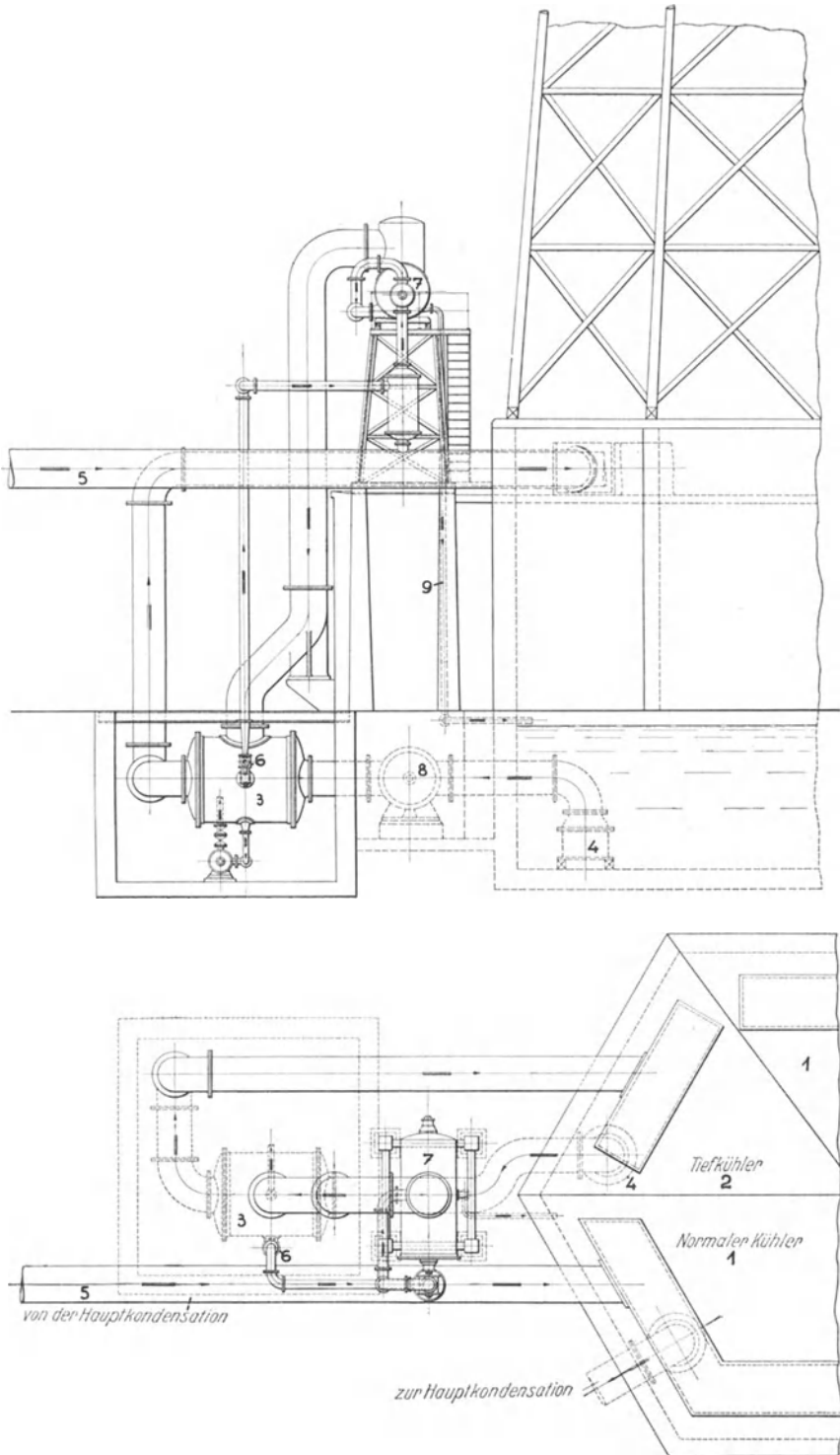


Abb. 393 und 394. Unterdruckverdampferanlage der Maschinenbau-A.-G. Balcke.

als in dem übrigen Kühler abgekühlt wird. Die Luftleere im Hilfskondensator wird durch einen Dampfstrahlsauger erzeugt, dessen Abdampf entweder zur weiteren Erwärmung des zu verdampfenden, aus dem Hauptkondensator kommenden warmen Kühlwassers oder zur Vorwärmung des gebildeten Destillates dient.

In Abb. 393 und 394 ist eine solche Anlage dargestellt. Eine Hilfskühlwasserpumpe 8 saugt das tiefgekühlte Wasser durch ein Sieb 4 aus der besonderen Abteilung des Kühlers und drückt es durch den Hilfskondensator 3 wieder auf die Verteilungsrinne des Kühlers. Wassermenge des Hilfskondensators und seine Kühlfläche sind so bemessen, daß das Wasser aus ihm mit einer um 8 bis 10° C tieferen Temperatur austritt als das warme Kühlwasser des Hauptkondensators hat. Ein Teil desselben wird nun durch den vom Abdampf der Dampfstrahlpumpe 6 geheizten Vorwärmer in den eigentlichen Verdampfer 7 geleitet. Da durch das kältere Wasser des Hilfskondensators in diesem ein niedrigerer Druck herrscht als der Temperatur des in dem Verdampfer eintretenden Kühlwassers entspricht, so verdampft ein Teil dieses Wassers, und zwar so viel, bis sich der Rest auf die dem Druck im Hilfskondensator entsprechende Temperatur abgekühlt hat. Der sich bildende Dampf fließt nach unten, wird im Hilfskondensator niedergeschlagen und das Kondensat wird durch eine kleine Pumpe auf Atmosphärendruck gefördert.

Damit ein genügender Teil des Kühlwassers verdampft, ist die Schaffung großer verdampfender Oberflächen nötig. Diese sind dadurch verwirklicht, daß eine aus Holzscheiben bestehende Trommel in dem etwa zu einem Viertel mit Wasser gefülltem Gehäuse in Umlauf versetzt wird (Abb. 395 und 396). Der Antrieb erfolgt durch einen in der Kühlwassersaugeleitung liegenden Wassermotor. Da der Unterschied zwischen dem Druck, mit welchem das Wasser auf den Kühlturm gedrückt wird, und dem Druck im Verdampfer erheblich größer ist als der Höhenunterschied zwischen der Kühlwasserleitung und dem Verdampfer, so steht ein Druckgefälle zur Verfügung, das zum Antrieb des Wassermotors benutzt wird. Ohne Einbau des Wassermotors müßte dieses Druckgefälle durch Drosselung vernichtet werden. Der Verdampfer liegt so hoch, daß das nichtverdampfte Wasser selbsttätig durch ein barometrisches Abfallrohr 9 in den Kühlturm-Sammelbehälter zurückfließt.

Für die Erzeugung des Destillates sind aufzuwenden:

der Arbeitsbedarf der Hilfskühlwasserpumpe,
derjenige der kleinen Destillatpumpe und
der Dampfverbrauch des Strahlsaugers.

Ferner darf nicht übersehen werden, daß außer den sowieso erforderlichen Vorrichtungen auch der Kühlturm um etwa ein Fünftel vergrößert werden muß.

Statt der Verteilung des Wassers durch die drehenden Scheiben ist auch seine Zerstäubung möglich. Bei Versuchen hat sich aber gezeigt, daß dann Wassertröpfchen mit dem Dampf in den Hilfskondensator

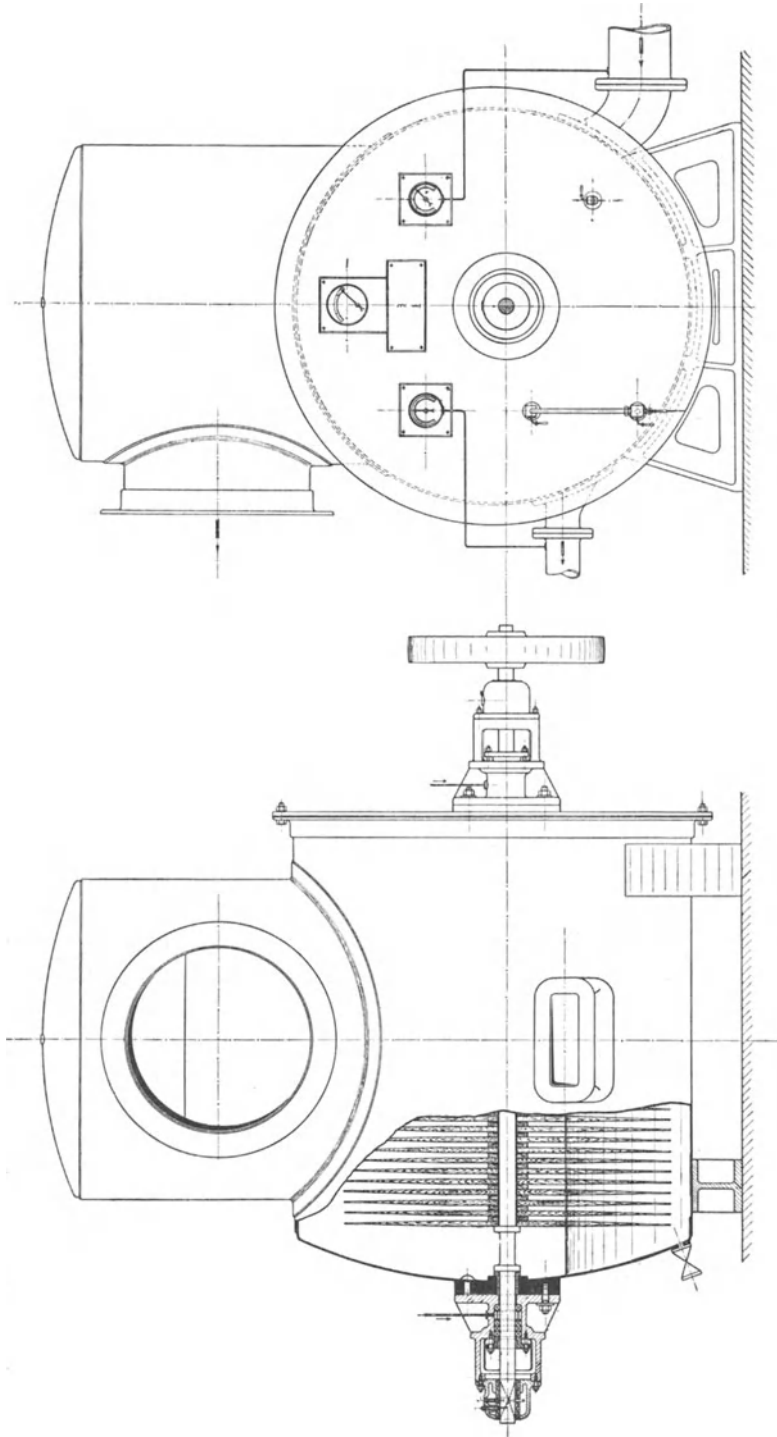


Abb. 395 und 396. Scheibenverdampfer der Maschinenbau-A.-G. Balcke.

gelangen, so daß das gewonnene Destillat nicht so rein ist. Außerdem muß der Verdampfer größere Abmessungen erhalten und wird somit teurer.

Zur Überwachung des Betriebes wird der Verdampfer mit einem Vakuummeter und mit zwei selbst aufzeichnenden Thermometern für das in den Verdampfer eintretende warme Kühlwasser und für das ablaufende abgekühlte Wasser ausgerüstet.

196. Unterdruckverdampfer von C. August Schmidt Söhne, Hamburg. Das Verfahren von Bleicken unterscheidet sich von den vorgenannten hauptsächlich dadurch, daß das zu verdampfende warme Kühlwasser durch Hilfsmaschinenabdampf so stark erwärmt wird, daß der Verdampfer mit geringerer Luftleere (etwa 80 vH) als im Hauptkondensator (92 bis 95 vH) betrieben und der gebildete Dampf daher in diesem niedergeschlagen werden kann. Dabei wird das Rohwasser in einem Oberflächenvorwärmer bei etwa 0,12 at Überdr. wesentlich über die Temperatur hinaus erwärmt, die dem Verdampferdruck entspricht. Beim Eintritt in den Verdampfer verdampft daher so viel Rohwasser, bis sich der Rest bis auf die Verdampferemperatur abgekühlt hat. Die erforderliche Wärme wird also wie bei Balcke vorher zugeführt, während dies beim Speisewassererzeuger von Josse erst im Verdampfer selbst geschieht, was aber keinen grundsätzlichen Unterschied bedeutet. Abdampf von Hilfsmaschinen steht namentlich an Bord von Schiffen in genügender Menge zur Verfügung, und hat in dem Oberflächenvorwärmer einen Überdruck von etwa 0,5 at. Er wird bei dem Verfahren in nutzbringender Weise verwertet und es wird ein besonderer Kondensator zum Niederschlagen des gebildeten Dampfes gespart. Statt des Hauptkondensators wird an Bord auch der Hilfskondensator benutzt, der aber hier zum Niederschlagen von Hilfsmaschinenabdampf dient, und in dem meist eine schlechtere Luftleere als im Hauptkondensator herrscht.

Abb. 397 stellt eine einfache Anlage dieser Art dar. Das zu verdampfende Wasser beschreibt einen fortwährenden Kreislauf. Seine Menge kann an dem Wassermesser abgelesen werden. Damit die im Kühlwasser enthaltenen Salze sich nicht zu sehr anreichern können, wird ständig eine gewisse einstellbare und ebenfalls meßbare Wassermenge aus dem Kreislauf entfernt (Laugeaustritt). Da ihre Temperatur höher als die Kühlwasseraustrittstemperatur ist, so bedeutet dies einen gewissen Wärmeverlust. Nach Maßgabe des verdampften und des aus dem Kreislauf entfernten Wassers muß neues Wasser zugeführt werden. Dies geschieht selbsttätig durch einen Schwimmer, dessen Bewegung auf mechanischem (oder auch elektrischem) Wege auf das Regelventil übertragen wird. Die elektrische Übertragung hat den Vorzug, daß das Öffnen des Ventils durch Aufleuchten einer Lampe am Maschinenstand kenntlich gemacht werden kann. Das zu verdampfende Wasser wird durch eine Rieselvorrichtung fein verteilt. Der erzeugte Dampf wird in senkrechter Richtung mehrmals hin und her geführt, um mitgerissene Wassertröpfchen zur Abscheidung zu bringen. Der absolute Druck im Verdampfer wird durch den Schieber in der Leitung zum

Kondensator für den erzeugten Dampf eingestellt. An zwei Fernthermometern kann die Temperatur des in den Verdampfer eintretenden Wassers und die Verdampferetemperatur, die auch das den Verdampfer

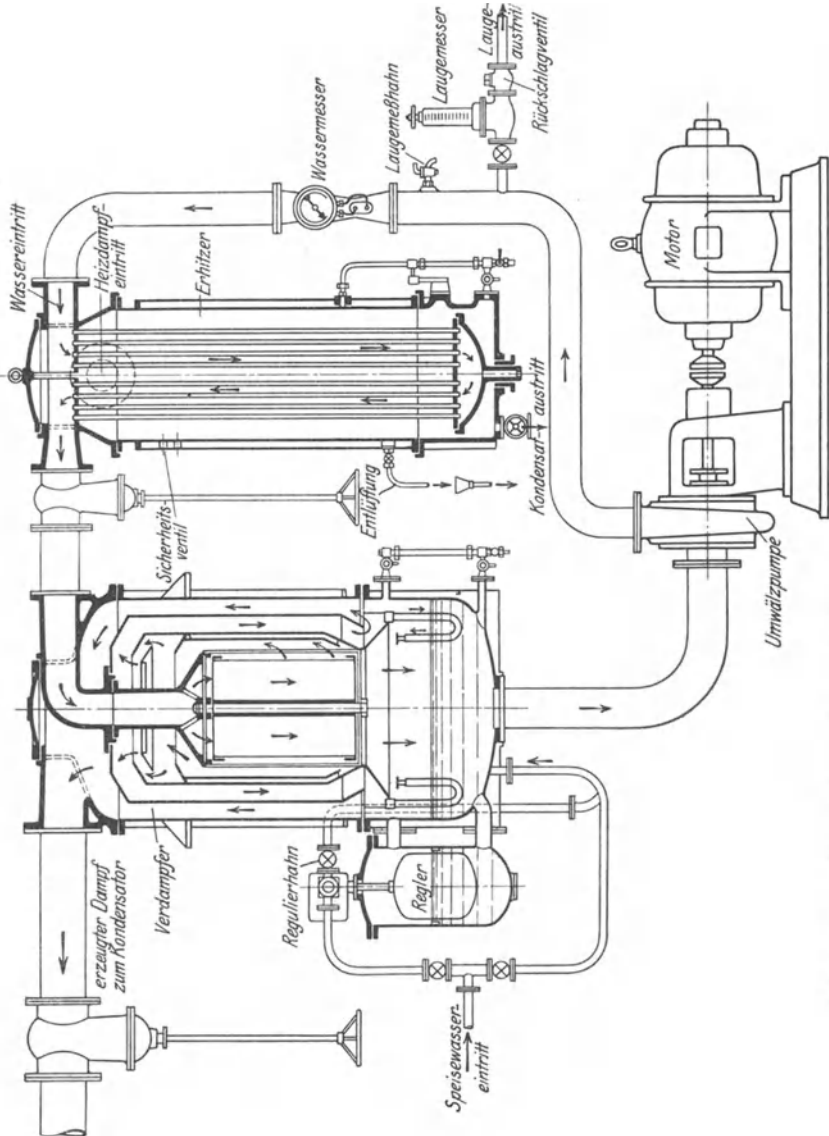


Abb. 397. Abdampf-Unterdruckverdampfer von C. Aug. Schmidt Söhne, Hamburg.

verlässende Wasser angenommen hat, abgelesen werden. Hieraus und aus der umlaufenden Wassermenge läßt sich die Verdampferleistung berechnen. Das Heizdampf-kondensat fließt in den Warmwasserbehälter. Der Salzgehalt des erzeugten Destillates soll unter 0,06 vH bleiben.

Das beschriebene Verfahren hat noch den Nachteil, daß die Wärme des erzeugten Dampfes sowie des Kondensates im Oberflächenvorwärmer nicht ausgenutzt wird. Beide Mängel werden bei der ver-

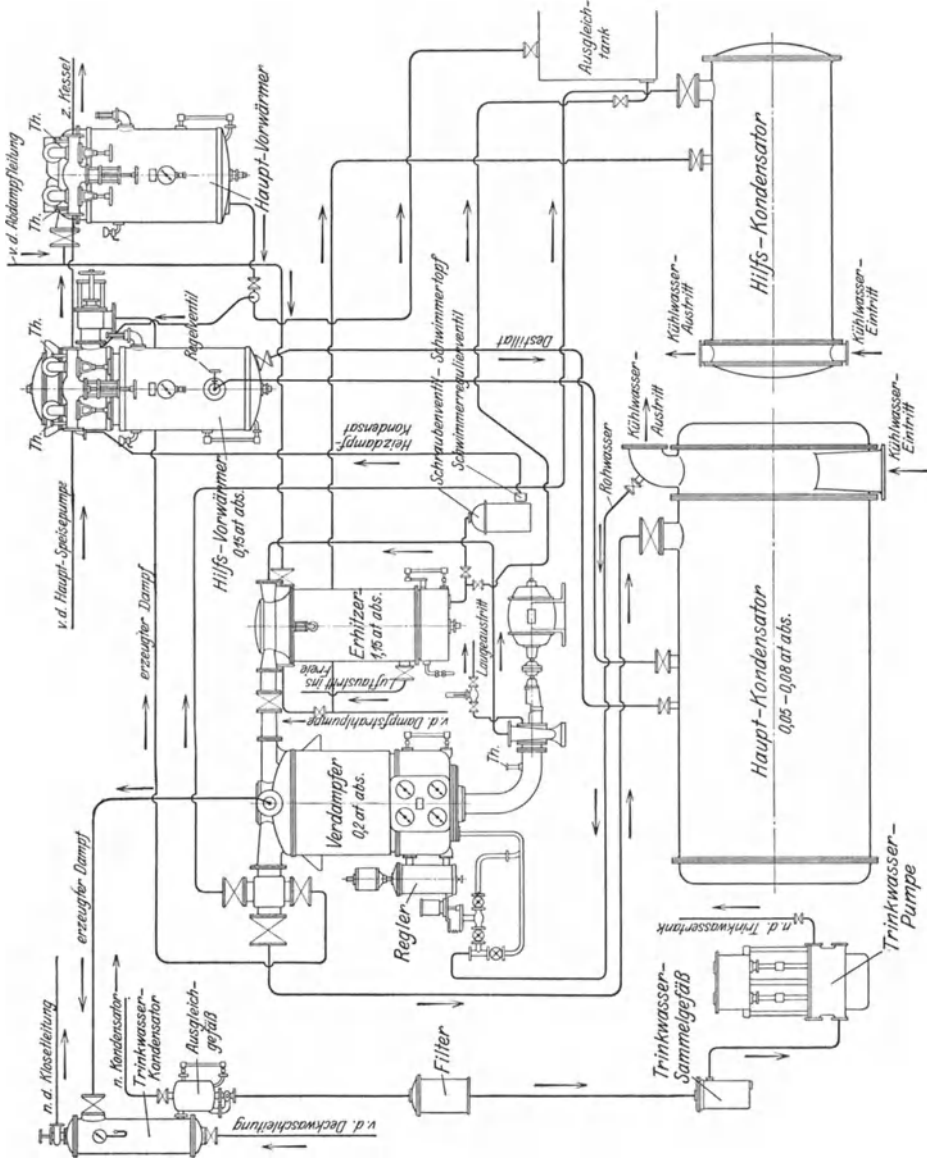


Abb. 398. Schema einer Abdampf-Unterdruckverdampferanlage mit Hilfsvorwärmer und Trinkwasser-Destillieranlage für Bordzwecke von C. Aug. Schmidt Söhne, Hamburg.

besserten Anlage gemäß Abb. 398 mit Hilfsvorwärmer vermieden. Der erzeugte Dampf fließt für gewöhnlich in den Hilfsvorwärmer und dient hier zur Vorwärmung des Kesselspeisewassers. Im Hilfsvorwärmer

wird durch Einstellung des Regelventiles in der Leitung zum Hauptkondensator ein Druck von etwa 0,15 at abs. gehalten. Das im Erhitzer sich bildende Kondensat wird durch ein Schwimmerregulierventil ebenfalls in den Hilfsvorwärmer geleitet, wo seine Flüssigkeitswärme ausgenutzt wird. Der erzeugte Dampf kann auch zur Trinkwasserbereitung benutzt werden. Außerdem sind Reserveanschlüsse nach dem Haupt- und Hilfskondensator vorgesehen. Im Kondensator der Trinkwasseranlage wird die erforderliche Luftleere ebenfalls durch Verbindung mit dem Hauptkondensator aufrechterhalten. Dem Erhitzer wird bei dieser Anlage der Abdampf der Dampfstrahlluftpumpe zugeführt, erforderlichenfalls auch Dampf aus der allgemeinen Hilfsabdampfleitung. Dieser fließt für gewöhnlich mit einem Überdruck von 0,5 bis 1 at in den Hauptvorwärmer, der dem Hilfsvorwärmer nachgeschaltet ist. Das im Hauptvorwärmer sich bildende Kondensat wird zwecks Ausnutzung der Wärme gleichfalls in den Hilfsvorwärmer geschickt. Das gesamte Kondensat des letzteren, in der Hauptsache das gewonnene Destillat, fließt in den Hauptkondensator. Der Ausgleichtank nimmt den Speisewasserüberschuß auf, wenn die Kessel gefüllt sind. Bei Wasserbedarf wird es von hier durch den Hilfsvorwärmer dem Speisewasserkreislauf wieder zugeführt.

Eine Reihe von Anlagen dieser Art haben sich an Bord bereits bestens bewährt.

XIX. Kondensationsanlagen.

197. Allgemeines. Bei Aufstellung einer Kondensationsanlage ist auf die Möglichkeit der Beschaffung des Kühlwassers bzw. des erforderlichen Zusatzwassers bei Rückkühlung Rücksicht zu nehmen. Ist es möglich, die örtliche Lage so auszuwählen, daß das Wasser eines Flusses, eines Sees o. dgl. benutzt werden kann, so ist dies am vorteilhaftesten, meist auch dann, wenn bei größerer Entfernung des Gewässers an diesem ein Pumpenhaus errichtet und das Wasser der Kondensationsanlage zgedrückt werden muß.

Für die Errichtung der Kondensation sind ausreichend bemessene, übersichtliche und helle Räume vorzusehen. Gegen diesen Grundsatz ist früher oft verstoßen worden. Die genannten Forderungen werden bei einer Landanlage mit Einzelkondensation am besten dadurch erfüllt, daß die Kraftmaschinen so hoch aufgestellt werden, daß darunter zu ebener Erde ein 3 bis 4 m hoher, vom Tageslicht erhellter Raum für Kondensation und Rohrleitungen verbleibt. Es ist zweckmäßig, wenn sich im Maschinenraumflur eine Öffnung oder Grätting befindet, die eine Beobachtung der Kondensationspumpen vom Maschinistenstand aus gestattet. Stehen die Kraftmaschinen zu ebener Erde oder nur wenig höher, so empfiehlt es sich, die Kellerräume neben den Kraftmaschinen oben offen zu lassen. Man erhält hierdurch gute Beleuchtung und Übersichtlichkeit auch von der Hauptmaschine aus, allerdings wird der Bedarf an Grundfläche vergrößert. Durch Tieferlegen der

Zahlen-tafel 44. Oberflächenkondensationsanlagen.													
Normalleistung der Turbine N in kW	Kühlfäche des Kondensators F in m ²	Luftleere im VH vom Baro- meterstand	Dampf- verbrauch bei Volast D ₁ in kg/kW-h	Stündliche Dampfmenge D = N · D ₁ in kg/h	Belastung des Kondensators D in kg/m ² u. h.	Kühlwasser- menge in kg pro kg Dampf	Kühlwasser- entnahme	Kühlwasser- temperatur (geschätzt) in °C	Kondensat- entsprechend t _k in °C	Dampf- temperatur entsprechend in °C	Luftleere t _l in °C	Unter- kühlung des Kondensators t _s - t _k in °C	Art der Luftpumpe
300	150	96	10,0	3000	20,0	—	—	—	18	29,1	29,1	11,1	Trockene Kolbenluftpumpe
500	215	96	9,0	4500	20,9	—	—	—	18	29,1	29,1	11,1	Naßluftpumpe
600	192	97	8,0	4800	25,0	50	Fluß	15	23	24,3	24,3	1,3	Rotierende Luftpumpe
750	130	92	6,33	4740	36,5	60	Rückkühlung	20	40	41,6	41,6	1,6	„
780	340	95,1	8,95	6980	20,6	47	Tiefbrunnen	10	31,7	32,7	32,7	1,0	Trockene Kolbenluftpumpe
800	340	93	11,0	8800	25,9	50	Rückkühlung	20	35	39,2	39,2	4,2	Naßluftpumpe
950	220	93	9,07	8610	39,2	50	„	20	35	39,2	4,2	„	„
1000	400	96	7,3	7800	18,3	—	—	—	18	29,1	29,1	11,1	„
1000	225	95,5	6,18	6180	27,5	61	Rückkühlung	20	31,5	33,0	33,0	1,5	Trockene Kolbenluftpumpe
1065	390	91	7,45	7940	20,4	67	„	20	38	44,0	44,0	6,0	„
1065	400	91	7,40	7880	19,7	67	„	20	38	44,0	44,0	6,0	Naßluftpumpe
1100	260	93	9,23	10150	39,1	—	Kanal	15	—	39,2	39,2	—	„
1450	520	96	7,62	11060	21,3	—	„	15	—	29,4	29,4	—	Trockene Kolbenluftpumpe
1500	500	90 ¹⁾	8,4	12600	25,2	49	Ostsee	5	—	46,0	46,0	—	„
1500	500	94	7,7	11550	23,1	49	t _m = 7,5° t _{max} = 21°	—	—	37,8	37,8	—	„
1500	260	92	5,95	8930	34,4	60	Rückkühlung	20	40	41,6	41,6	1,6	Strahlapparat
1650	520	96	7,62	12570	24,2	—	Kanal	15	—	29,4	29,4	—	Trockene Kolbenluftpumpe
1800	640	90	7,44	13380	20,9	60	Rückkühlung	20	35	46,0	46,0	11,0	Naßluftpumpe
1800	430	90	8,50	15290	35,6	60	„	20	35	46,0	46,0	11,0	„
2000	650	90	7,64	15270	23,5	60	„	20	35	46,0	46,0	11,0	Rotierende Luftpumpe
2000	820	94,5	6,64	13280	16,2	80	„	20	30	34,7	34,7	4,7	Naßluftpumpe
2300	820	93,5	6,54	15020	18,3	80	„	20	31	37,9	37,9	6,9	„
2300	760	92	7,30	16790	22,1	55	„	20	40	41,6	41,6	1,6	Strahlapparat
3000	900	90	6,79	20360	22,6	60	„	20	35	46,0	46,0	11,0	Naßluftpumpe
3400	900	93	5,97	21300	23,7	—	„	20	34	39,2	39,2	5,2	Trockene Kolbenluftpumpe
3400	900	96	6,51	22130	24,6	—	Kanal	15	—	29,1	29,1	—	„
5000	1200	95	5,58	27880	23,2	40	„	15	30	33,0	33,0	3,0	Rotierende Luftpumpe
6000	1400	97	6,64	39800	28,4	49	Ostsee	5	—	24,3	24,3	—	Trockene Kolbenluftpumpe

1) Die schlechtere Luftleere wurde künstlich hergestellt.

Zahlentafel 45.
Anlagekosten von Oberflächenkondensationsanlagen.

Elektrische Normalleistung der Turbine kW	Umlaufzahl der Turbine Umdr./min	Art und Antrieb der Kondensationspumpen	Anlagekosten der Turbine \mathcal{M}	Anlagekosten des Generators \mathcal{M}	Anlagekosten der Kondensation \mathcal{M}	Gesamtanlagekosten \mathcal{M}	Anteil der Kosten der Kondensation an den Gesamtkosten v.H.
300	3000	Kühlwasserkreiselpumpe durch 1 Motor, Kondensat- und Kolbenluftpumpe durch 1 Motor	41 620	—	14 940	56 560	26,4
500	3000	Kühlwasserkreiselpumpe durch 1 Motor, Kondensat- und Kolbenluftpumpe durch 1 Motor					
600	3000	Kühlwasser- und Kondensatkreislumppe, rotierende Luftpumpe zusammen durch Dampfmaschine	42 000	—	19 000	61 000	31,2
750	1500	Kühlwasserkreiselpumpe, Kondensatkreislumppe und rotierende Luftpumpe durch je einen Motor	45 300	31 060	23 330	99 690	23,4
780	1500	Kühlwasserkreiselpumpe durch 1 Motor, Kondensat- und Kolbenluftpumpe durch 1 Motor	48 565	—	31 790	—	—
794	3000	Kühlwasserkreiselpumpe, Kondensatkreislumppe und rotierende Luftpumpe durch 1 Motor	48 675	33 710	25 240	107 625	23,5
1000	3000	Kühlwasserkreiselpumpe, Kondensatkreislumppe und rotierende Luftpumpe durch Dampfmaschine	55 000	—	28 700	—	—
1070	3000	Kühlwasserkreiselpumpe, Kondensatkreislumppe und rotierende Luftpumpe durch 1 Motor	48 675	33 710	25 240	107 625	23,5
1500	1500	Kühlwasserkreiselpumpe und Naßluftpumpe durch 1 Motor	157 510	—	48 790	206 300	23,6
1500	1500	Kühlwasserkreiselpumpe durch 1 Motor, Naßluftpumpe durch 1 Motor	123 000	—	39 130	162 130	24,2
1760	1500	Kühlwasserkreiselpumpe, Kondensatkreislumppe und Kolbenluftpumpe durch je 1 Motor	155 600	—	45 720	—	—
2000	1500	Kühlwasserkreiselpumpe und Naßluftpumpe durch je 1 Motor	312 000	—	120 000	432 000	25,5
2000	3000	Kühlwasserkreiselpumpe und Naßluftpumpe durch je 1 Motor					
2000	1500	Kühlwasserkreiselpumpe und rotierende Luftpumpe durch 1 Motor, Kondensatkreislumppe durch 1 Motor	129 220	—	27 830	—	—
2200	1500	Kühlwasserkreiselpumpe, Kondensatkreislumppe und Kolbenluftpumpe durch je 1 Motor	79 250	—	32 300	—	—
2250	1500	Kühlwasserkreiselpumpe, Kondensatkreislumppe und rotierende Luftpumpe durch Dampfmaschine	76 200	—	42 700	118 900	36,0
2800	3000	Kühlwasserkreiselpumpe durch 1 Motor, Naßluftpumpe durch 1 Motor	76 050	—	31 900	—	—
3000	1500	Kühlwasserkreiselpumpe durch 1 Motor, Naßluftpumpe durch 1 Motor	167 700	—	73 150	240 850	30,4

Kondensatpumpe, namentlich bei senkrechter Anordnung, kann häufig an Kellerhöhe gespart werden.

Die Hauptdaten einer Reihe von Oberflächenkondensationsanlagen für Dampfturbinen in deutschen Elektrizitätswerken enthält Zahlentafel 44 nach einer Umfrage im Jahre 1913 ⁴⁹⁾. Die Zusammenstellung gibt einen Anhalt über die Belastung des Kondensators bei Vollast und die Größe der Kühlwassermenge bei verschiedenen Temperaturen. Die Werte für die Unterkühlung des Kondensates von 1 bis 2°C können kaum als zuverlässig gelten. Mit Bezug auf die Anwendung der verschiedenen Luftpumpenarten haben die Angaben für heutige Verhältnisse keine Gültigkeit mehr.

198. Kosten der Kondensationsanlagen. Die Anlagekosten der Kondensationsanlagen sowie diejenigen der zugehörigen Hauptturbinen und Generatoren (Zahlentafel 45) gelten ebenfalls für die Zeit vor 1913. Die Art der Kondensation hat,

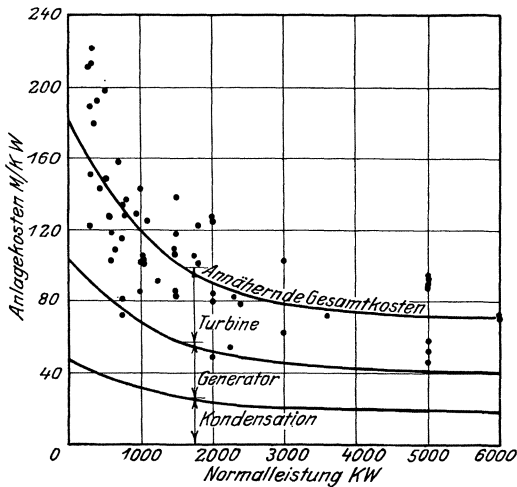


Abb. 399. Anlagekosten von Oberflächenkondensationsanlagen.

wie man erkennt, keinen erheblichen Einfluß auf den Anteil der Kondensation an den Gesamtkosten. Die hohen Werte von 36 bzw. 31,2 vH sind nicht darauf zurückzuführen, daß die Kondensation teurer als in anderen Fällen, sondern daß der Preis der Turbogeneratoren außergewöhnlich niedrig war. Es ergibt sich, daß von den Gesamtkosten etwa 43 vH auf die Turbine, etwa 31 vH auf den

elektrischen Generator und etwa 26 vH auf die Kondensationsanlage entfallen. Unter der Annahme, daß diese Hundertsätze für verschiedene Turbinenleistungen nur wenig voneinander abweichen, zeigt Abb. 399 die Verteilung der Gesamtkosten für 1 kW auf Turbine, Generator und Kondensation.

Die Verzinsung des Anlagekapitals erfolgte damals mit 3,5 bis 4,5 vH, die Abschreibung mit 7 bis 10 vH, was einer Lebensdauer von 15 bis 10 Jahren entspricht.

Bei den Betriebskosten spielt auch der Schmierölverbrauch eine Rolle, über den Zahlentafel 46 einigen Anhalt gibt. Die einzelnen Werte weichen stark voneinander ab. Besonders hinzuweisen ist auf den niedrigen Ölverbrauch bei Kondensationsanlagen mit Dampfstrahlsaugern zur Absaugung der Luft. Der Ölverbrauch für eine Turbinenbetriebsstunde folgt für die Kondensation allein zu etwa 20 bis 300 g je nach Leistung und Pumpenart. Für die nutzbar

erzeugte kW-h beträgt der Ölverbrauch der Kondensation 0,0006 bis zu 0,07 g.

Zahlentafel 46.
 Jährlicher Ölverbrauch von Turbogeneratoren und ihren Kondensationsanlagen.

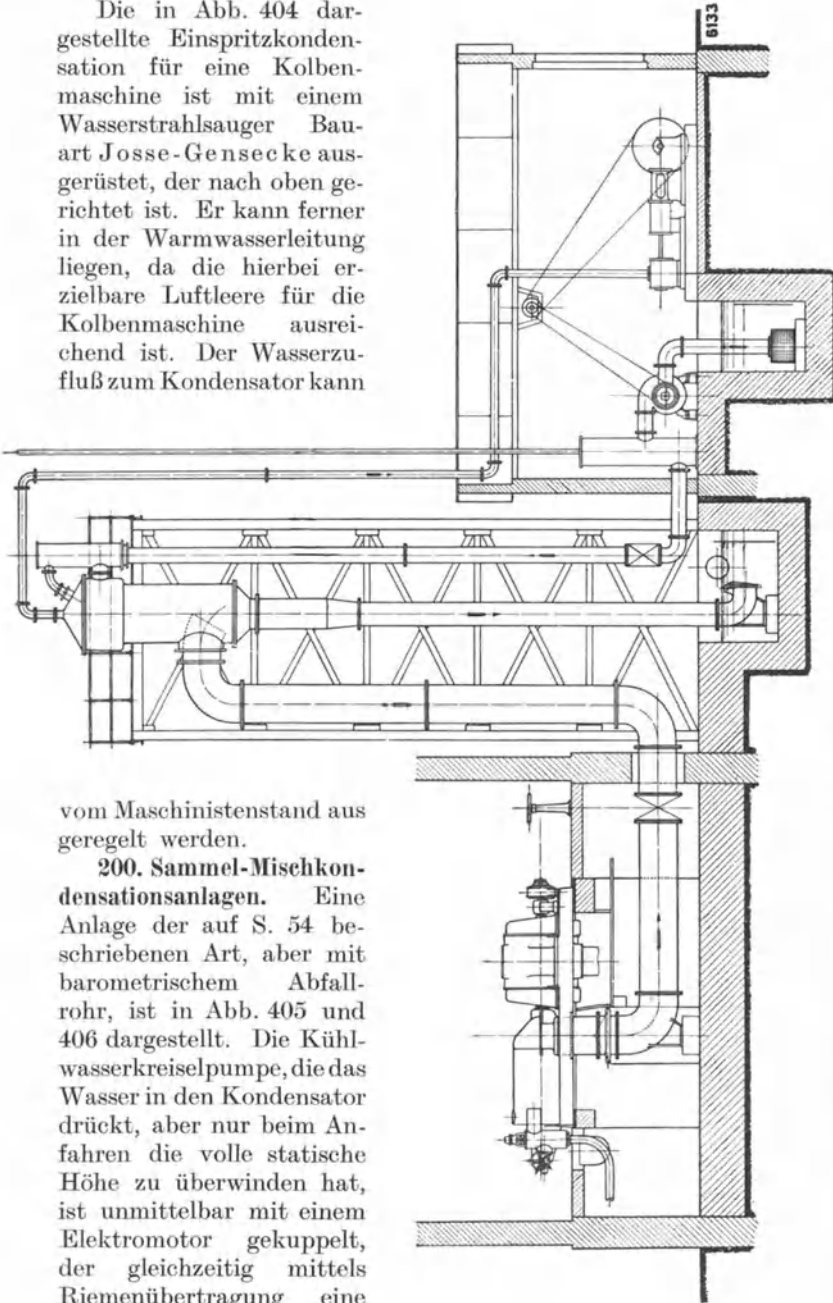
Normalleistung der Turbine kW	Jährlicher Ölverbrauch in kg		Bemerkungen
	des Turbo- generators	der Kondensation	
500	600	—	
600	}	135	—
600			
750			
750			
820			
1000	500	70	
1200	150	70	
1250	600	60	
2000	1000	—	} Luftabsaugung durch Strahlapparate
2300	—	10	
3000	200	80	
3000	1000	—	
3000	1000	500	
5100	600	500	
320	}	200	
320			
700			
250			
800			
950	}	2800	
2400			
2400			

Ausführungsbeispiele von Kondensationsanlagen.

199. Einzel-Mischkondensationsanlagen. Eine Einspritzkondensationsanlage für eine Kolbenmaschine in der Ausführung der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg zeigen die Abb. 400 bis 402. In die Abdampfleitung ist ein Entöler eingeschaltet. Das hier abgeschiedene Gemisch von Kondensat und Öl fließt in einen darunter angeordneten Ölfängerapparat, in dem sich das Öl im wesentlichen abscheidet und wiedergewonnen werden kann. Das verbleibende Ölwasser wird von einem automatischen Ölwasserableiter abgezapft. Der eigentliche Kondensator hat dieselbe lichte Weite wie die Abdampfleitung. Die Naßluftpumpe Bauart Lentz (96) wird von einer Transmission durch Riemen angetrieben. Der in die Druckleitung eingeschaltete Windkessel ermöglicht die Überwindung einer Druckhöhe bis zu 2 m.

Eine Anlage mit barometrischem Abfallrohr für eine Dampfturbine von Brown, Boveri & Co. zeigt Abb. 403. Eine Kolbenluftpumpe ist unmittelbar mit einer Dampfmaschine gekuppelt, die mittels einer Riemenübertragung die Kühlwasserpumpe antreibt. Vor dem Eintritt in den Kondensator wird das Kühlwasser entlüftet.

Die in Abb. 404 dargestellte Einspritzkondensation für eine Kolbenmaschine ist mit einem Wasserstrahlsauger Bauart Josse-Gensecke ausgerüstet, der nach oben gerichtet ist. Er kann ferner in der Warmwasserleitung liegen, da die hierbei erzielbare Luftleere für die Kolbenmaschine ausreichend ist. Der Wasserzufluß zum Kondensator kann



vom Maschinenstand aus geregelt werden.

200. Sammel-Mischkondensationsanlagen. Eine Anlage der auf S. 54 beschriebenen Art, aber mit barometrischem Abfallrohr, ist in Abb. 405 und 406 dargestellt. Die Kühlwasserkreiselpumpe, die das Wasser in den Kondensator drückt, aber nur beim Anfahren die volle statische Höhe zu überwinden hat, ist unmittelbar mit einem Elektromotor gekuppelt, der gleichzeitig mittels Riemenübertragung eine Kolbenluftpumpe antreibt. Der Kondensator liegt so

Abb. 403. Einspritzkondensationsanlage mit barometrischem Abfallrohr für eine Dampfturbine von Brown, Boveri u. Co.

hoch, daß das Wasser aus ihm unmittelbar der Einlaufrinne des Kaminkühlers zufließt.

In diesem Zusammenhange sei auch auf die Weißsche Mischkondensationsanlage (Abb. 31) hingewiesen.

Bei der Mischkondensation von Balcke mit Wasserstrahlluftsauger (Abb. 407 und 408) wird dieser von einer besonderen Pumpe beaufschlagt. Das Strahlwasser gießt oberhalb des Wasserspiegels aus und gelangt in den Kaltwasserbehälter zurück.

Die von der Firma Otto Estner, Kühlwerksbau G. m. b. H., Dortmund, gelieferte Anlage auf der Staatlichen Berginspektion Dillenburg

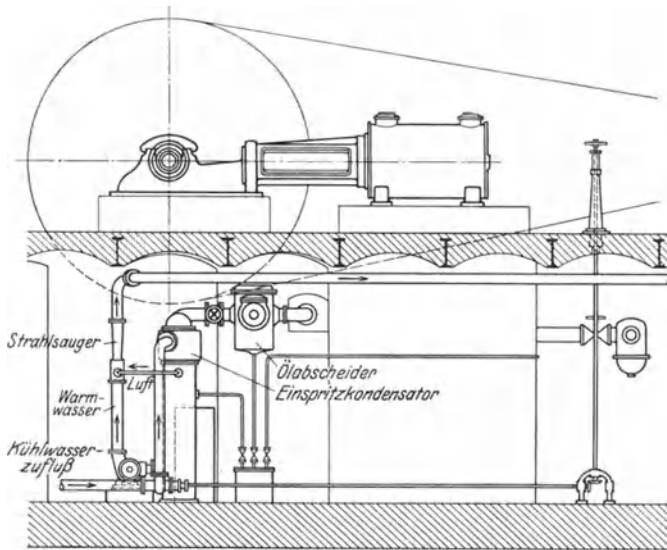


Abb. 404. Einspritzkondensation für eine Kolbenmaschine mit Wasserstrahlsauger Bauart Josse-Gensecke.

mit einem Kondensator nach Abb. 24 und 25 ist in Abb. 409 und 410 dargestellt. Die Abdampfmenge ist 3500 kg/h; die Warmwasserpumpe ist für eine Leistung von 140 m³/h bemessen. Warmwasser und Luftpumpe werden gemeinsam von einer Dampfturbine angetrieben. Die Luftpumpe hat die in 125 beschriebene Bauart. In die Abdampfleitung ist ein Wasserabscheider eingeschaltet, aus dem das Kondensat durch einen selbsttätig wirkenden, mit Frischdampf betriebenen Wasserablenker entfernt wird. Der Abdampf der Hilfsturbine gelangt durch die Abdampfleitung ebenfalls in den Kondensator.

201. Einzel-Oberflächenkondensationsanlagen. Abb. 411 und 412 nach⁶⁷⁾ zeigen eine ältere Anlage mit durch Riemen angetriebener Kolbenluftpumpe und mit getrennter Kolbenkondensatpumpe, wie sie heute nicht mehr ausgeführt wird. Der Raumbedarf der Kondensation ist im Vergleich zum Turbogenerator sehr groß. Die aus dem Querschnitt des Kondensators ersichtliche Kühlwasserführung ist sehr unzuweckmäßig, weil sie

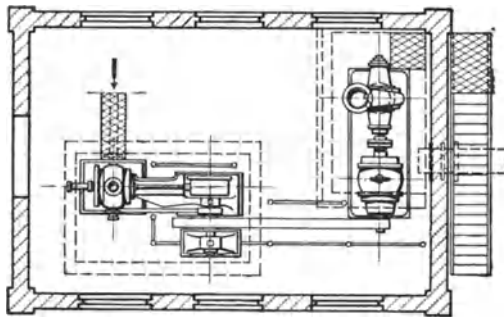
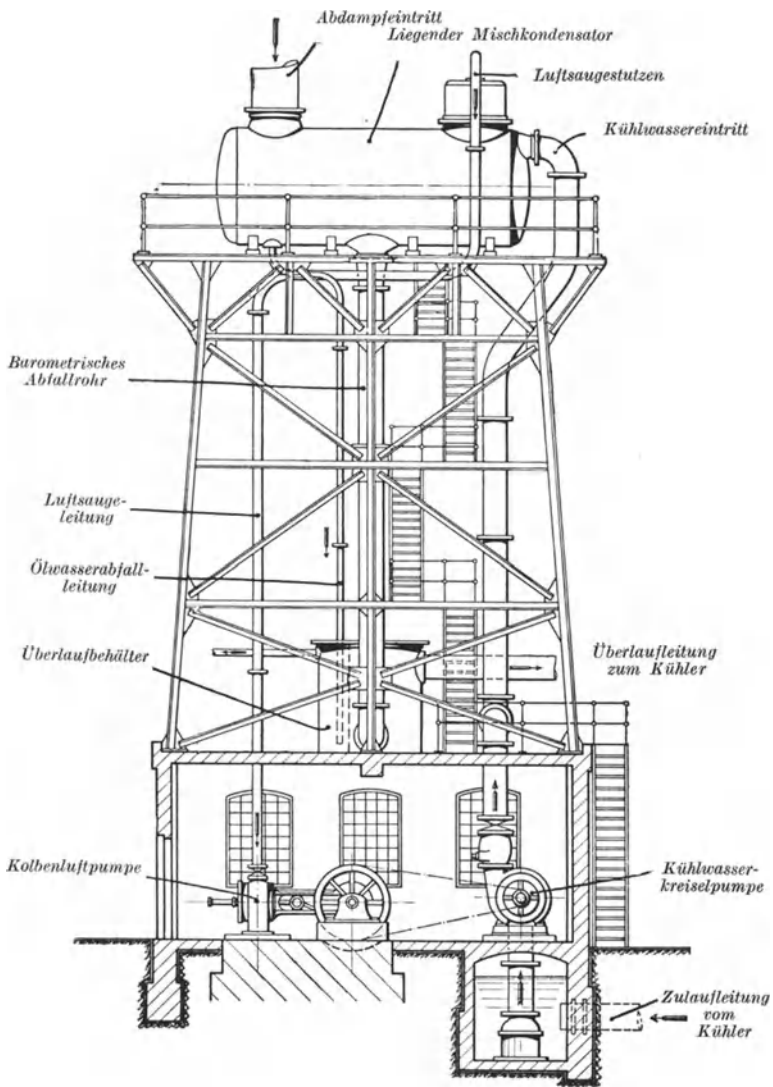


Abb. 405 und 406. Sammel-Mischkondensationslage der Maschinenbau A.-G. Balcke mit barometrischem Abfallrohr und Kolbenluftpumpe.

dort, wo der Dampf niedergeschlagen wird, niedrige Geschwindigkeiten ergibt und zu sehr großen Abmessungen des Kondensators führt.

Wesentlich günstiger in bezug auf Raumbedarf ist bereits eine Anlage mit Naßluftpumpe (Abb. 413 bis 415), die nach Angaben von Josse von Pape, Henneberg & Co., Hamburg, erbaut worden ist. Bei einer Dampfmenge von 8000 kg/h und 60facher Kühlwassermenge von 25° C Eintrittstemperatur betrug die Luftleere 93 vH vom Barometerstand.

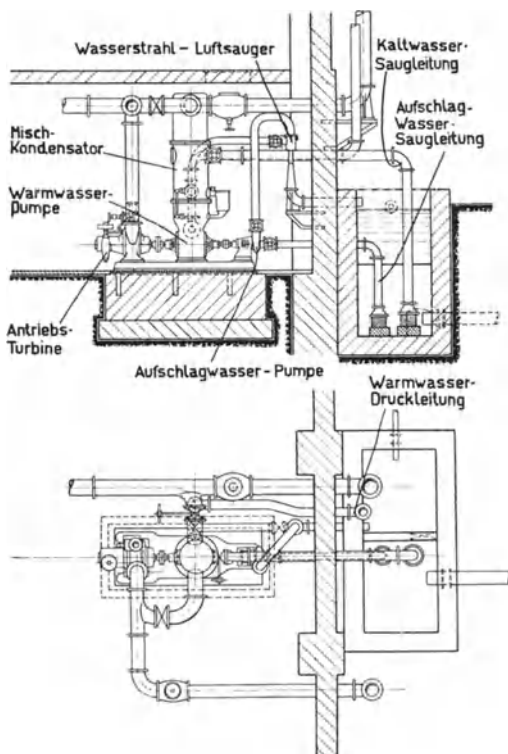


Abb. 407 und 408. Sammel-Einspritzkondensationsanlage der Maschinenbau A.-G. Balcke mit Wasserstrahlluftpumpe.

Wasserstrahlsauger ausgerüsteten Anlagen (Abb. 420 und 421) das Strahlwasser einen Kreislauf für sich machen.

Abb. 422 bis 424 zeigt eine MAN-Kondensationsanlage im Großkraftwerk Franken A.-G. Wegen der Größe der Kühlfläche ist der Kondensator unterteilt und als Doppelkondensator ausgebildet, der mit Spülsystem Hülsmeier ausgerüstet ist. Es sind zwei Pumpwerke je für die halbe Leistung vorgesehen, von denen das eine durch Elektromotor, das andere durch eine Dampfturbine angetrieben wird. Dies zweite Pumpwerk kann bei Strommangel zum Anlassen benutzt werden. Die zweite Kondensatpumpe wird für sich durch einen Elektromotor angetrieben.

Abb. 416 und 417 zeigen eine Kondensationsanlage für eine Dampfturbine von Brown, Boveri & Co. mit querstehendem Dauerbetriebskondensator, Wasserstrahlluftsauger und

Pumpensatz gemäß Abb. 233 mit besonderer Strahlwasserpumpe. Nur erfolgt hier der Antrieb durch Elektromotor. Das Warmwasser fließt in einen Kanal ab.

Bei der Anlage von Balcke (Abb. 418 und 419) mit Wasserstrahlsauger von Müller, die mit Rückkühlung des Kühlwassers arbeitet, ist die besondere Strahlwasserpumpe entbehrlich. Das Aufschlagwasser wird von der Kühlwasserdruckleitung abgezweigt.

Die Allgemeine Elektrizitäts-Gesellschaft läßt bei ihren modernen mit

In Abb. 425 und 426 ist eine Oberflächenkondensationsanlage der AEG für eine 5000 KVA-Turbodynamo dargestellt. Kühlwasserpumpe, Kondensatpumpe und Schleuderluftpumpe in der Anordnung nach Abb. 241 werden von einer Dampfturbine angetrieben. Das Schleuderwasser macht einen Kreislauf mit eingeschaltetem Kühler. Das für ihn erforderliche Kühlwasser wird der Hauptkühlwasserdruckleitung entnommen. Anlagen dieser Art werden zwar heute nicht mehr gebaut, sind aber noch in vielen Kraftwerken in Betrieb.

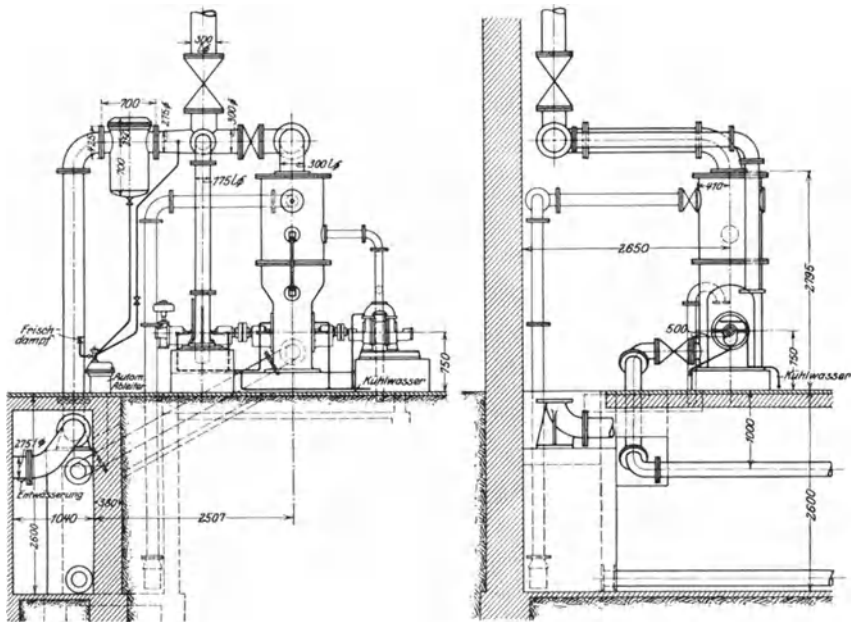


Abb. 409 und 410. Sammel-Einspritzkondensationsanlage der O. Estner Kühlwerksbau G. m. b. H. mit Elmo-Luftpumpe.

Bei einer Oberflächenkondensationsanlage der Maschinenbau A.-G. Balcke für eine Zweidrukturbine (Abb. 427 und 428) ist auf gute Zugänglichkeit des Kondensators und der Pumpengruppe besonderer Wert gelegt. Die drei Pumpen werden mit einer Drehzahl von 1400 i. d. Min. von einer Hilfsturbine angetrieben; die umlaufende Luftpumpe hat die in Abb. 239 dargestellte Bauart. Der Anlage liegen folgende Verhältnisse zugrunde: Leistung des Turbogenerators 3600 kW, Dampfmenge 35 000 kg/h, Kühlwassermenge 2100 m³/h (60fach). Bei einer Kühlwassertemperatur von 27° C soll eine Luftleere von 92 vH von 760 mm Barometerstand erreicht werden. Die Hauptabmessungen des Kondensators sind 2,6 m Dmr. bei 4,4 m Länge.

Die Ausführung einer Kondensationsanlage des Dortmunder Vulkan mit Dampfstrahlluftpumpe Bauart Josse-Gensecke ist aus den Abb. 429 bis 431 zu ersehen.

Eine Oberflächenkondensationsanlage der Mirrlees Watson Co., Glasgow, im Bankside-Kraftwerk zu London, mit Dampfstrahlluftpumpen nach Abb. 293 zeigen Abb. 432 und 433. Die Pumpen sind der

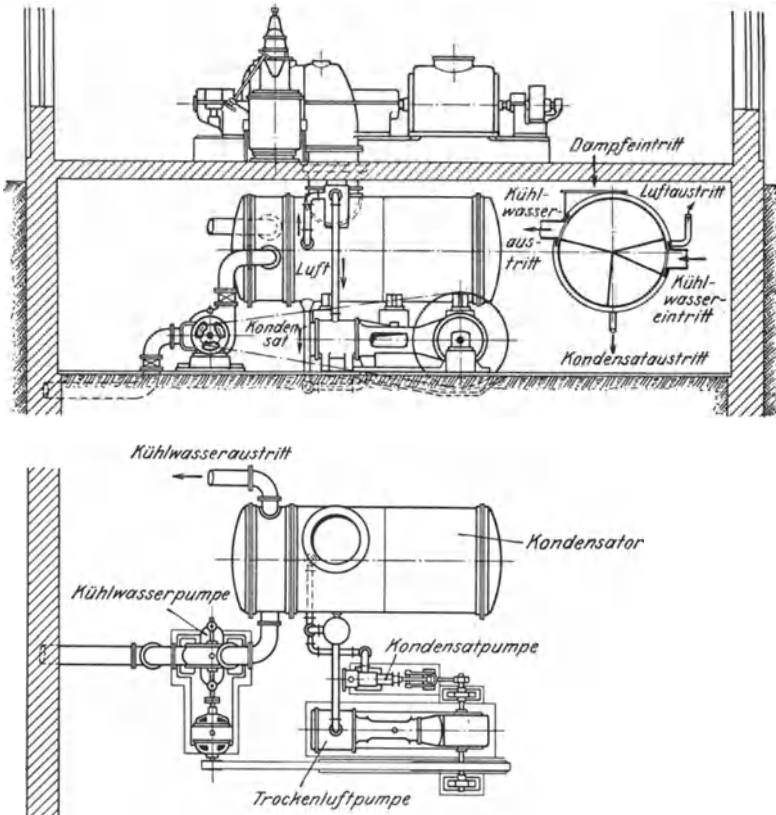


Abb. 411 und 412. Ältere Oberflächenkondensationsanlage mit Kolbentrockenluftpumpe.

besseren Bedienbarkeit halber über Flur angeordnet. Sie haben verschiedene Größe, damit zwecks wirtschaftlichen Arbeitens die Luftpumpenleistung der Belastung der Hauptmaschine angepaßt werden kann. Bei Belastung der Hauptmaschine bis zu etwa $\frac{1}{3}$ der vollen Belastung wird der kleinere Strahlsauger angestellt, bei $\frac{1}{3}$ bis $\frac{2}{3}$ Belastung der größere, der doppelt soviel leistet wie der kleine, und bei mehr als $\frac{2}{3}$ Belastung beide Strahlsauger gleichzeitig.

Am Kondensator ist bemerkenswert, daß er trotz seiner Größe aus Gußeisen besteht und aus acht miteinander verschraubten Teilen zu-

sammengesetzt ist. Die Kühlfläche beträgt 1394 m^2 , bei einem Durchmesser des Kondensators von 2435 mm und einer Kühlrohrlänge zwischen den Rohrplatten von 2852 mm . Die Rohre haben 19 mm äußeren Dmr. und sind aus Messing der Legierung 70/30 hergestellt. Die Kühlwassermenge ist $3930 \text{ m}^3/\text{h}$, das Kühlwasserverhältnis rd. 50fach. Bei einer Kühlwassertemperatur von $12,8^\circ \text{ C}$ soll eine Luftleere von $96,7 \text{ vH}$ be-

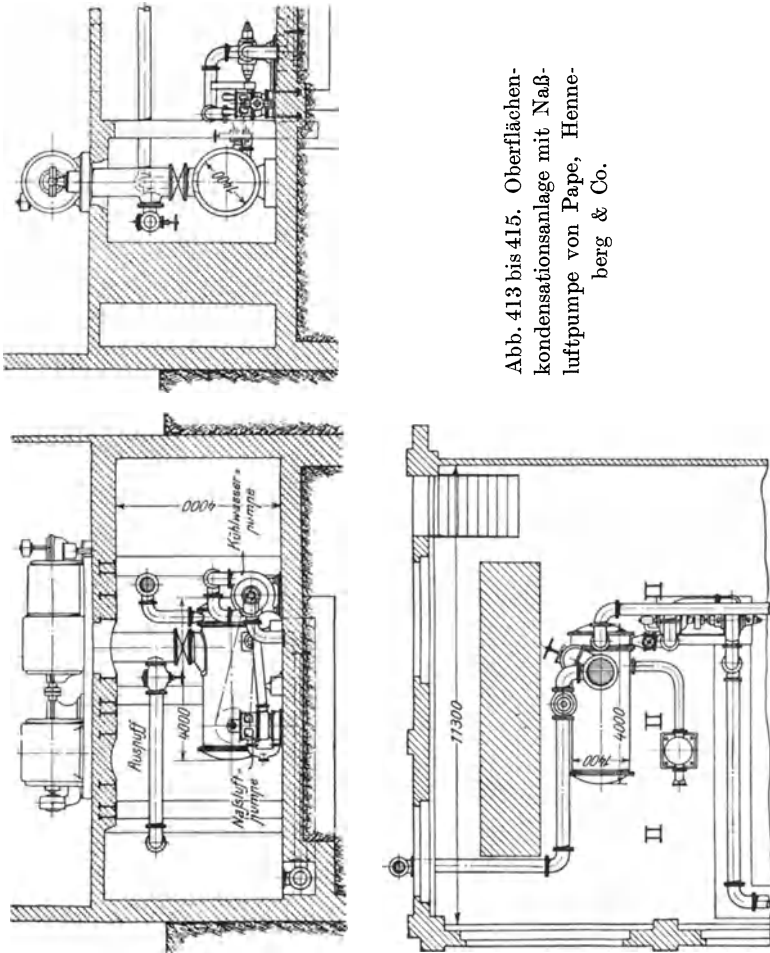
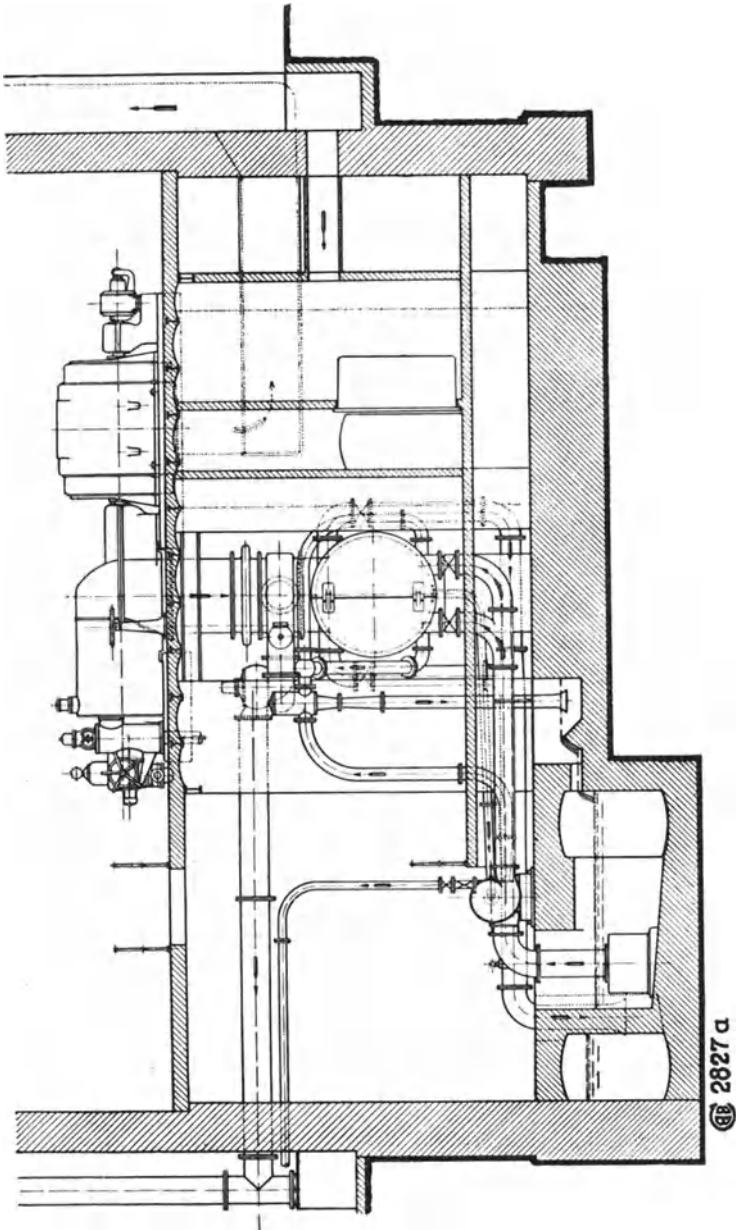


Abb. 413 bis 415. Oberflächenkondensationsanlage mit Naßluftpumpe von Pape, Henneberg & Co.

zogen auf 760 mm Barometerstand erreicht werden. Die zugehörige Dampfturbine hat eine Leistung von $10\,000 \text{ kW}$, die Abdampfmenge beträgt rd. $55\,000 \text{ kg/h}$.

202. Sammel-Oberflächenkondensationsanlagen. Bei der aus dem Jahre 1902 stammenden Anlage von Sack & Kiesselbach, Abb. 434 bis 436 ²⁰⁾, sind zwei stehende, oben zwecks Reinigung offene Konden-



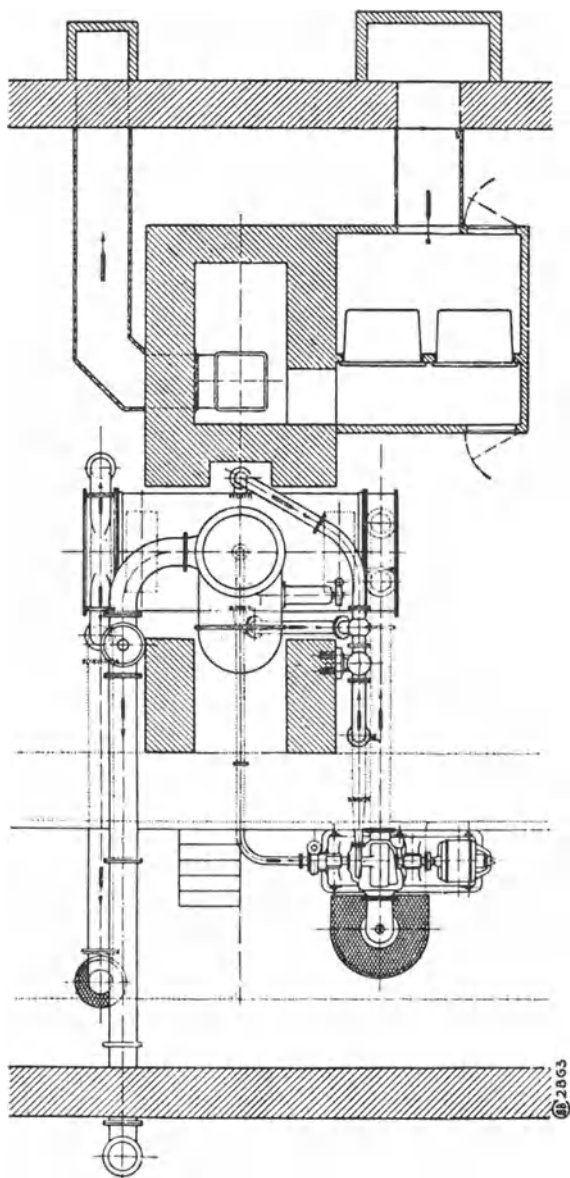


Abb. 416 und 417. Oberflächenkondensationsanlage von Brown, Boveri & Co. mit Wasserstrahluttpumpe.

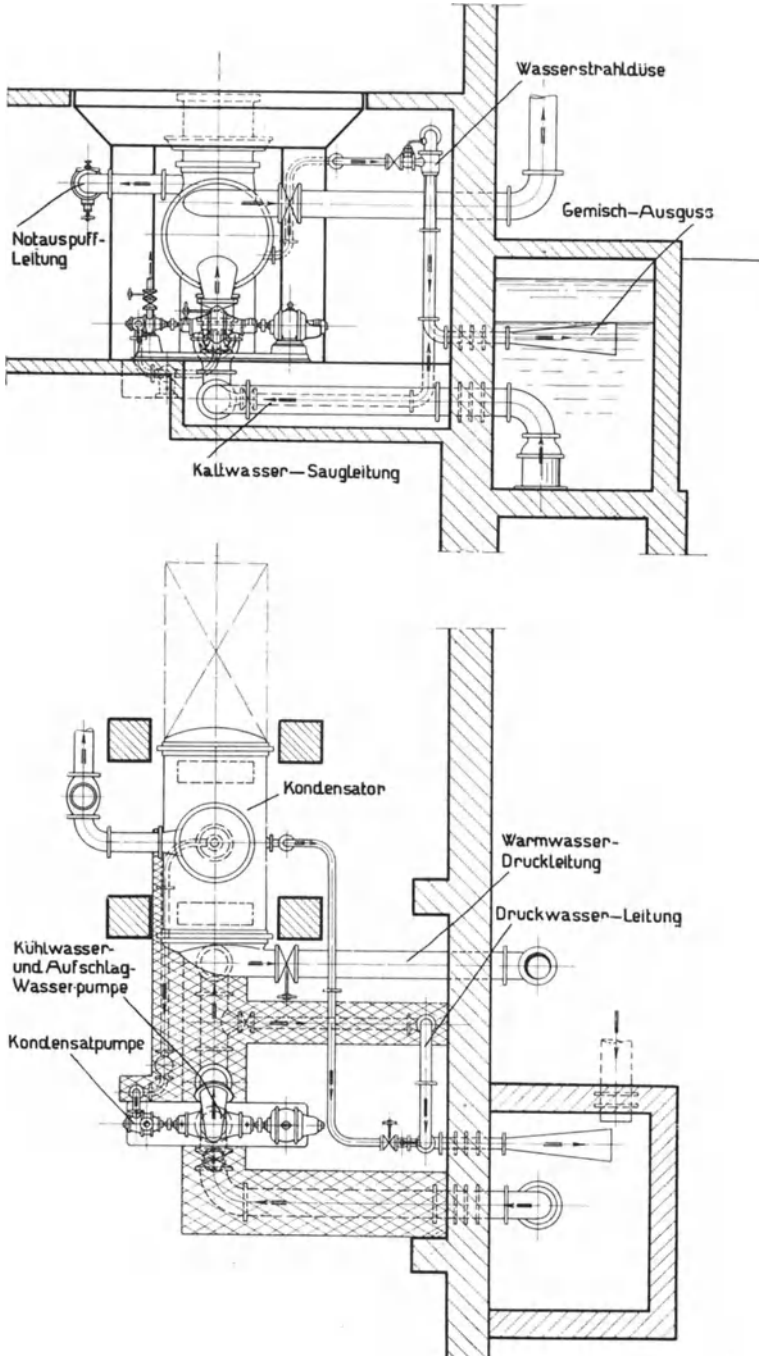


Abb. 418 und 419. Oberflächenkondensationsanlage der Maschinenbau A.-G. Balcke mit Wasserstrahl- und Luftpumpe.

satoren hintereinandergeschaltet. Der Abdampf gelangt zunächst in einen Entöler und durchströmt dann die Kondensatoren im Gegenstrom zum Wasser. Dieses wird aus dem Sammelbecken des (nicht gezeichneten) Kühlturms von einer Kolbenkühlwasserpumpe angesaugt und durch die Kondensatoren auf den Kühlturm gedrückt. Bei geeigneter

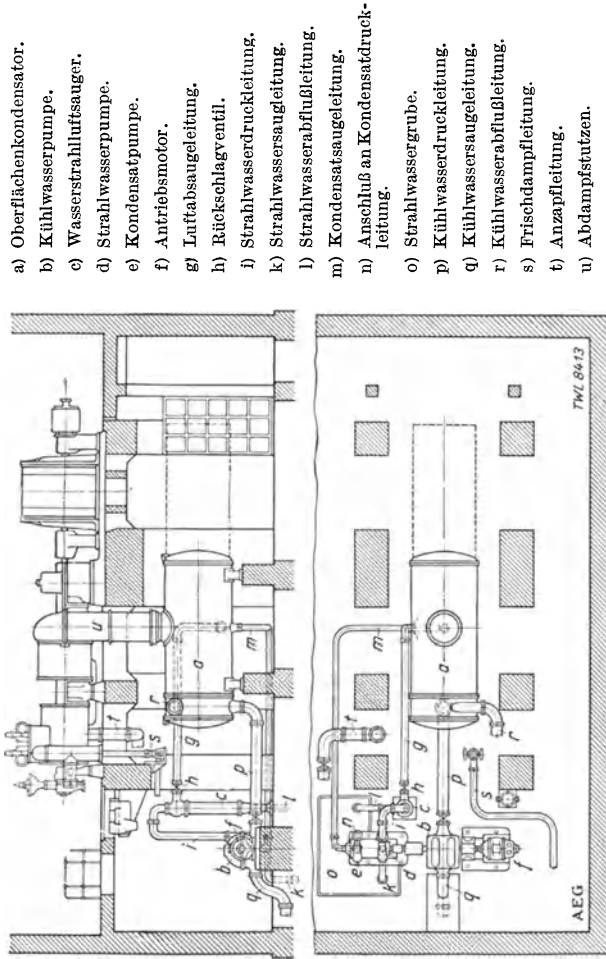


Abb. 420 und 421. Oberflächenkondensationsanlage für eine 1500 kVA - Anzapfturbine der Allgemeinen Elektrizitäts - Gesellschaft mit Wasserstrahlluftsauger.

Höhenlage des Kühlturms könnte das Wasser auch den Kondensatoren vom Sammelbehälter aus zulaufen und nach Verlassen der Kondensatoren von der Pumpe unmittelbar auf den Kühler gefördert werden. Sämtliche Pumpen werden von einer Verbunddampfmaschine angetrieben, die Kondensat- und Ölwasserpumpe von den Kreuzköpfen aus. Diese beiden Pumpen haben Saugschlitze, die vom Kolben freigelegt

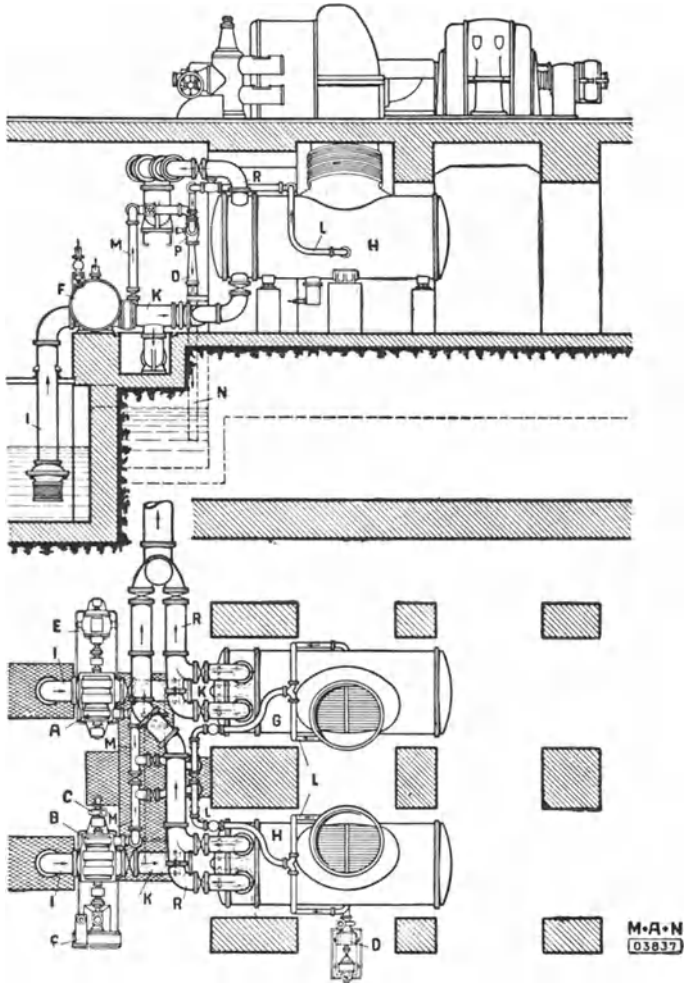
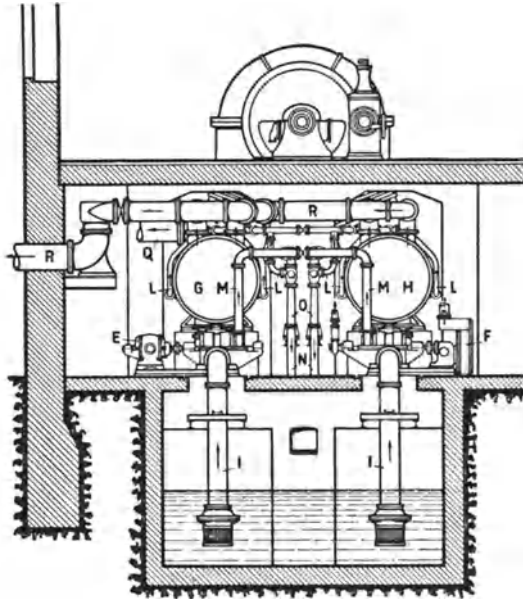


Abb. 422 bis 424. Oberflächenkondensationsanlage mit Doppelkondensator



A = Kühl- und Strahlwasserpumpe.
 B = Kühl- und Strahlwasserpumpe.
 C = Kondensatpumpe.
 D = Kondensatpumpe.
 E = Elektromotor.
 F = Hilfsturbine.
 G = Oberflächenkondensator.
 H = Oberflächenkondensator.
 I = Kühlwassersaugeleitungen.
 K = Kühlwasserdruckleitungen.

L = Luftsaugeleitungen.
 M = Strahlwasserdruckleitungen.
 N = Strahlwasserabflußleitungen.
 O = Diffusoren der Wasserstrahl-
 sauger.
 P = Luftsaugeraum der Strahl-
 sauger.
 Q = Auspuffleitung.
 R = Kühlwasserleitungen zum Kühl-
 turm.

und doppeltem Pumpwerk der Maschinenfabrik Augsburg - Nürnberg.

werden. Die Kolbenverbundluftpumpe arbeitet mit Wassereinspritzung. Die Anlage ist für eine Abdampfmenge von 35 000 kg/h be-

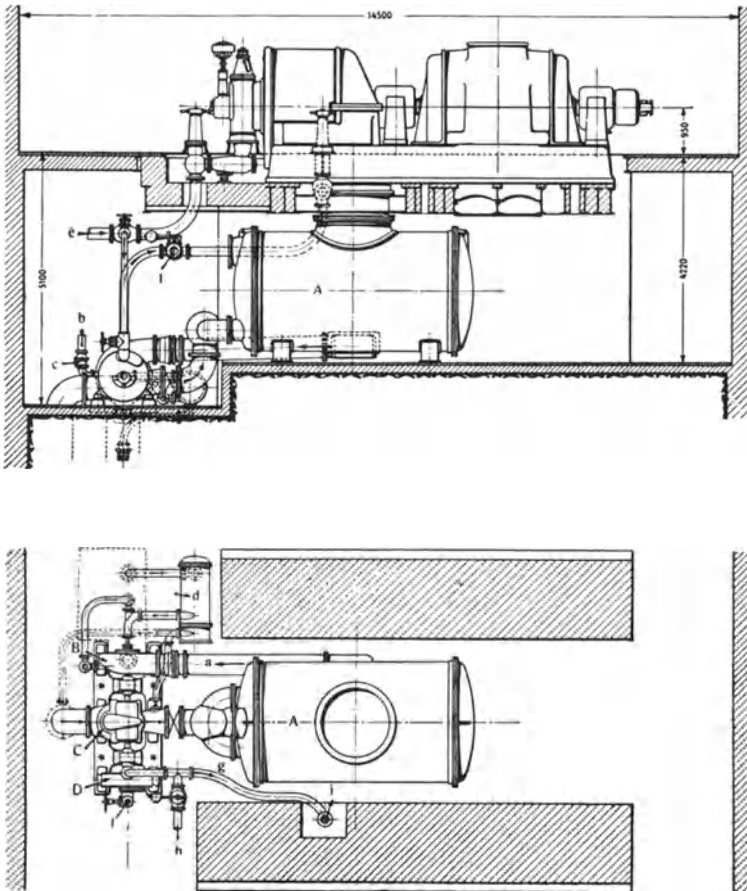


Abb. 425 und 426. Oberflächenkondensationsanlage der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft mit umlaufender Wasserstrahl-Luftpumpe.

A = Oberflächenkondensator.
 B = Luft- und Kondensatpumpe.
 C = Kühlwasserpumpe.
 D = Hilfsturbine.
 a = Luft- und Kondensatsaugleitung.
 b = Kondensatdruckleitung.
 c = Rückschlagventil.

d = Schleuderwasserkühler.
 e = Hauptfrischdampfleitung.
 f = Hilfsturbinen-Zudampfleitung.
 g = Hilfsturbinen-Abdampfleitung.
 h = Hilfsturbinen-Auspuffleitung.
 i = Anschluß an Hauptturbine.
 l = Sicherheitsventil.

messen. Bei Lufteinlaß durch eine Düse von 40 mm Dmr. betrug die Luftleere noch 75 vH vom Barometerstande.

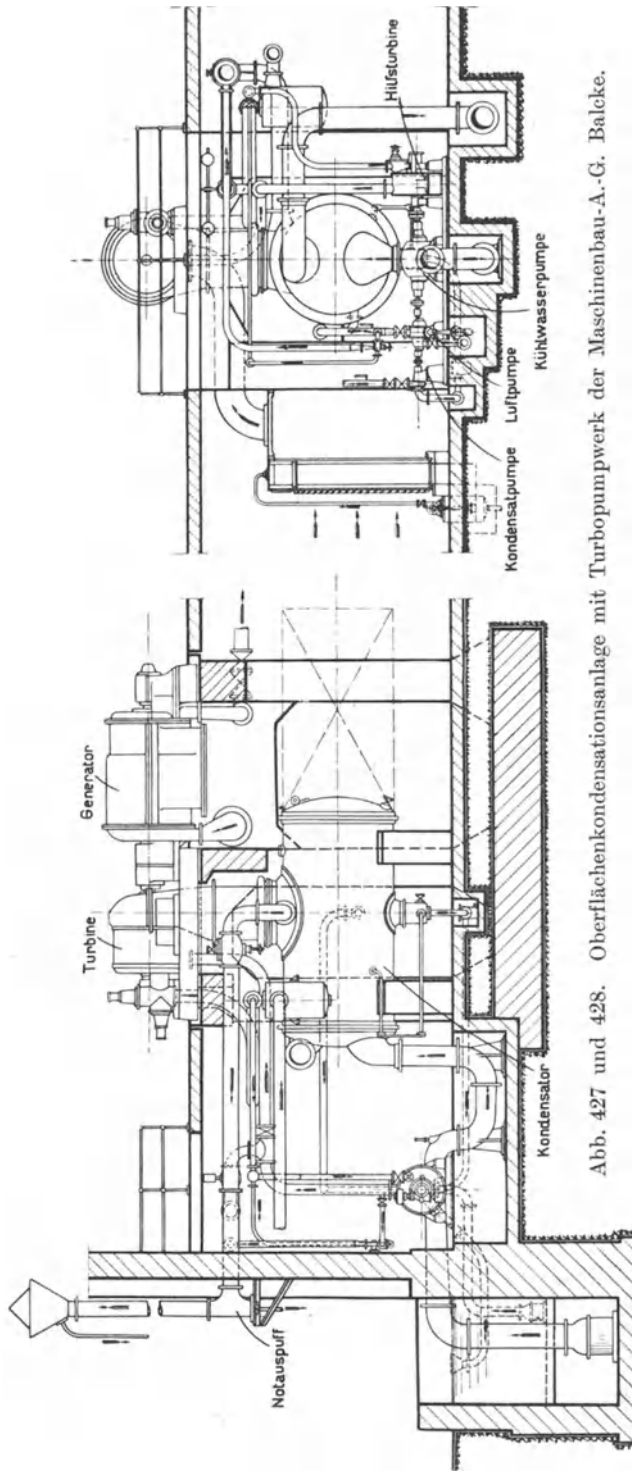


Abb. 427 und 428. Oberflächenkondensationsanlage mit Turbopumpwerk der Maschinenbau-A.-G. Balcke.

Bei der modernen Anlage von Balcke (Abb. 437 bis 439) sind ein Dampfstrahlsauger für die Luftabsaugung und Kreiselpumpen verwendet. Die Dampfmenge beträgt 6000 kg/h. Mit einer Kühlwassermenge von 200 m³/h (rd. 33fach) von 20° C soll eine Luftleere von 90 vH

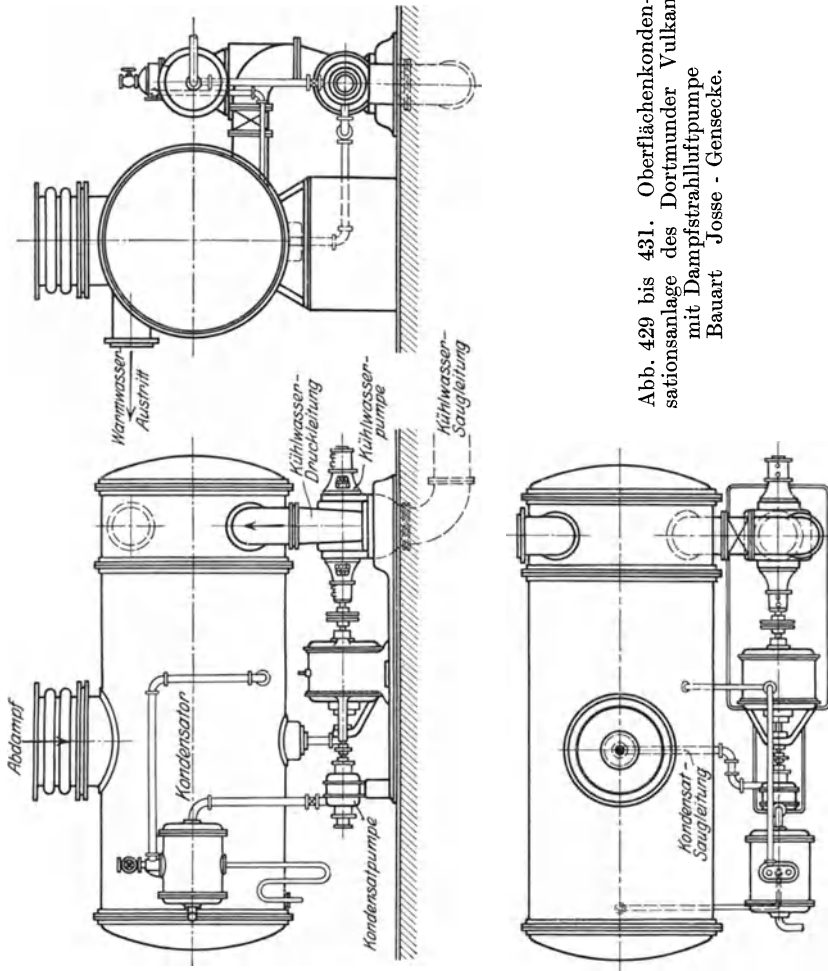


Abb. 429 bis 431. Oberflächenkondensationsanlage des Dortmunder Vulkan mit Dampfstrahlluftpumpe Bauart Josse - Gensecke.

von 760 mm Barometerstand erreicht werden. Die Pumpengruppe hat bei 960 Uml./min einen Arbeitsbedarf von 11 PS, die Dampfstrahlluftpumpe, Bauart Westinghouse-Leblanc, einen Dampfverbrauch von 400 kg/h bei 8 at Zudampfdruck.

203. Bordanlagen. Bei der Kondensationsanlage auf dem Dampfer „Usambara“, Abb. 440 und 441¹⁰⁾, mit Wasserstrahlsauger Bauart

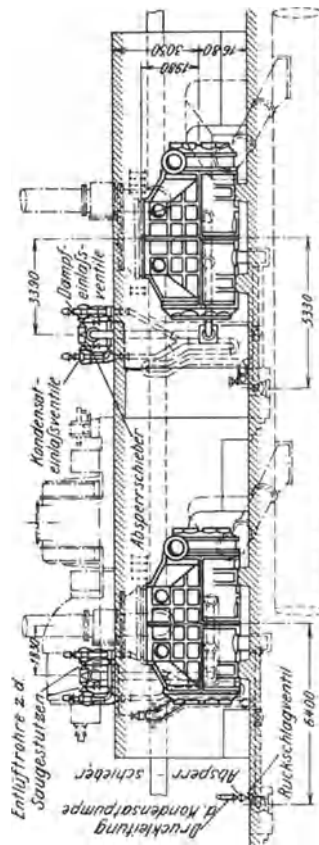
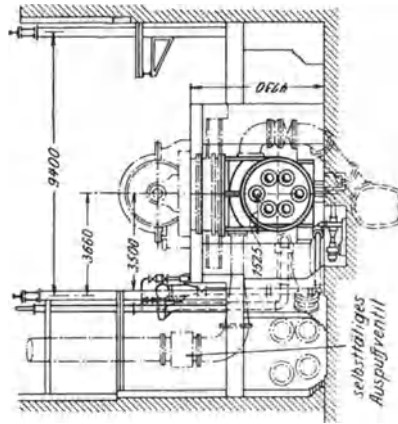
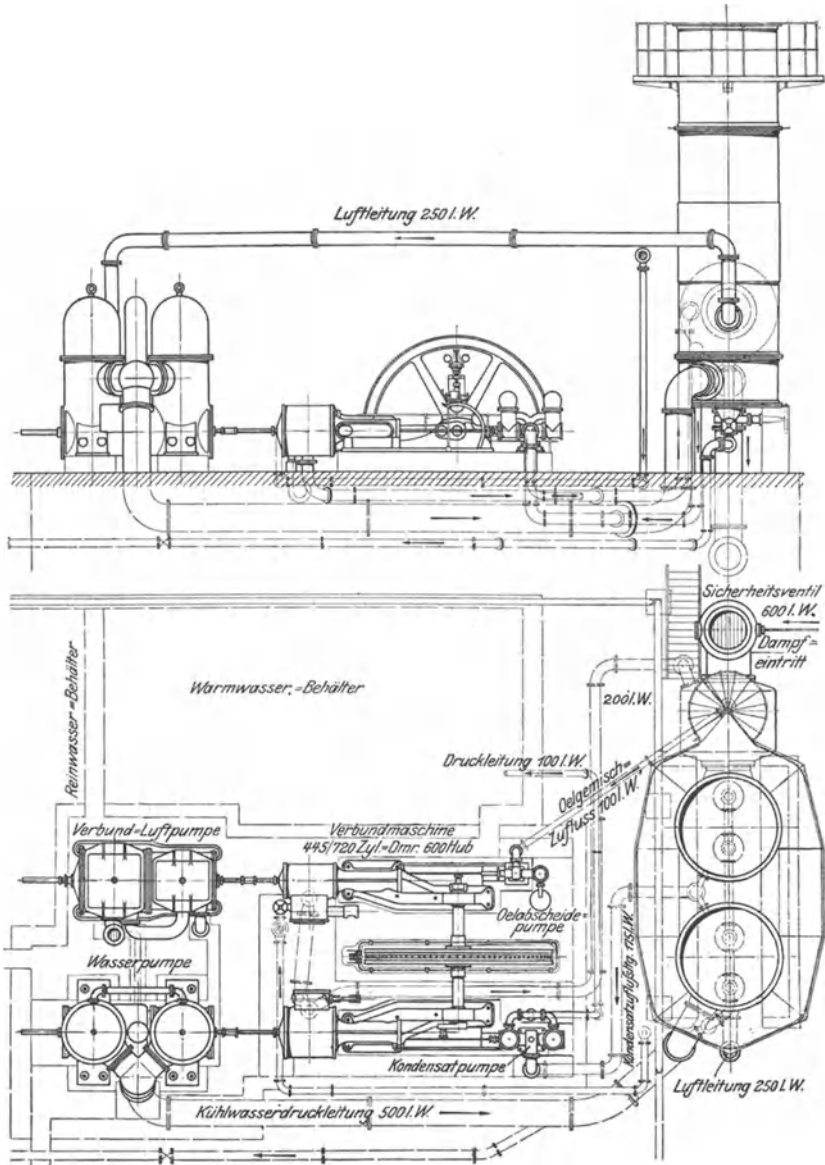


Abb. 432 und 433. Oberflächenkondensationsanlage der Mirreles Watson Co. mit Dampfstrahlpumpen.



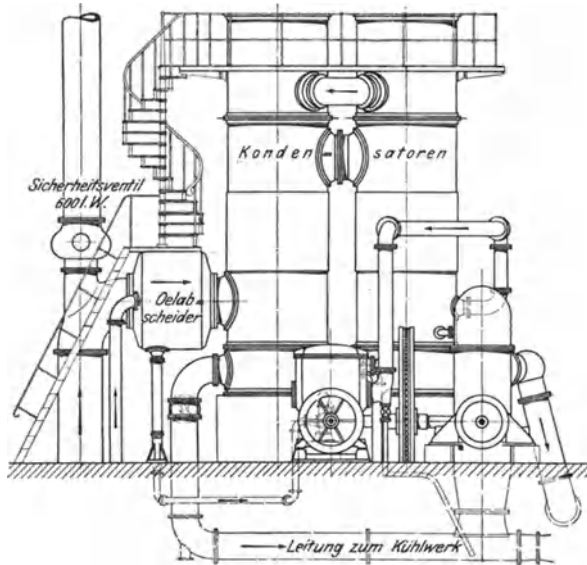


Abb. 434 bis 436. Sammel-Oberflächenkondensationsanlage von Sack & Kiesselbach mit Kolbenpumpen.

Paul H. Müller, werden Kondensatpumpe *e* und Strahlwasserpumpe *d* von einer kleinen Dampfmaschine angetrieben. Das Strahlwasser macht einen ständigen Kreislauf. Es fließt der Düse *a* mit einem Druck von 12 bis 16 m W.-S. zu. An den Diffusor *b* schließt sich ein stark erweiterter Teil an, in dem die geförderte Luft sich vom Wasser abscheidet, um dann durch das Entlüftungsrohr nach oben zu entweichen. Das Wasser wird im Kühler *c* rückgekühlt und gelangt dann wieder zur Pumpe. Zur Kühlung dient Wasser aus der Hauptkühlwasserleitung. Etwa im Kühler sich noch abscheidende Luft kann ebenfalls nach oben entweichen.

Die Ausführung einer Anlage mit zwei nebeneinandergeschalteten Radojet-Dampfstrahlluftpumpen ohne Zwischenkondensator (134) für eine Schiffsturbine zeigen Abb. 442 und 443. Das Kondensat wird von einer Kreiselpumpe abgesaugt und in einen Warmwasserbehälter gedrückt, in den auch der Abdampf der Strahlsauger geleitet wird, um die Dampfwärme für die Kesselspeisung auszunutzen. In die Zudampfleitung sind ein Wasserabscheider und ein selbsttätig wirkender Druckregler eingeschaltet, der den Kesseldruck auf den für den Betrieb der Luftpumpen erforderlichen Betrag herabsetzt.

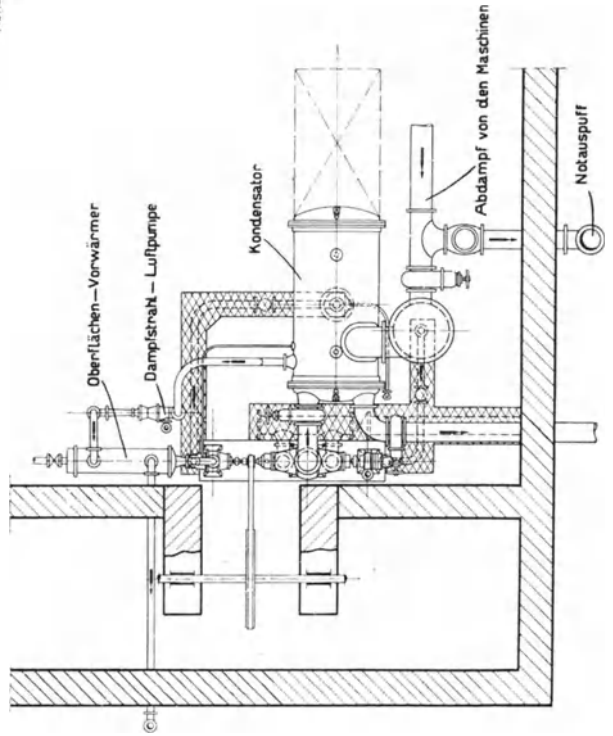
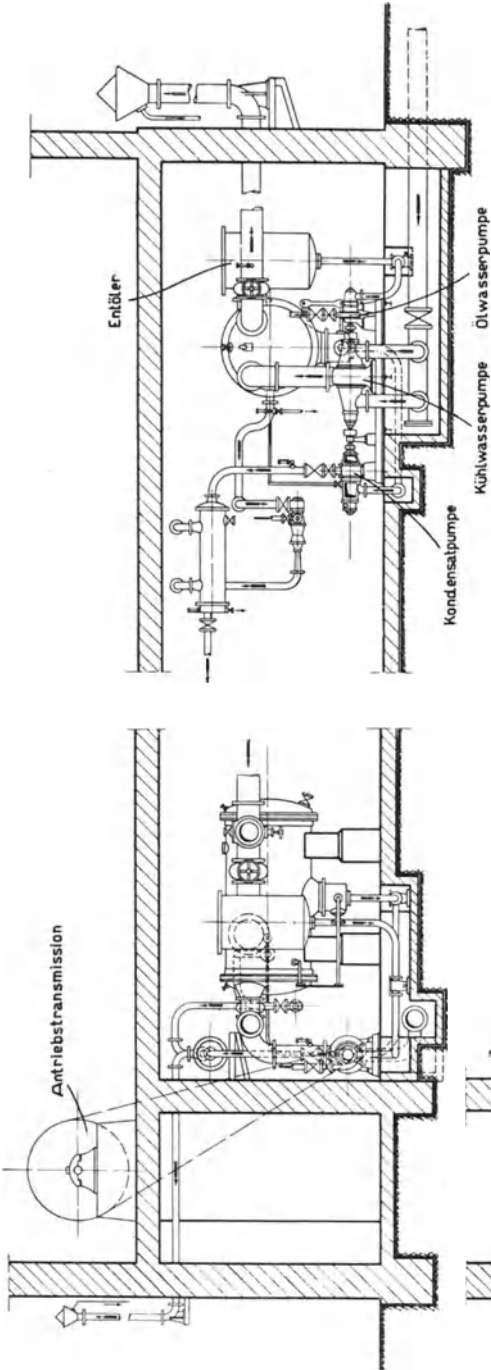


Abb. 437 bis 439. Sammel-Oberflächenkondensationsanlage der Maschinenbau-A.-G. Baleke mit Dampfstrahl-Luftpumpe.

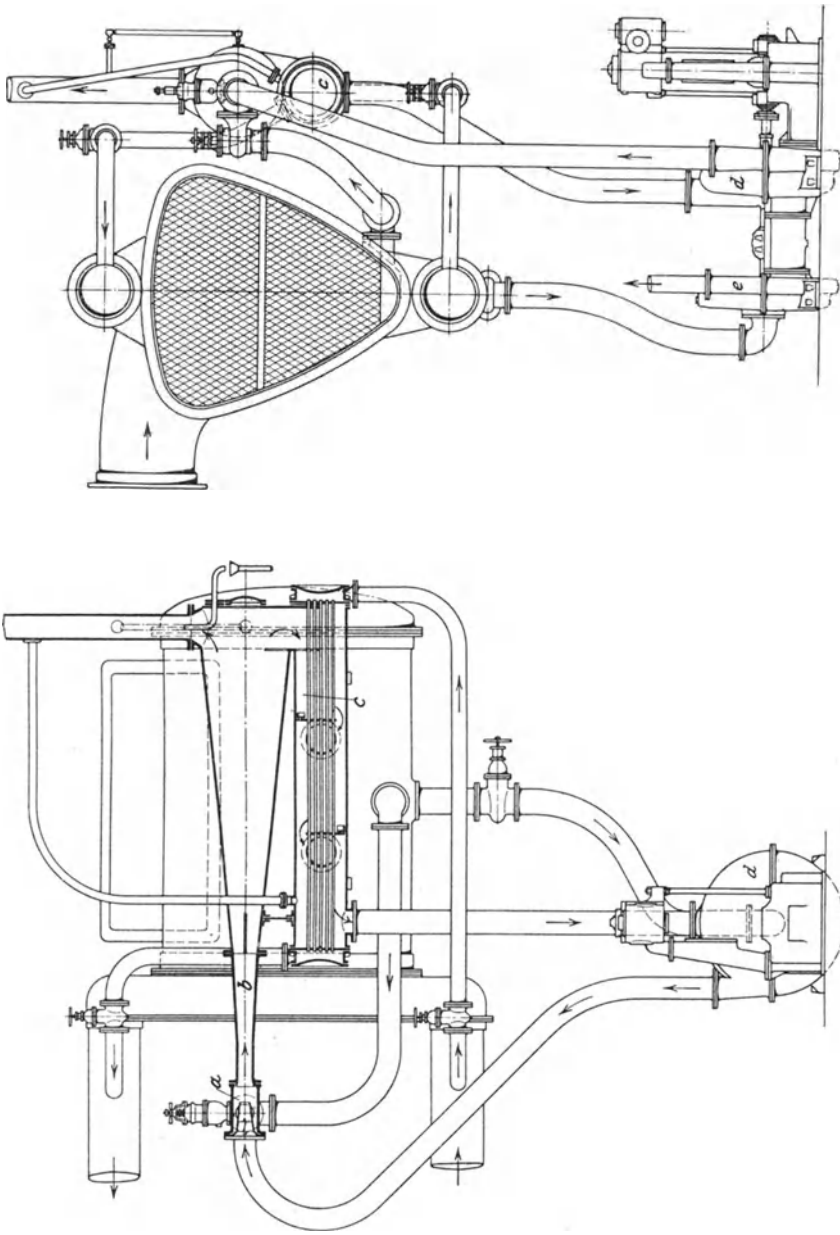


Abb. 440 und 441. Oberflächenkondensationsanlage auf Dampfer „Usambara“ mit Wasserstrahlsauger.
a) Luftsaugstutzen. b) Diffusor. c) Strahlwasserrückkühler. d) Strahlwasserpumpe. e) Kondensatpumpe.

Damit sich das Kondensat im Behälter bei geringerer Belastung oder Stillstand der Hauptmaschine nicht zu stark erwärmt, ist eine Rückleitung zum Kondensator vorgesehen. Das Ventil in dieser Leitung

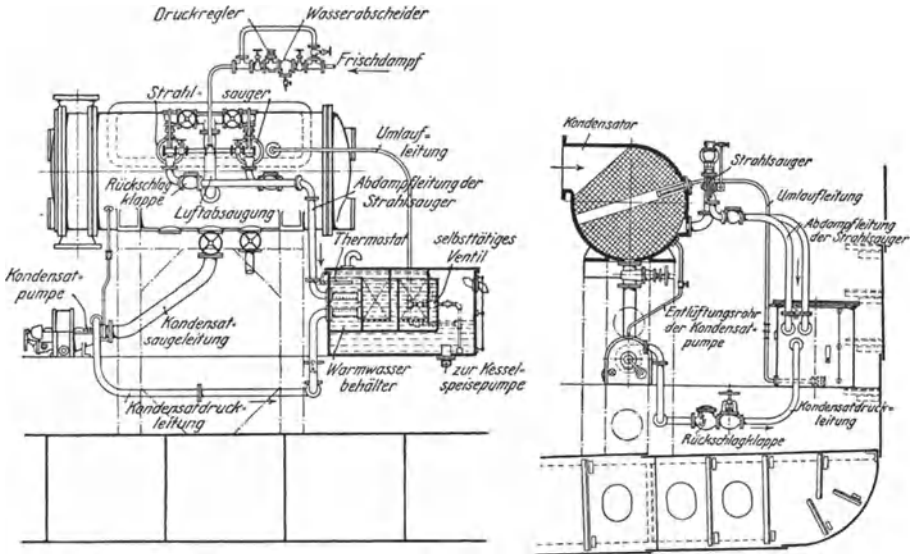


Abb. 442 und 443. Schiffsoberflächenkondensationsanlage mit Dampfstrahl-luftpumpen.

wird durch eine entsprechende Vorrichtung selbsttätig geöffnet, sobald die Temperatur im Behälter einen bestimmten Betrag — meist etwa 60°C — überschreitet, und bei Unterschreitung dieser Temperatur wieder geschlossen. In die Druckleitungen der Pumpen sind Rückschlagklappen eingebaut.

Zahlentafel 47.

Trocken gesättigter Wasserdampf von 0 bis 50° C [unter Benutzung der Werte von Schüle 102)].

Temperatur °C	Ab- soluter Druck mm Q.-S.	Spezifi- sches Vo- lumen m³/kg	Spezifi- sches Ge- wicht g/m³	Wärme- inhalt des Dampfes kcal/kg	Tem- peratur °C	Ab- soluter Druck mm Q.-S.	Spezifi- sches Vo- lumen m³/kg	Spezifi- sches Ge- wicht g/m³	Wärme- inhalt des Dampfes kcal/kg
0	4,58	207	4,83	594,8	9,2	8,7	111	8,94	599,1
0,2	4,64	204	4,89	594,9	9,4	8,8	110	9,05	599,2
0,4	4,71	201	4,95	595,0	9,6	8,9	108	9,17	599,3
0,6	4,78	199	5,01	595,1	9,8	9,1	107	9,28	599,4
0,8	4,85	196	5,07	595,2	10,0	9,2	106	9,40	599,5
1,0	4,92	194	5,14	595,3	10,2	9,3	104	9,52	599,6
1,2	4,99	191	5,21	595,4	10,4	9,4	103	9,65	599,7
1,4	5,06	188	5,28	595,5	10,6	9,6	102	9,77	599,8
1,6	5,13	186	5,36	595,6	10,8	9,7	101	9,90	599,9
1,8	5,20	183	5,43	595,7	11,0	9,8	99,7	10,03	600,0
2,0	5,28	181	5,51	595,8	11,2	9,9	98,5	10,15	600,1
2,2	5,35	178	5,58	595,9	11,4	10,1	97,3	10,28	600,2
2,4	5,43	176	5,66	596,0	11,6	10,2	96,1	10,41	600,3
2,6	5,51	173	5,74	596,1	11,8	10,4	94,9	10,54	600,4
2,8	5,59	171	5,82	596,1	12,0	10,5	93,7	10,67	600,5
3,0	5,67	169	5,90	596,2	12,2	10,6	92,5	10,81	600,6
3,2	5,75	166	5,98	596,3	12,4	10,8	91,3	10,95	600,7
3,4	5,83	164	6,06	596,4	12,6	10,9	90,2	11,09	600,8
3,6	5,92	162	6,15	596,5	12,8	11,1	89,0	11,23	600,9
3,8	6,00	160	6,23	596,6	13,0	11,2	87,9	11,38	601,0
4,0	6,09	158	6,32	596,7	13,2	11,4	86,9	11,51	601,1
4,2	6,17	155	6,41	596,8	13,4	11,5	85,9	11,64	601,2
4,4	6,26	153	6,50	596,9	13,6	11,7	84,9	11,78	601,3
4,6	6,35	151	6,60	597,0	13,8	11,8	83,9	11,91	601,4
4,8	6,4	149	6,69	597,1	14,0	12,0	83,0	12,05	601,5
5,0	6,5	147	6,79	597,2	14,2	12,1	82,0	12,20	601,6
5,2	6,6	145	6,87	597,3	14,4	12,3	81,0	12,36	601,7
5,4	6,7	143	6,96	597,4	14,6	12,4	80,0	12,51	601,8
5,6	6,8	141	7,05	597,5	14,8	12,6	79,0	12,67	601,8
5,8	6,9	139	7,14	597,6	15,0	12,8	78,0	12,83	601,9
6,0	7,0	138	7,23	597,7	15,2	12,9	77,0	12,99	602,0
6,2	7,1	136	7,33	597,8	15,4	13,1	76,0	13,16	602,1
6,4	7,2	134	7,43	597,9	15,6	13,3	75,1	13,32	602,2
6,6	7,3	132	7,53	598,0	15,8	13,4	74,1	13,49	602,3
6,8	7,4	130	7,63	598,0	16,0	13,6	73,2	13,66	602,4
7,0	7,5	129	7,74	598,1	16,2	13,8	72,3	13,82	602,5
7,2	7,6	127	7,85	598,2	16,4	14,0	71,5	13,99	602,6
7,4	7,7	125	7,96	598,3	16,6	14,2	70,6	14,15	602,7
7,6	7,8	123	8,07	598,4	16,8	14,3	69,8	14,32	602,8
7,8	7,9	121	8,18	598,5	17,0	14,5	69,0	14,49	602,9
8,0	8,0	120	8,30	598,6	17,2	14,7	68,2	14,66	603,0
8,2	8,1	118	8,40	598,7	17,4	14,9	67,4	14,83	603,1
8,4	8,2	117	8,51	598,8	17,6	15,1	66,6	15,01	603,2
8,6	8,3	115	8,61	598,9	17,8	15,3	65,8	15,18	603,3
8,8	8,4	114	8,72	598,9	18,0	15,5	65,1	15,36	603,4
9,0	8,6	113	8,83	599,0	18,2	15,7	64,3	15,54	603,5

Zahlentafel 47. 1. Fortsetzung.

Temperatur °C	Ab-soluter Druck mm Q.-S.	Spezifi- sches Vo- lumen m³/kg	Spezifi- sches Ge- wicht g/m³	Wärme- inhalt des Dampfes kcal/kg	Temperatur °C	Ab-soluter Druck mm Q.-S.	Spezifi- sches Vo- lumen m³/kg	Spezifi- sches Ge- wicht g/m³	Wärme- inhalt des Dampfes kcal/kg
18,4	15,9	63,6	15,73	603,6	28,2	28,7	36,4	27,5	608,3
18,6	16,1	62,8	15,91	603,7	28,4	29,0	36,0	27,8	608,4
18,8	16,3	62,1	16,10	603,8	28,6	29,3	35,6	28,1	608,5
19,0	16,5	61,4	16,29	603,9	28,8	29,7	35,2	28,4	608,6
19,2	16,7	60,6	16,49	604,0	29,0	30,0	34,8	28,7	608,7
19,4	16,9	59,9	16,69	604,1	29,2	30,4	34,4	29,0	608,8
19,6	17,1	59,2	16,89	604,2	29,4	30,7	34,0	29,3	608,9
19,8	17,3	58,5	17,09	604,2	29,6	31,1	33,6	29,7	609,0
20,0	17,5	57,8	17,3	604,3	29,8	31,4	33,2	30,0	609,1
20,2	17,7	57,1	17,5	604,4	30,0	31,8	32,9	30,4	609,2
20,4	18,0	56,4	17,7	604,5	30,2	32,2	32,5	30,7	609,3
20,6	18,2	55,8	17,9	604,6	30,4	32,5	32,2	31,0	609,4
20,8	18,4	55,1	18,1	604,7	30,6	32,9	31,8	31,3	609,5
21,0	18,6	54,5	18,3	604,8	30,8	33,3	31,5	31,6	609,6
21,2	18,9	53,7	18,5	604,9	31,0	33,7	31,2	32,0	609,7
21,4	19,1	53,2	18,7	605,0	31,2	34,1	30,8	32,3	609,8
21,6	19,3	52,6	18,9	605,1	31,4	34,5	30,5	32,7	609,9
21,8	19,5	52,0	19,1	605,2	31,6	34,9	30,2	33,0	610,0
22,0	19,8	51,4	19,4	605,3	31,8	35,3	29,9	33,4	610,1
22,2	20,0	50,8	19,6	605,4	32,0	35,7	29,6	33,8	610,2
22,4	20,3	50,2	19,8	605,5	32,2	36,1	29,2	34,1	610,3
22,6	20,6	49,7	20,1	605,6	32,4	36,5	28,9	34,5	610,4
22,8	20,8	49,1	20,3	605,7	32,6	36,9	28,6	34,9	610,5
23,0	21,1	48,6	20,6	605,8	32,8	37,3	28,3	35,3	610,6
23,2	21,3	48,0	20,8	605,9	33,0	37,7	28,0	35,7	610,7
23,4	21,6	47,5	21,0	606,0	33,2	38,1	27,7	36,0	610,8
23,6	21,9	46,9	21,3	606,1	33,4	38,6	27,4	36,4	610,9
23,8	22,1	46,4	21,5	606,2	33,6	39,0	27,1	36,8	611,0
24,0	22,4	45,9	21,8	606,3	33,8	39,4	26,8	37,2	611,1
24,2	22,7	45,4	22,0	606,4	34,0	39,9	26,6	37,6	611,2
24,4	22,9	44,9	22,2	606,5	34,2	40,3	26,3	38,0	611,3
24,6	23,2	44,5	22,5	606,6	34,4	40,8	26,0	38,4	611,4
24,8	23,5	43,9	22,7	606,6	34,6	41,2	25,7	38,8	611,5
25,0	23,8	43,4	23,0	606,7	34,8	41,7	25,4	39,2	611,5
25,2	24,1	42,9	23,2	606,8	35,0	42,2	25,2	39,6	611,6
25,4	24,3	42,4	23,5	606,9	35,2	42,6	24,9	40,0	611,7
25,6	24,6	41,9	23,8	607,0	35,4	43,1	24,6	40,4	611,8
25,8	24,9	41,4	24,1	607,1	35,6	43,6	24,4	40,9	611,9
26,0	25,2	41,0	24,4	607,2	35,8	44,1	24,1	41,3	612,0
26,2	25,5	40,5	24,6	607,3	36,0	44,6	23,9	41,8	612,1
26,4	25,8	40,1	24,9	607,4	36,2	45,1	23,6	42,2	612,2
26,6	26,1	39,6	25,2	607,5	36,4	45,6	23,4	42,6	612,3
26,8	26,4	39,2	25,5	607,6	36,6	46,1	23,1	43,1	612,4
27,0	26,7	38,8	25,8	607,7	36,8	46,6	22,9	43,5	612,5
27,2	27,0	38,4	26,0	607,8	37,0	47,1	22,7	44,0	612,6
27,4	27,3	38,0	26,3	607,9	37,2	47,6	22,4	44,4	612,7
27,6	27,7	37,6	26,6	608,0	37,4	48,1	22,2	44,9	612,8
27,8	28,0	37,2	26,9	608,1	37,6	48,6	22,0	45,3	612,9
28,0	28,3	36,8	27,2	608,2	37,8	49,1	21,8	45,8	613,0

Zahlentafel 47. 2. Fortsetzung.

Temperatur °C	Ab-soluter Druck mm Q.-S.	Spezifi- sches Vo- lumen m ³ /kg	Spezifi- sches Gewicht g/m ³	Wärme- inhalt des Dampfes kcal/kg	Temperatur °C	Ab-soluter Druck mm Q.-S.	Spezifi- sches Vo- lumen m ³ /kg	Spezifi- sches Gewicht g/m ³	Wärme- inhalt des Dampfes kcal/kg
38,0	49,7	21,6	46,3	613,1	44,2	69,0	15,8	63,1	615,8
38,2	50,2	21,3	46,8	613,2	44,4	69,7	15,7	63,7	615,9
38,4	50,8	21,1	47,3	613,3	44,6	70,4	15,5	64,3	616,0
38,6	51,3	20,9	47,8	613,4	44,8	71,1	15,4	64,9	616,1
38,8	51,9	20,7	48,3	613,5	45,0	71,9	15,3	65,5	616,2
39,0	52,5	20,5	48,8	613,6	45,2	72,6	15,1	66,1	616,3
39,2	53,0	20,3	49,2	613,7	45,4	73,4	15,0	66,7	616,4
39,4	53,6	20,1	49,7	613,8	45,6	74,1	14,8	67,3	616,5
39,6	54,2	19,9	50,2	613,9	45,8	74,9	14,7	67,9	616,5
39,8	54,8	19,7	50,7	613,9	46,0	75,7	14,6	68,5	616,6
40,0	55,4	19,5	51,2	614,0	46,2	76,4	14,4	69,1	616,7
40,2	56,0	19,3	51,7	614,1	46,4	77,2	14,3	69,8	616,8
40,4	56,6	19,1	52,2	614,2	46,6	78,0	14,1	70,5	616,9
40,6	57,2	18,9	52,7	614,3	46,8	78,8	14,0	71,2	617,0
40,8	57,8	18,7	53,2	614,4	47,0	79,6	13,9	71,9	617,1
41,0	58,4	18,6	53,8	614,5	47,2	80,4	13,7	72,6	617,2
41,2	59,0	18,4	54,3	614,6	47,4	81,2	13,6	73,4	617,3
41,4	59,6	18,2	54,8	614,7	47,6	82,0	13,4	74,2	617,4
41,6	60,2	18,0	55,4	614,7	47,8	82,8	13,3	75,0	617,4
41,8	60,8	17,8	55,9	614,8	48,0	83,7	13,2	75,8	617,5
42,0	61,5	17,7	56,5	614,9	48,2	84,5	13,0	76,5	617,6
42,2	62,1	17,5	57,1	615,0	48,4	85,4	12,9	77,2	617,7
42,4	62,8	17,3	57,7	615,1	48,6	86,2	12,8	77,9	617,8
42,6	63,4	17,1	58,3	615,1	48,8	87,1	12,7	78,6	617,9
42,8	64,1	16,9	58,9	615,2	49,0	88,0	12,6	79,4	618,0
43,0	64,8	16,8	59,5	615,3	49,2	88,9	12,4	80,1	618,1
43,2	65,5	16,6	60,1	615,4	49,4	89,8	12,3	80,9	618,2
43,4	66,2	16,4	60,7	615,5	49,6	90,7	12,2	81,6	618,3
43,6	66,9	16,3	61,3	615,6	49,8	91,6	12,1	82,4	618,3
43,8	67,6	16,1	61,9	615,6	50,0	92,5	12,0	83,2	618,4
44,0	68,3	16,0	62,5	615,7					

Zahlentafel 48.

Trocken gesättigter Wasserdampf von 0,1 bis 20 at abs. Unter Benutzung der Werte von Knoblauch, Raisch und Hausen⁷⁵⁾ 1).

Absoluter Druck kg/cm ²	Temperatur °C	Spezifisches Volumen m ³ /kg	Spezifisches Gewicht kg/m ³	Wärmeinhalt kcal/kg	Verdampfungswärme kcal/kg
0,1	45,4	14,96	0,0668	617,2	571,8
0,2	59,7	7,80	0,1282	623,4	563,7
0,3	68,7	5,33	0,1876	627,2	558,5
0,4	75,4	4,07	0,2456	630,0	554,6
0,5	80,9	3,303	0,3027	632,2	551,3
0,6	85,4	2,784	0,3591	634,1	548,6
0,7	89,4	2,410	0,4149	635,7	546,2
0,8	93,0	2,127	0,470	637,1	544,1
0,9	96,2	1,905	0,525	638,3	542,0
1,0	99,1	1,726	0,579	639,4	540,2
1,2	104,2	1,455	0,687	641,4	537,0
1,4	108,7	1,260	0,794	643,1	534,1
1,6	112,7	1,112	0,899	644,5	531,5
1,8	116,3	0,996	1,004	645,8	529,1
2,0	119,6	0,902	1,108	646,9	526,9
2,5	126,8	0,732	1,366	649,3	522,0
3,0	132,9	0,612	1,621	651,2	517,7
3,5	138,2	0,534	1,874	652,8	513,8
4,0	142,9	0,471	2,124	654,2	510,4
4,5	147,2	0,422	2,372	655,4	507,1
5,0	151,1	0,3818	2,619	656,4	504,1
6,0	158,1	0,3214	3,112	658,2	498,7
7,0	164,2	0,2778	3,600	659,5	493,7
8,0	169,6	0,2448	4,086	660,7	489,2
9,0	174,5	0,2189	4,57	661,6	485,0
10,0	179,0	0,1980	5,05	662,5	481,1
11,0	183,2	0,1808	5,53	663,2	477,4
12,0	187,1	0,1664	6,01	663,7	473,8
13,0	190,7	0,1541	6,49	664,2	470,4
14,0	194,1	0,1434	6,97	664,6	467,2
15,0	197,4	0,1342	7,45	665,0	464,1
16,0	200,4	0,1261	7,93	665,3	461,2
17,0	203,4	0,1189	8,41	665,6	458,3
18,0	206,2	0,1125	8,89	665,8	455,6
19,0	208,8	0,1067	9,37	666,0	452,9
20,0	211,4	0,1015	9,85	666,2	450,3

1) Die Werte weichen teilweise von denjenigen in Zahlentafel 47 etwas ab.

Literaturverzeichnis.

ETZ = Elektrotechnische Zeitschrift.
Z. V. d. I. = Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure.
Z. f. d. g. T. = Zeitschrift für das gesamte Turbinenwesen.

1. Andres, K.: Versuche über die Umsetzung von Wassergeschwindigkeit in Druck. Forschungsheft 76, herausg. vom V. d. I., Berlin 1909.
2. Bauer, G., und O. Lasche: Schiffsturbinen. 2. Auflage 1913.
3. B. B. C.-Nachrichten, Januar 1916.
4. Bengough, G. D.: Mitteilungen aus dem Gebiete des Seewesens 1913, S. 1436.
5. Bengough, G. D.: Report to the Corrosion Committee of the Institution of Metals. Engineering 1911, Bd. 1, S. 96 und 136.
6. Bengough, G. D., und R. M. Jones: Second Report to the Corrosion Committee of the Institution of Metals. Engineering 1913, Bd. 2, S. 299, 339 und 396.
7. Bengough, G. D., May, R., und R. Pirret: The causes of rapid Corrosion of Condenser Tubes. Engineering 1923, Bd. 2, S. 572.
8. Berg, H.: Wirkungsweise und Berechnung einer stehenden Kondensatorluftpumpe ohne Saugeventil. Z. V. d. I. 1899, S. 92.
9. Berling, G.: Neue Versuche über Oberflächenkondensation mit getrennter Förderung von kalter Luft und warmem Wasser. Z. V. d. I. 1904, S. 253.
10. Blaum, R.: Eine neue Luftpumpe für Turbinendampfer. Z. V. d. I. 1923, S. 956.
11. Boysson, R. Le: La Corrosion des Tubes de Condenseurs. Bulletin Technique du Bureau Veritas. Juni 1923, S. 127.
12. Buhle: Über Luft- und Lüfterförderer. Z. V. d. I. 1923, S. 873.
13. Caldwell, W. E.: The Electrical Method of Detecting Surface Condenser Leakage, Power, August 1921, S. 217.
14. Christlein, P.: Untersuchungen über das allgemeine Verhalten des Geschwindigkeitskoeffizienten usw. Z. f. d. g. T. 1912, S. 1 ff.
15. Cumberland, E.: The electrolytic Method of preventing Corrosion. Engineering 1916, Bd. 101, S. 313.
16. Der Bauingenieur 1920, S. 316: Kaminkühler aus Eisenbeton, ausgeführt von der Firma Gebr. Huber, Breslau.
17. Doerfel, R.: Versuche an einer zweistufigen Luftpumpe. Techn. Blätt. 1913, H. 2—4.
18. Doerfel, R.: Die Verbrauchszahlen der Dampfmaschine und ihre Beurteilung. Z. V. d. I. 1922, S. 84.
19. Döderlein: Prüfung und Berechnung ausgeführter Ammoniak-Kompressions-Kältemaschinen. Dissertation, München 1903.
20. Dubbel, H.: Die Zentralkondensationen auf der Industrie- und Gewerbeausstellung in Düsseldorf 1902. Z. V. d. I. 1902, S. 1825.
21. Dubbel, H.: Kolbendampfmaschinen und Dampfturbinen. 6. Auflage, Berlin 1923.
22. Duffing: Erfahrungen im Betrieb großer Dampfturbinen. Z. V. d. I. 1921, S. 1280.
23. Engineering, Oktober 1904, S. 501: The Midland Railway Companys Turbine-driven Steamer „Manxman“.
24. English und Donkin: Transmission of heat from surface condensation through metal cylinders. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers 1896, S. 501.
25. Foerster, E., und G. Sütterlin: Die Doppelschraubenturbinendampfer „Albert Ballin“ und „Deutschland“. Werft Reederei Hafen 1923, S. 321.

26. Forner, G.: Der Dampfverbrauch von Dampfturbinen. Z. V. d. I. 1922, S. 955.
27. Geibel, C.: Über die Wasserrückkühlung mit selbstventilierendem Turmkühler. Forschungsheft 242, herausgegeben vom Verein deutscher Ingenieure, Berlin 1921, und Z. V. d. I. 1922, S. 31 und 88.
28. Geibel, C.: Berechnung von Kühltürmen. Z. V. d. I. 1924, S. 152.
29. Gensecke, W.: Untersuchung einer 300 kW-Parsons-Turbine. Z. f. d. g. T. 1909, Heft 6—10.
30. Gibbs, W. E., Smith, R. H., und G. D. Bengough: Third Report Corrosion of the Committee of the Institute of Metals. Engineering Bd. 101, S. 311ff. 1916.
31. Glückauf 1920, S. 709: Abdampf-Badewasserbereitungsanlage auf der staatlichen Zeche Waltrop.
32. Gramberg, A.: Technische Messungen. Berlin 1923.
33. Gramberg, A.: Maschinenuntersuchungen. Berlin 1921.
34. Grashof, F.: Theoretische Maschinenlehre Bd. 3, Theorie der Kraftmaschinen. Hamburg und Leipzig 1890.
35. Groeber, H.: Die Grundgesetze der Wärmeleitung und des Wärmeüberganges. Berlin 1921.
36. Grunewald: Vergleichende Untersuchungen an Wasserstrahlluftpumpen. Z. V. d. I. 1912, S. 1975 und 2011.
37. Grunewald: Die heutige Luftpumpe für Kondensationsanlagen und ihre Wirtschaftlichkeit. Z. f. d. g. T. 1915, S. 193.
38. Hagemann: Proc. Inst. of Civ. Engin. Bd. 77. 1884.
39. Hanomag-Nachrichten 1917, H. 4: Der elektrolytische Hanomag-Entöler, Bauart Reubold.
40. Hartmann, O. H.: Die Luftleere, ihre technische Anwendung und die Maschinen zu ihrer Erzeugung. Z. V. d. I. 1912, S. 1863.
41. Hartmann, O. H.: Hochdruck bis zu 60 at in der Kraft- und Wärmewirtschaft. Z. V. d. I. 1921, S. 663, 713, 747, 848, 988 und 1045.
42. Hausbrand, E.: Verdampfen, Kondensieren und Kühlen. Berlin 1918.
43. Heilemann, W.: Beitrag zur Kenntnis des Wirkungsgrades trockener Luftkompressoren. Z. V. d. I. 1908, S. 208.
44. Heilmann: Die Wärmeausnutzung der Kolbendampfmaschine. Z. V. d. I. 1922, S. 345.
45. Heilmann, L.: Die Einspritzkondensation in Amerika. Z. V. d. I. 1919, S. 284 und 308.
46. Heyn, E., und O. Bauer: Über den Angriff des Eisens durch Wasser und wässrige Lösungen. Mitt. a. d. Mat.-Prüfungsamt Gr.-Lichterfelde 1908, H. 1—2.
47. Hofer, K.: Elektrische Kraftanlagen auf Berg- und Hüttenwerken. Z. V. d. I. 1912, S. 1281.
48. Hofer, K.: Dampfturbinenkraftanlagen auf Berg- und Hüttenwerken in Rheinland-Westfalen, Belgien, Nordfrankreich und England. Z. f. d. g. T. 1912, S. 437 ff.
49. Hofer, K.: Technische und wirtschaftliche Erfahrungen im Dampfturbinenbetrieb. Z. f. d. g. T. 1913, S. 513, 534, 549 und 564.
50. Hofer, K.: Versuche über die Wärmeübertragung von Dampf an Kühlwasser. Z. f. d. g. T. 1914, S. 113 und Z. ges. Kälteind. 1914, S. 61.
51. Hofer, K.: Berechnung der Oberflächenkondensatoren unter Berücksichtigung der in den Kondensator eindringenden Luft. Z. V. d. I. 1919, S. 629.
52. Hofer, K.: Neuere Oberflächen- und Einspritzkondensatoren. Ind. Techn. 1920, S. 187.
53. Hofer, K.: Dampfstrahlluftpumpen in Amerika. Z. V. d. I. 1921, S. 199.
54. Hofer, K.: Untersuchungen an Luftpumpen für Kondensatoren. Forsch.-Arb., vom V. d. I., H. 253 und Z. V. d. I. 1922, S. 723.
55. Hofer, K.: Luftpumpen für Kondensationsanlagen. Ind. Techn. 1922, S. 65.
56. Hofer, K.: Neuerungen an Kondensationsanlagen. Z. V. d. I. 1923, S. 64.
57. Hudson: Heating and concentrating liquids by steam. The Engineer 1890, S. 291.

58. Hütte: Des Ingenieurs Taschenbuch. 24. Auflage. 1923.
59. Jacob, M.: Thomsons Dampf-Nomogramm. Z. V. d. I. 1920, S. 1056.
60. Jacob, M.: Die Wasserhaut an Verdampfer- und Kondensatorrohren. Z. V. d. I. 1921, S. 1245.
61. Jacob, M.: Strömungs- und Wärmeübergangsprobleme. Z. V. d. I. 1921, S. 1374.
62. Jacob, M.: Bestimmung von strömenden Gas- und Flüssigkeitsmengen aus dem Druckabfall in Rohren. Z. V. d. I. 1922, S. 178.
63. Jacob, M.: Messung des Wärmeleitvermögens von Flüssigkeiten, Isolierstoffen und Metallen. Z. V. d. I. 1922, S. 688.
64. Janzen: Das elektrolytische Verfahren zur Verhütung der Zerfressungen von Metallen. Z. V. d. I. 1917, S. 685.
65. Josse, E.: Versuche über Oberflächenkondensationen, insbesondere für Dampfturbinen. Z. V. d. I. 1909, S. 322, 376 und 406.
66. Josse, E.: Neuere Kraftanlagen. Berlin und München 1911.
67. Josse, E.: Mitteilungen aus dem Maschinen-Laboratorium der Kgl. Techn. Hochschule zu Berlin H. 5. München und Berlin 1913.
68. Josse, E.: Neue Abwärmeverwertung bei Dampfturbinen zur Erzeugung von Zusatzspeisewasser, destilliertem Wasser usw. Z. f. d. g. T. 1919, S. 49.
69. Joule, J. P.: On the surface condensation of Steam. Philosoph. Transact. of the Royal Society 1861, S. 133.
70. Journal of the American Society of Naval Architects, Nov. 1922, S. 579. Versuche mit Hauptkondensatoren auf den Schlachtschiffen „Tennessee“ und „Maryland“. (S. auch Werft Reederei Hafen 1923, S. 176.)
71. Klingenberg, G.: Das Großkraftwerk Zschornowitz (Golpa). Z. V. d. I. 1919, S. 1081, 1113 und 1145.
72. Klingenberg, G.: Über den Kraftbedarf von Kondensationsanlagen. ETZ 1915, S. 197.
73. Körner, K., und F. Lösel: Neuere Konstruktionen von Dampfturbinen. Z. V. d. I. 1910, S. 2098; 1911, S. 959.
74. Koopmann, J. F. H.: Ausnutzung der Kühlwasserwärme von Oberflächenkondensatoren für die Bodenheizung. Z. V. d. I. 1921, S. 503.
75. Knoblauch, O., Raisch, E., und H. Hausen: Tabellen und Diagramme für Wasserdampf. München und Berlin 1923.
76. Kothny, G. L. E.: New Developments in high Vacuum Apparatus. Engineering 1920, Bd. 1, S. 28.
77. Lasche, O.: Konstruktion und Material im Bau von Dampfturbinen und Turbodynamos. Berlin 1921.
78. Meineke, F.: Die Turbolokomotive von Ljungström. Z. V. d. I. 1922, S. 1060.
79. Michalke: Kondensatoranfressungen. Z. V. d. I. 1919, S. 728.
80. Mitter, H.: Der Turbinenpumpenbau von C. H. Jaeger & Co. Z. V. d. I. 1913, S. 1052.
81. Mollier, R.: Über Wärmedurchgang und die darauf bezüglichen Versuchsergebnisse. Z. V. d. I. 1897, S. 153.
82. Morison, The influence of air pumps on the military efficiency of turbine-driven warships. Instit. of Naval Architects. 12. III. 1913.
83. Mueller, O. H.: Ist es in allen Fällen vorteilhaft, bei Oberflächenkondensatoren die Luft vom Kondensat getrennt abzuziehen? Z. V. d. I. 1903, S. 1713.
84. Mueller, O. H.: Rückkühlwerke. Z. V. d. I. 1905, S. 5, 45 und 132.
85. Neumann, K.: Die Beurteilung von Kaminkühlern. Z. V. d. I. 1921, S. 1070.
86. Nusselt, W.: Der Wärmeübergang in Rohrleitungen. Habilitationsschrift. Berlin 1909.
87. Nusselt, W.: Die Abhängigkeit der Wärmeübergangszahl von der Rohrlänge. Z. V. d. I. 1910, S. 1154.
88. Nusselt, W.: Die Oberflächenkondensation des Wasserdampfes. Z. V. d. I. 1916, S. 541 und 569.
89. Nusselt, W.: Der Wärmeübergang im Rohr. Z. V. d. I. 1917, S. 685.
90. Nusselt, W.: Der Wärmeaustausch am Berieselungskühler. Z. V. d. I. 1923, S. 206.

91. Orrok, G. A.: The transmission of heat in surface condensation. The Journal of the Amer. Soc. of mechan. Engineers, Nov. 1910, S. 1773—1833.
92. Parr, P. H.: The Water Film on Evaporating and Condensing Tubes. The Engineer 1921, S. 559.
93. Pfleiderer, C.: Zur Berechnung der Wasserstrahlluftpumpen. Z. V. d. I. 1914, S. 965 und 1011.
94. Richter, F. L.: Eigenschaften der Wasserstrahlluftpumpen für das Entlüften von Oberflächenkondensatoren. Z. V. d. I. 1923, S. 1042. (Zuschriften hierzu 1924, S. 288.)
95. Riffart, A.: Über Versuche mit Verdichtungsdüsen (Diffusoren). Forsch.-Heft 257 und Z. V. d. I. 1921, S. 918.
96. Riepe, M., und P. Christlein: Untersuchung einer 200-kW-AEG-Turbine. Z. f. d. g. T. 1910, H. 31—34 und 1911, H. 2—5.
97. Schack, A.: Über die Messung von Wärmemengen in turbulenten Gasströmen. Z. V. d. I. 1923, S. 807.
98. Schimmel, A.: Messing als Werkstoff für Kondensatorrohre. Z. V. d. I. 1922, S. 837.
99. Schmid, K.; Wasserreinigung im Kesselbetriebe, Reinigung und Untersuchung von Kühlwasser für Oberflächenkondensatoren und für gewerbliche Zwecke. Berlin 1921.
100. Schmidt, K., Dipl.-Ing.: Die Kondensation der Dampfmaschinen und Dampfturbinen. Berlin 1910.
101. Schmidt, K., Dr.-Ing.: Die Berechnung der Luftpumpen für Oberflächenkondensationen. Berlin 1909.
102. Schüle, W.: Technische Thermodynamik. 4. Auflage. Berlin 1921.
103. Schulz: Kriegserfahrungen über Anfressungen von Kondensatorrohren und Versuche zu ihrer Beseitigung. Z. Metallkunde 1920, H. 3, S. 49.
104. Ser: Traité de Physique industrielle. Bd. 1.
105. Seufert, F.: Neuere Bauarten von Rückkühlanlagen. Z. V. d. I. 1921, S. 1070.
106. Siegmon: Die Ursachen der Zerstörungen an Wasserrohrkesseln und die zu ergreifenden Gegenmaßnahmen. Z. V. d. I. 1919, S. 504.
107. Shipbuilding and Shipping Record 1923, I, S. 95. Marine Condenser Practice.
108. Soennecken, A.: Der Wärmeübergang von Rohrwänden an strömendes Wasser. Dissertation. Bonn 1910.
109. Stanton: The efficiency and design of surface condenser. Proceed. of the Inst. of Civ. Eng. 1899, S. 321.
110. Stodola, A.: Die Dampfturbinen. 4. Aufl. Berlin 1910.
111. The Marine Engineer and Naval Architect Mai 1923, S. 171: The effect of condensed Steam on the efficiency of a Condenser. The Ginabat-Condenser with improved Tube Arrangement.
112. Thomson, D. H.: A steam alignment diagram. Engineering 1920, S. 301.
113. Weighton: The efficiency of surface condensers.
114. Weiss, F. J.: Kondensation. Berlin 1910.
115. Wheeler, F. R.: Air Pumps for Condensing Equipment. Mechanical Engineering 1919, S. 926.
116. Wurstemberger, F. v.: Selektive Korrosionen und Entzinkungserscheinungen an Messingteilen. Schweizerische Bauzeitung Bd. 74, 1919, S. 66, 91 und 106.
117. Desgl., Z. Metallkunde 1922, S. 23 und 59.
118. Z. V. d. I. 1919, S. 369: Der mechanische Wasserreiniger, Bauart Smits.
119. Z. V. d. I. 1920, S. 821: Einfluß des Kleingefüges auf die Anfressungen von Kondensatorrohren.
120. Z. V. d. I. 1921, S. 397: Ausnutzung der Kühlwasserwärme von Oberflächenkondensatoren.
121. Z. V. d. I. 1924, S. 61: Entgasung des Kesselspeisewassers.

Sachverzeichnis.

- Abdampfentöler, Ausführungsbeispiele 386.
— von Bühring und Wagner 386.
— der David Grove A.-G. 387.
— von Dempewolf & Co. 387.
— von Reisert 388.
— Prüfung der 388.
Abdampfentölung 385.
Abdampfleitung 64.
Abdampfstützen 186.
Abdampfzustand 20.
Abdichtung der Kondensatorrohre 144.
Abfallrohr, barometrisches 47, 330, 343, 407.
Abkühlung beim Kaminkühler 359, 360.
Ablagerungen in Kondensatorrohren 177.
Absperrorgane 177, 356.
Absperschieber 356.
Abwärmeverwertung 391.
Adiabate 3, 215, 259.
AEG, Einspritzkondensator 41.
— Kondensationsanlage 410, 411.
— Kühlwasserpumpe 246, 348.
— Oberflächenkondensator 164.
— Wasserstrahlluftpumpe 246.
Aerex-Speisewasserentlüfter 343.
Alberger Pump Co., Einspritzkondensator 49.
Aluminiumgehalt bei Kondensatorrohren 149.
Anker bei Oberflächenkondensatoren 141.
Ansauggrad 214, 221.
Antrieb von Kondensatpumpen 291, 331, 350, 417.
— von Kühlwasserpumpen 291, 347, 350, 401.
— von Luftpumpen 197, 291, 350.
— von Naßluftpumpen 197.
— von Pumpen, gemeinsam 350.
Arbeitsbedarf der Kondensation 24, 291.
— der Kondensatpumpe 331.
— der Kühlwasserpumpe 32, 345, 348.
— der Naßluftpumpe 195.
— der Trockenluftpumpe mit Druckausgleich 225.
— der Trockenluftpumpe ohne Druckausgleich 217.
— Vergleich zwischen barometrischem Abfallrohr und Naßluftpumpe 346.
- Armaturen am Oberflächenkondensator 159.
Arsengehalt bei Kondensatorrohren 149.
Atlaswerke, Dualluftpumpe 209.
— Expreßluftpumpe 211.
— Speisewasserentlüfter 343.
Auftrieb im Kaminkühler 364.
Ausgleichkanal 220.
Ausnutzung der Kühlwasserwärme 391.
Auspuffventil 51, 160.
- Balcke, älterer Oberflächenkondensator 160.
— Dampfstrahlluftpumpe mit Zwischenkondensator 281.
— Dampfstrahlluftpumpe ohne Zwischenkondensator 266.
— Einspritzkondensator 39.
— Großwasserraumkondensator 54, 407.
— Kaminkühler 373.
— Kesselspeisung mit Gasschutz 340.
— Kolbenluftpumpe mit Druckausgleich 229.
— Kondensationsanlagen 407, 408, 410, 411, 422.
— Kondensatkreislumpumpe 332.
— Kühlwasserimpfanlage 184.
— Kühlwasserpumpe 39, 348.
— offener, stehender Oberflächenkondensator 179.
— liegende Naßluftpumpe 207.
— Querstromkondensator 162.
— Schleuderradkondensator 62.
— Schlitzschiebernaßluftpumpe 204.
— Unterdruckverdampfer 394.
— Verbundluftpumpe 232.
- Barometrisches Abfallrohr 47, 330, 343, 407.
Bassinkondensator 65.
Behandlung des Kondensates 342.
Belastung des Kaminkühlers 368.
— des Oberflächenkondensators 65, 128.
Berechnung der Abdampfleitung 64.
— der Dampfstrahlluftpumpen 258.
— der Einspritzkondensatoren 25.
— der Einspritzkondensatoren für stark wechselnde Dampfmen gen 51.
— der Kaminkühler 362—366.
— der Kolbenluftpumpe mit Druckausgleich 213, 221.

- Berechnung der Kolbenluftpumpe ohne Druckausgleich 213, 214.
 — der Kühlfläche bei Oberflächenkondensatoren 71, 102.
 — der Naßluftpumpen 194.
 — der Oberflächenkondensatoren 64, 102.
 — der Wandtemperaturen beim Oberflächenkondensator 76.
 — der Wasserstrahlluftpumpen 232.
 Beschaffenheit des Kondensates 342.
 Betriebskontrolle 20, 343.
 Betriebssicherheit der Luftpumpen 323.
 Bordanlagen 422.
 Brown, Boveri & Co., Dampfstrahlluftpumpe 277.
 — — Einspritzkondensator 44.
 — — Kondensationsanlagen 405, 410.
 — — liegender Pumpensatz 239.
 — — Oberflächenkondensatoren 166, 179.
 — — Pumpensatz mit Getriebe 352.
 — — stehender Pumpensatz 240.
 — — unmittelbare Kesselspeisung 337.
 — — Wasserstrahlluftpumpe 239.
 Brunsviga-Abdampfentöler 387.
 Bühning und Wagner, Abdampfentöler 386.
 — — Ölrückgewinner 389.
 — — Prüfapparat für Abdampfentöler 388.
- Calciumkarbonat 177.
 Chemische Reinigung des Oberflächenkondensators 182.
 Christie-Luftpumpe 220.
 Contraflo Condenser & Kinetic Air Pump Co., Dampf-Wasserstrahlluftpumpe 289.
 — — Kondensatpumpe 334.
 — -Hilfskondensator 169.
 — -Kondensator 168.
 Corrosion Committee 148.
 Cumberland-Verfahren 156.
- Dampfersparnis durch die Kondensation 3, 9, 10, 121.
 Dampfgehalt, Einfluß des Dampfgehaltes der Luft auf die Luftleere beim Dampfstrahlsauger 272, 279, 284.
 — Einfluß des Dampfgehaltes der Luft auf die Luftleere beim Wasserstrahlsauger 252.
 Dampfstrahlluftpumpe, Berechnung der 258.
 — Einfluß Dampfgehalt 272, 279, 284.
 — Kondensationsanlagen mit 412, 422, 425.
 — mit Einspritzzwischenkondensator 287, 412.
- Dampfstrahlluftpumpe mit Zwischenkondensator 281.
 — ohne Zwischenkondensator 266.
 — Verwertung des Abdampfes 264.
 — von Balcke mit Zwischenkondensator 281.
 — von Balcke ohne Zwischenkondensator 266, 422.
 — von Brown, Boveri & Co. 277.
 — von Delas mit Zwischenkondensator 285.
 — von Delas ohne Zwischenkondensator 279.
 — von Hoefler 269.
 — von Josse-Gensecke 281.
 — von Ljungström 276.
 — Radojet mit Zwischenkondensator 283.
 — Radojet ohne Zwischenkondensator 277, 425.
 — von Westinghouse-Leblanc 266.
 Dampfstrahl- und Kolbenluftpumpe hintereinander 287.
 Dampf- und Wasserstrahlluftpumpe hintereinander der Contraflo Condenser & Kinetic Air Pump Co. 289.
 — — von Josse-Gensecke 289.
 Dampfverbrauch von Abdampfturbinen 10.
 — von Luftpumpen 316.
 — von Kolbenmaschinen 3.
 — von Turbinen 9, 121.
 — von Turbokondensatpumpen 334.
 Dauerbetriebskondensator von Brown, Boveri & Co. 179.
 Delas-Dampfstrahlsauger mit Zwischenkondensator 285.
 — ohne Zwischenkondensator 279.
 Dempewolf-Abdampfentöler 387.
 Doerfel, Verbundnaßluftpumpen 204, 206.
 Doppelrohrkondensator von Schaffstaedt 169.
 Dortmunder Vulkan, Dampfstrahlsauger 281.
 — — Kondensationsanlage 412.
 Dualluftpumpe 209.
- Edwards-Naßluftpumpe 203.
 Einfluß der Wassergeschwindigkeit auf die Wärmeübertragung 96.
 Einspritzkondensation 22.
 — bei Lokomobilen 50.
 Einspritzkondensatoren 25, 37.
 — für stark wechselnde Dampfmengen 51.
 — Ausführungsbeispiele 39.
 Einspritzkondensator der AEG 41.
 — der Alberger Pump & Condenser Co. 49.

- Einspritzkondensator von Balcke 39.
 — von Brown, Boveri & Co. 44.
 — der O. Estner G. m. b. H. 39, 45.
 — der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg 43.
 — von Weiss 45.
 — der Wheeler Condenser & Engineering Co. 49.
 Einspritzwassermenge 25.
 Einzelkondensation 24.
 Einzel-Mischkondensationsanlagen 405.
 — -Oberflächenkondensationsanlagen 408.
 Eisenbetonkühler 381.
 Eisengehalt der Kondensatorrohre 149.
 Elmluftpumpe der Siemens-Schuckert-Werke 250.
 — Kondensationsanlage mit 408.
 Ersparnis durch die Kondensation 3, 9, 10, 121.
 Estner, Einspritzkondensator mit Gegenstrom 45.
 — Einspritzkondensator mit Gleichstrom 39.
 — Kaminkühler 379.
 — Kondensationsanlage 408.
 — Oberflächenkondensator 165.
 Expreßluftpumpe 211.
- Flüssigkeitstemperatur 76.
- Garantieleistung 20.
 Gasschutzeinrichtung 340.
 Gefällverlustfreier Kaminkühler 373.
 Gegenstrom bei Einspritzkondensation 25, 27, 29, 31.
 — bei Oberflächenkondensation 74, 110, 170.
 Gegenstromkaminkühler 377.
 Gemeinsame Absaugung von Kondensat und Luft 31, 136.
 Geschwindigkeit des Kühlwassers 138.
 — der Luft 113.
 Getrennte Absaugung von Kondensat und Luft 31, 136.
 Gewährleistung der Luftleere 20.
 Gewichte von Luftpumpen 328.
 Ginabat-Kondensator 94.
 Gleichstrom bei Einspritzkondensation 25, 26, 29, 31.
 — bei Oberflächenkondensation 73, 110, 170.
 Gleichstromeinspritzkondensator mit besonderer Luftkühlung 33.
 Gradierwerk 357, 379.
 Großwasserraumkondensator von Balcke 54.
 — von Kießelbach 55.
 — von Weiss 56.
 Grove, Abdampfentöler 387.
- Gütegrad des Kondensators 65.
 — des Kaminkühlers 361.
- H**ärte 177.
 Härtegrad 178.
 Herstellung der Kondensatorrohre 145, 151.
 Hintereinanderschaltung von Luftpumpen 287.
 Hoefler, Dampfstrahlsauger 269.
 Hülsmeier, Spülung des Kondensators 180.
 — Speisewasserentlüfter 342.
- Isotherme 196, 215, 226.
- Jaeger, Kondensatpumpe 333.
 — Kühlwasserpumpe 350.
 — Turbinenluftpumpe 248.
 Josse, Kondensationsanlage 412.
 — Naßluftpumpe 208.
 — Versuche über Wärmeübertragung 79, 100.
 — Gensecke, Dampfstrahlsauger 281.
 — — Dampf-Wasserstrahlsauger 289.
 — — Wasserstrahl luftpumpe 238.
 — — Unterdruckverdampfer 393.
- K**alk-Soda-Verfahren 183.
 Kaltziehen von Kondensatorrohren 145, 152.
 Kaminkühler 357, 358.
 — Ausführungsbeispiele 371.
 — von Balcke 373.
 — von O. Estner Kühlwerksbau G. m. b. H. 379.
 — von Gebr. Huber aus Eisenbeton 381.
 — der Rheinischen Apparate und Kühlwerksbau G. m. b. H. 378.
 — der Union Kühlerbau A.-G. 377.
 Karbonathärte 178.
 Kennlinie einer Luftpumpe 246.
 Kesselspeisung mit Gasschutz 340.
 — unmittelbare 336.
 Kießelbach, Großwasserraumkondensator 55.
 Kinetic-Luftpumpe der Contraflo Condenser & Kinetic Air Pump Co. 289.
 Kolbengeschwindigkeit bei Naßluftpumpen 195.
 — bei Trockenluftpumpen 223.
 Kolbenluftpumpe, Kondensationsanlage mit 45, 405, 407, 408.
 — mit Druckausgleich, Ausführungsbeispiele 227.
 — mit Druckausgleich, Versuchsergebnisse 230.
 — ohne Druckausgleich, Ausführungsbeispiele 220.

- Kompression 196, 217, 226.
 Kondensat 342.
 Kondensatbehandlung 342.
 Kondensatbeschaffenheit 342.
 Kondensationsanlage auf Dampfer
 „Usambara“ 422.
 — der AEG 410, 411.
 — von Balcke 407, 410, 411, 422.
 — von Brown, Boveri & Co. 405, 410.
 — des Dortmunder Vulkan 412.
 — von Estner 408.
 — von Josse 407, 412.
 — der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg 405, 410.
 — der Mirrlees Watson Co. 412.
 — von Pape, Henneberg & Co. 410.
 — von Sack und Kießelbach 413.
 Kondensationsanlagen 401.
 — Ausführungsbeispiele 405.
 — Kosten 404.
 — mit barometrischem Abfallrohr 45, 405, 407.
 Kondensatförderung 330.
 Kondensatkreispumpen, Ausführungsbeispiele 332.
 Kondensatoren für stark wechselnde Dampfmengen 51.
 Kondensatormantel 139.
 Kondensatorrohre 142.
 Kondensatreiniger 389.
 Kondensatverlust 22, 257, 341.
 Korrosion der Kondensatorrohre 146.
 Körting, Strahlkondensatoren 57.
 — Streudüse 357.
 Kosten der Kondensationsanlagen 404.
 — der Luftpumpen 323.
 — der Oberflächenkondensatoren 190.
 Kreiselkondensator 64.
 Kreispumpe 332, 348.
 Kühlfläche beim Oberflächenkondensator 71, 106, 125.
 Kühlgleichung 368.
 Kühlgrenze 359.
 Kühlkurven 361.
 Kühlluftmenge 364.
 Kühlrohre 142.
 Kühlteich 357.
 Kühlturm s. Kaminkühler.
 Kühlwasserenthärtung 183.
 Kühlwasserförderung 343.
 Kühlwasserkreispumpe 348.
 Kühlwassermenge bei Einspritzkondensation 25, 29, 32, 33.
 — bei Oberflächenkondensation 12, 65, 114, 127.
 Kühlwasserpumpe der AEG 246, 348.
 — von Balcke 39, 348.
 — von Jaeger 350.
 Kühlwasserreinigung 178.
 Kühlwasserrückkühlung 356.
 Kühlwassertemperatur 11, 124.
 Kühlwasserverhältnis 12, 25, 65.
 Kühlwasserverlust 360.
 Kühlwasservorlage 142.
 Kühlwassermenge, Ausnutzung der 391.
 Kühlzonenbreite 360.
 Künstliche Luftzufuhr 16, 113.
 Lasche, Versuche über Korrosion 149.
 Lentz-Naßluftpumpe der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg 199.
 Lieferungsgrad 217, 222.
 Ljungström, Dampfstrahlluftpumpe 276.
 Lokomobile mit Kondensation 50.
 Loß-Abdampfentöler 387.
 Luft, Einfluß der 102, 109, 110, 114, 128, 171.
 Luftgehalt des Wassers 34, 341, 343.
 Luftgeschwindigkeit bei der Luftpumpe 214, 225.
 — in der Luftsaugleitung 356.
 Luftkondensator 193.
 Luftkühlung 106, 137, 140.
 Luftleere 3, 9, 11, 15, 114, 253, 267, 309, 313.
 Luftmenge bei Einspritzkondensation 34.
 — bei Kolbenmaschinen 35, 113.
 — bei Oberflächenkondensation 111.
 — bei Turbinen 36, 112.
 Luftmeßdüse 17.
 Luftpumpe 194, 208, 213, 290, 315.
 Luftpumpengröße 26, 32, 121.
 Maschinenbau A.-G. Balcke s. Balcke.
 Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg, Einspritzkondensator 43.
 — — Kondensationsanlagen 405, 410.
 — — Naßluftpumpe 199.
 — — Oberflächenkondensator 165.
 Messung der Luftleere 15.
 — der Luftmenge 16.
 Mirrlees Watson Co., Kondensationsanlage 412.
 Mischkondensation usw. s. Einspritzkondensation usw.
 Mittlere Flüssigkeitstemperatur 76.
 Naßluftpumpe 194.
 — von Balcke 204.
 — von Doerfel 204, 206.
 — von Josse 208.
 — mit getrennter Luftabsaugung 208.
 — mit Saugeschlitten 202.
 — Kondensationsanlage mit 405, 410.
 Nichtkarbonathärte 178.
 Nutzen der getrennten Absaugung 31, 136, 315.
 — der Kondensation 1, 3, 9.

- Oberflächenkondensation** 22.
Oberflächenkondensator 64.
 — der AEG 164.
 — von Balcke 160, 162, 179.
 — von Brown, Boveri & Co. 166, 179.
 — der Contraflo Condenser Co. 168.
 — von Estner 165.
 — der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg 165.
 — von Schaffstaedt 169.
Offener Oberflächenkondensator 179.
Ölabscheidung auf elektrischem Wege 390.
Ölrückgewinner 389.
Orrok, Versuche von 79.
O-V-Kondensator 166.
- Pape, Henneberg & Co., Kondensationsanlage** 410.
Parallelstrom s. Gleichstrom.
Parsons, Vakuumvermehrter 287.
Permutitverfahren 183.
Platzbedarf von Kondensatoren 401.
 — von Luftpumpen 328.
Polytrope 215, 226.
Preise von Luftpumpen 323.
 — von Oberflächenkondensatoren 190.
 — von Oberflächenkondensationsanlagen 404.
Prüfung der Abdampfentöler 388.
- Quecksilbersäule** 16.
Quer-Gegenstromkühler 377.
Querstromkondensator 162.
Querstromkühler 376.
- Radojet-Dampfstrahlluftpumpe mit Zwischenkondensator** 283.
 — ohne Zwischenkondensator 277, 425.
Rechen 178.
Rees-Roturbo-Kreiselkondensator 64.
Regelung von Turbopumpwerken 353.
 — von Turbospeisepumpen 337.
Regendichte, Regenhöhe 362.
Reinigung der Oberflächenkondensatoren 177.
Reisert, Abdampfentöler 388.
Rheinische Apparate- und Kühlwerksbau G. m. b. H., Kaminkühler 378.
Rieselkondensator 190.
Rohrlänge 142.
 — Einfluß auf die Wärmeübertragung 78.
Rohrleitungen 356.
Rückkühlung des Kühlwassers 356.
Rückkühlverfahren 356.
- Sack und Kießelbach, Kondensationsanlage** 413.
- Salzablagerungen auf Kondensatorrohren** 177.
Salzgehalt des Speisewassers 160, 343.
Sammelkondensation 24.
Sammel-Einspritzkondensationsanlagen 407.
 — Oberflächenkondensationsanlagen 413.
Schädlicher Raum 208, 214, 221.
Schaffstaedt, Oberflächenkondensator 169.
Schieber 356.
Schiffskondensator, großer 174.
Schiffsmaschinenkondensator 173.
Schleuderradkondensator von Balcke 62.
Schmidt Söhne, Unterdruckverdampfer 398.
Schmierölverbrauch von Luftpumpen 323.
Schutzüberzüge auf Kondensatorrohren 153.
Senkrechte Anordnung von Pumpen 240, 248.
Siebbandrechen 178.
Speisewasserentlüfter Aerex der Atlaswerke 343.
 — von Hülsmeier 342.
 — von Weir 342.
Spiroflo-Kondensator 49.
Spülsystem Hülsmeier 180.
Spülung der Oberflächenkondensatoren 158, 179, 186.
Strahlkondensator, Wirkungsweise 56.
Strahlkondensatoren von Körting 57.
Strahlluftpumpen 232, 258.
Streudüsen 357.
Stützplatten beim Oberflächenkondensator 141.
- Temperaturrexponent** 79.
Temperaturunterschied Dampf-Wasser 71, 79.
Theoretisch mögliche Luftleere 11.
Treppenrostkühler 371.
Trockenluftpumpen 213.
Turbokondensatpumpen, Dampfverbrauch 334.
Turboluftpumpen 242, 248, 255.
Turmkühler s. Kaminkühler.
- Überzüge auf Kondensatorrohren** 153.
Union Kühlwerksbau A.-G., Kaminkühler 377.
Unterdruckverdampfer von Balcke 394.
 — von Josse-Gensecke 393.
 — von Schmidt Söhne 398.
Usambara, Kondensationsanlage 422.
- Vakuumvermehrter von Parsons** 287.
Ventil, Naßluftpumpe 198, 208.

- Ventil, Trockenluftpumpe 220, 227, 229.
 Verbindung zwischen Maschine und
 Kondensator 186.
 Verbleiung 154.
 Verbundluftpumpe von Balcke 232.
 Verbundnaßluftpumpe von Doerfel 204,
 206.
 Verdichtung 196, 217, 226.
 Vergleich zwischen barometrischem Ab-
 fallrohr und Naßluftpumpe 346.
 — der Dampfstrahlluftpumpen unter-
 einander 312.
 — zwischen Einspritz- und Oberflächen-
 kondensation 22.
 — zwischen Einzel- und Sammelkon-
 densation 24.
 — zwischen Kolbenluftpumpe und
 Dampfstrahlsauger 317.
 — zwischen Kolbenluftpumpe und
 Wasserstrahlluftpumpe 320.
 — zwischen Wasser- und Dampfstrahl-
 luftpumpe 318.
 — der Wasserstrahlluftpumpen unter-
 einander 307.
 Verhütung der Rohrkorrosionen 151.
 Versuche an Dampfstrahlsaugern 310.
 — an einer Verbundnaßluftpumpe 292.
 — an Wasserstrahlluftpumpen 297.
 Verzinnung der Kondensatorrohre 153.
 Volumetrischer Wirkungsgrad 195, 213,
 214, 217, 222.
 Vorwärmung des Kesselspeisewassers
 264, 316.
- Wahl der Kondensation 22.
 — der Luftpumpe 315.
 Wandtemperaturen 76.
 Wärmedurchgangsversuche 99.
 Wärmedurchgangszahl, Dampf-Wasser
 68, 101, 128.
 — Luft-Wasser 108, 113.
 Wärmeleitzahl 67, 101.
 Wärmeübergang, Dampf-Wandung 90.
 — Wandung-Wasser 97.
 Wärmeübergangsversuche 98.
 Wärmeübergangszahl, Dampf-Wand 67,
 93.
 — Wand-Wasser 68, 98.
 — Wasser-Wand 99.
 Wärmeübertragung durch eine ebene
 Wand 67.
- Wärmeübertragung durch ein Rohr 69.
 — durch eine Wand 66.
 — Kondensat-Kühlwasser 73.
 Wärmeverbrauch der Kolbenmaschine
 7.
 Wassereinspritzung bei der Kolbenluft-
 pumpe 216.
 Wassergeschwindigkeit 138.
 — Einfluß auf die Wärmeübertragung
 96.
 Wasserstrahlluftpumpe, abgesaugte
 Dampfmenge 257.
 — Ausführungsbeispiele 238.
 — Berechnung 232.
 — Einfluß des Dampfgehalts der Luft
 auf die Luftleere 252.
 — Kondensationsanlage mit 407, 408,
 410, 411, 422.
 — Schaltung 234.
 — der AEG 246.
 — von Balcke 242.
 — von Brown, Boveri & Co. 239.
 — des Dortmunder Vulkan 238.
 — von Jaeger 248.
 — von Josse-Gensecke 238.
 — von Müller 240.
 — der Siemens-Schuckert-Werke 250.
 — von Westinghouse-Leblanc 242.
 — der Worthington Pump Co. 242.
 Weighton, Versuche von 128.
 Weir, Speisewasserentlüfter 342.
 Weiss, Einspritzkondensator 45.
 — Großwasserraumkondensator 56.
 Wesen der Kondensation 1.
 Westinghouse-Leblanc, Dampfstrahl-
 luftpumpe 266.
 — — Wasserstrahlluftpumpe 242.
 Wheeler Condenser & Engineering Co.,
 Einspritzkondensator 49.
 Worthington-Kühler 383.
 Wirbelstreifen 96.
 Worthington Pump Co., Wasserstrahl-
 luftpumpe 242.
 v. Wurstemberger, Versuche von 150.
- Zentralkondensation s. Sammelkonden-
 sation.
 Zinkschutzplatten 155.
 Zustand des Abdampfes 20.
 — des Frischdampfes 3, 259.
 Zweck der Kondensation 1.

Maschinentechnisches Versuchswesen. Von Professor Dr.-Ing. **A. Gramberg**,
Oberingenieur an den Höchster Farbwerken.

Erster Band: Technische Messungen bei Maschinenuntersuchungen und zur Betriebskontrolle. Zum Gebrauch an Maschinenlaboratorien und in der Praxis. Fünfte, vielfach erweiterte und umgearbeitete Auflage. Mit 326 Figuren im Text. (577 S.) 1923. Gebunden 18 Goldmark

Zweiter Band: Maschinenuntersuchungen und das Verhalten der Maschinen im Betriebe. Ein Handbuch für Betriebsleiter, ein Leitfaden zum Gebrauch bei Abnahmeversuchen und für den Unterricht an Maschinenlaboratorien. Dritte, verbesserte Auflage. Mit 327 Figuren im Text und auf 2 Tafeln. (619 S.) 1924. Gebunden 20 Goldmark

Technische Untersuchungsmethoden zur Betriebskontrolle insbesondere zur Kontrolle des Dampfbetriebes. Zugleich ein Leitfaden für die Übungen in den Maschinenbaulaboratorien Technischer Lehranstalten. Von Professor **Julius Brand**, Elberfeld. Mit einigen Beiträgen von Dipl.-Ing. Oberlehrer **Robert Heermann**. Vierte, verbesserte Auflage. Mit 277 Textabbildungen, 1 lithographischen Tafel und zahlreichen Tabellen. (385 S.) 1921.

Gebunden 12 Goldmark

Kolben- und Turbo-Kompressoren. Theorie und Konstruktion. Von Professor Dipl.-Ing. **P. Ostertag** in Winterthur. Dritte, verbesserte Auflage. Mit 358 Textabbildungen. (308 S.) 1923. Gebunden 20 Goldmark

Kolbendampfmaschinen und Dampfturbinen. Ein Lehr- und Handbuch für Studierende und Konstrukteure. Von Professor **Heinrich Dubbel**, Ingenieur. Sechste, vermehrte und verbesserte Auflage. Mit 566 Textfiguren. (530 S.) 1923. Gebunden 11 Goldmark

Dampf- und Gasturbinen. Mit einem Anhang über die Aussichten der Wärmekraftmaschinen. Von Dr. phil. Dr.-Ing. **A. Stodola**, Professor an der Eidgen. Techn. Hochschule in Zürich. Sechste Auflage. Unveränderter Abdruck der fünften Auflage. Mit einem Nachtrag nebst Entropietafel für hohe Drücke und B¹T-Tafel zur Ermittlung des Rauminhaltes. Mit 1138 Textabbildungen und 13 Tafeln. (1154 S.) 1924. Gebunden 50 Goldmark

Nachtrag nebst Entropietafel für hohe Drücke und B¹T-Tafel zur Ermittlung des Rauminhaltes. Sonderausgabe zur Ergänzung der 5. Auflage. (32 S.) 1924. 3 Goldmark

Sonderausgaben auf Tafeln:

JS-Tafel für Wasserdampf. Sonderausgabe in doppelter Größe der Buchbeilage (d. i. Originalgröße). 1.20 Goldmark

Entropietafel I für Gase. 0.80 Goldmark

Entropietafel II für Gase. (Mit den wahren spezifischen Wärmen.) 0.80 Goldmark

Der Einfluß der rückgewinnbaren Verlustwärme des Hochdruckteils auf den Dampfverbrauch der Dampfturbinen. Von Dr.-Ing. **Georg Forner**, Beratender Ingenieur und Privatdozent an der Technischen Hochschule zu Berlin. Mit 10 Textabbildungen und 8 Zahlentafeln. (36 S.) 1922. 1.50 Goldmark

Regelung der Kraftmaschinen. Berechnung und Konstruktion der Schwungräder, des Massenausgleichs und der Kraftmaschinenregler in elementarer Behandlung. Von Hofrat Professor Dr.-Ing. **Max Tolle** in Karlsruhe. Dritte, verbesserte und vermehrte Auflage. Mit 532 Textfiguren und 24 Tafeln (902 S.) 1921. Gebunden 33.50 Goldmark

Der Regelvorgang bei Kraftmaschinen auf Grund von Versuchen an Exzenterreglern. Von Professor Dr.-Ing. **A. Watzinger**, Trondhjem und Dipl.-Ing. **Leif J. Hanssen**, Trondhjem. Mit 82 Abbildungen. (92 S.) 1923. 7 Goldmark; gebunden 8 Goldmark

Die Pumpen. Ein Leitfadens für Höhere Maschinenbauschulen und zum Selbstunterricht. Von Professor Dipl.-Ing. **H. Matthiessen** in Kiel und Dipl.-Ing. Studienrat **E. Fuchslocher** in Kiel. Mit 137 Textabbildungen. (89 S.) 1923. 1.60 Goldmark

Die Kolbenpumpen einschließlich der Flügel- und Rotationspumpen. Von Professor **H. Berg** in Stuttgart. Zweite, vermehrte und verbesserte Auflage. Mit 536 Textfiguren und 13 Tafeln. (436 S.) 1921. Gebunden 16 Goldmark

Die Zentrifugalpumpen mit besonderer Berücksichtigung der Schaufelschnitte. Von Dipl.-Ing. **Fritz Neumann**. Zweite, verbesserte und vermehrte Auflage. Mit 221 Textfiguren und 7 lithogr. Tafeln. (260 S.) 1912. Unveränderter Neudruck. 1922. Gebunden 10 Goldmark

Kreiselpumpen. Eine Einführung in Wesen, Bau und Berechnung neuerzeitlicher Kreis- oder Zentrifugalpumpen. Von Dipl.-Ing. **L. Quantz** in Stettin. Mit 109 Textabbildungen. (112 S.) 1922. 3.80 Goldmark

Die Kreiselpumpen. Von Professor Dr.-Ing. **C. Pfeleiderer**, Braunschweig. Mit 355 Abbildungen. (403 S.) 1924. Gebunden 22.50 Goldmark

Die Grundgesetze der Wärmeleitung und des Wärmeüberganges. Ein Lehrbuch für Praxis und technische Forschung. Von Oberingenieur Dr.-Ing. **Heinrich Gröber**. Mit 78 Textfiguren. (279 S.) 1921. 9 Goldmark

Verdampfen, Kondensieren und Kühlen. Erklärungen, Formeln und Tabellen für den praktischen Gebrauch. Von Baurat **E. Hausbrand**. Sechste, vermehrte Auflage. Mit 59 Figuren im Text und 113 Tabellen. (559 S.) 1918. Unveränderter Neudruck. 1924. Gebunden 16 Goldmark

Technische Thermodynamik. Von Professor Dipl.-Ing. **W. Schüle**.
Erster Band: **Die für den Maschinenbau wichtigsten Lehren nebst technischen Anwendungen.** Vierte, neubearbeitete Auflage. Mit 225 Textfiguren und 7 Tafeln. (569 S.) 1923. Gebunden 18 Goldmark
Zweiter Band: **Höhere Thermodynamik** mit Einschluß der chemischen Zustandsänderungen nebst ausgewählten Abschnitten aus dem Gesamtgebiet der technischen Anwendungen. Vierte, neubearbeitete Auflage. Mit 228 Textfiguren und 5 Tafeln. (527 S.) 1923. Gebunden 18 Goldmark

Die Abwärmeverwertung im Kraftmaschinenbetrieb mit besonderer Berücksichtigung der Zwischen- und Abdampfverwertung zu Heizzwecken. Eine wärmetechnische und wärmewirtschaftliche Studie. Von Dr.-Ing. **Ludwig Schneider**. Vierte, durchgesehene und erweiterte Auflage. Mit 180 Textabbildungen. (280 S.) 1923. Gebunden 10 Goldmark