

Hochdruckdampftagung Essen

Im Rahmen seiner diesjährigen Vortragsveranstaltungen führte das Haus der Technik, Essen, am Dienstag, 22. November 1938, gemeinsam mit dem VDI-Ruhrbezirksverein und der ADK Ruhr im VDI eine Hochdruckdampftagung durch, die sich eines außergewöhnlich starken Zuspruchs erfreuen durfte. Von den über 1300 Besuchern — eine größere Anzahl weiterer unangemeldeter Besucher konnte wegen des überfüllten Raumes nicht mehr zugelassen werden — war neben Teilnehmern aus dem engeren Industriegebiet der größere Teil aus allen Gauen des Reiches nach Essen geeilt. Sogar aus den benachbarten ausländischen Staaten fand sich hier eine Anzahl interessierter Fachleute ein, um einen Ueberblick über den heutigen Stand der Entwicklung der Hochdruckdampftechnik zu gewinnen.

Die unter der Leitung von Direktor Dr.-Ing. e. h. Fr. Schulte vom Technischen Ueberwachungsverein 4, Essen, stehende Tagung brachte folgende

Vortragsfolge:

1. **Werkstoffe für Hochdruckkessel**
Direktor Dr.-Ing. e. h. Fr. Schulte, Technischer Ueberwachungsverein 4, Essen
2. **Betriebserfahrungen mit Hochdruckkesseln**
 - a) Teilkammer-Kessel
Direktor Dipl.-Ing. Weißgerber, L. & C. Steinmüller, Gummersbach
 - b) Steilrohr-Kessel
Dipl.-Ing. Möbius, Kraftwerk Wehrden G. m. b. H., Völklingen (Saar)
 - c) La-Mont-Kessel
Dr.-Ing. Arend, Technischer Ueberwachungsverein für Niedersachsen e. V., Hannover
 - d) Benson-Kessel
Direktor Dr.-Ing. H. Lent, Bergwerksgesellschaft Hibernia AG., Wanne-Eickel
 - e) Sulzer-Kessel
Obering. Bläß, Direktion der Stinneszechen, Essen
 - f) Löffler-Kessel
Dipl.-Ing. H. Tietz, IG. Farbenindustrie, Leverkusen
 - g) Schmidt-Kessel
Dipl.-Ing. Kaißling, IG. Farbenindustrie, Bitterfeld
 - h) Velox-Kessel
Direktor Dr. Noack, Brown, Boveri & Cie., Mannheim
3. **Regelung von Hochdruckkesseln**
Direktor G. Wünsch, Askaniaerwerke AG., Berlin
4. **Speisewasserfragen für Hochdruckkessel**
Dipl.-Ing. E. Schumann, Technischer Ueberwachungsverein 4, Essen
5. **Über das Versalzen und Verkieseln von Ueberhitzern und Turbinen durch Kesselwassersalze und Abhilfemaßnahmen**
Dr. phil. A. Splittgerber, Vereinigung der Großkesselbesitzer e. V., Berlin
6. **Kühlung im Kraftwerksbetrieb**
Dipl.-Ing. Wartenberg, Technischer Ueberwachungsverein 4, Essen
7. **Die Luftkondensation im Dampfkraftwerk**
Dr.-Ing. Kurt Lang, GEA-Luftkühler-Gesellschaft m. b. H., Bochum
8. **Vorschalt- und Gegendruck-Kraftwerke**
Direktor Dr.-Ing. H. Schult, Steinkohlen-Elektrizitäts-AG., Essen

Das bis zum Schluß unveränderte rege Interesse der Teilnehmer durfte dem Veranstalter als Beweis für die Bedeutung und Aktualität der hier behandelten Fragen dienen. Das vorliegende Heft, das sämtliche auf der Tagung gehaltenen Vorträge im Wortlaut bringt, wird den Tagungsteilnehmern eine wertvolle Ergänzung ihrer unmittelbar gewonnenen Eindrücke geben, darüber hinaus auch dem großen Kreise von Fachleuten, die den Vorträgen nicht beiwohnen konnten, einen zusammenfassenden Überblick über den heutigen Stand der Hochdruckdampftechnik vermitteln.

Die Schriftleitung.

Werkstoffe für Hochdruckkessel*)

Professor Ulrich hat am 4. Februar 1937 im „Haus der Technik“ einen Vortrag über „Werkstoffe von Hochdruckkesseln“ gehalten¹⁾, in dem er eine ausgezeichnete Uebersicht über Stahlsorten, Lieferwerke, Stahlzeichnungen, chemische Zusammensetzungen, physikalische Kalt- und Warmwerte, für Rohre, Trommeln, Sammler und andere Kesselteile gebracht hat. Nachdem seit diesem Vortrag fast zwei Jahre vergangen sind, können die dort gemachten Angaben auch heute noch unbedenklich empfohlen werden. Die Werkstoffabnahmen an rund 200 Kesseln haben die Ulrichschen Werte und Auffassungen durchaus bestätigt.

Beachtenswert ist ferner ein Vortrag von Dr.-Ing. Schulz: „Der Werkstoffaufwand im Dampfkraftwerk“ auf der Hauptversammlung des Vereins Deutscher Ingenieure am 28. Juni 1937 in Kiel²⁾. Schulz bringt in seinem Vortrag Ermittlungen über Stahlsortenanteile am Fertiggewicht von Hochdruckanlagen, die in der heutigen Zeit der Werkstoffknappheit allgemein beachtet werden sollten.

Die Kenntnis dieser beiden Vorträge ist bei der Planung von Hochdruckkesseln dringend anzuempfehlen.

Die Werkstoffabnahmen von etwa 200 Hochdruckkesseln der letzten Jahre bringen den statistischen Nachweis, daß bei Trommeln die Werkstoffe M I, M III und M IV stark zurücktreten. Bevorzugt wird der Stahl M II, der allein bei 56% der Gesamtzahl der Trommeln angewandt wurde. Noch höher ist sein Anteil bei der Zahl der unlegierten Trommeln, nämlich 75%. Auch Izzett wurde in beachtlicher Menge als Trommelwerkstoff benutzt, nämlich zu 11,5% der Gesamtzahl und zu 15% der unlegierten Stähle. Molybdänlegierte Stähle wurden zu 19% der Gesamtzahl und zu 77% der legierten Stähle verwandt. Bei letzteren stehen also die kupfer-molybdän-, chrom-molybdän- und die mangan-silizium-legierten Stähle im Hintergrund. — Bei den Rohren wird Stahl 35.29 bevorzugt, nämlich mit 54,5% der Gesamtzahl. Die Verwendung legierter Stähle nimmt zu, wobei wiederum molybdän- und kupfer-molybdän-legierte Stähle mit 26,3% stark bevorzugt sind. An zweiter Stelle der legierten Stähle stehen die chrom-molybdän-legierten. — Bei Vierkantrohren und Sammlern werden unlegierte Stähle bevorzugt. Ihre Zahl beträgt 82% der Gesamtzahl. Unter diesen wird wiederum die Stufe 45 bis 55 kg/mm² am meisten angewandt.

Bei der Anlage von Hochdruckkesseln wird Werkstoffkenntnis nicht nur vom Hersteller, sondern auch vom Betreiber verlangt. Die Lösung der beim Bau von Hochdruckkesseln auftretenden schwierigen Fragen ist nur in Gemeinschaftsarbeit aller Beteiligten möglich. Betriebsbeobachtungen sollten daher nicht nur im Schoße der Betriebe schlummern, sondern bereitwilligst auch den Ueberwachern und Herstellern der Kessel mitgeteilt werden. Nur aus der Aufklärung von Fehlschlägen und Schadensfällen kann der Fortschritt auf diesem wichtigen Gebiet beschleunigt werden. Erwünscht ist die Zusammenarbeit der Fachausschüsse der beteiligten Verbände, wie es zum Teil auch bereits der Fall ist, und die Einschaltung der Technischen Ueberwachung, die als Werkstoffabnehmer und Bauüberwacher auch heute schon eine wichtige Rolle spielt.

Bei der Beurteilung der Werkstoffe unterscheiden wir folgende Kennwerte:

* Abb. des Verfassers.
¹⁾ „Technische Mitteilungen“ 1937 Nr. 25
²⁾ Z. VDI 1937 Nr. 49

Von Direktor Dr.-Ing. e. h. Fr. Schulte VDI, Essen

1. Werksgewährwerte,
2. amtliche Mindestwerte,
3. Abnahmewerte.

Letztere dürfen die amtlichen Mindestwerte nicht unterschreiten. Diese Werte werden ergänzt durch Sonderforderungen, z. B. durch Richtlinien der Vereinigung der Großkesselbesitzer. Letztere sind von den Herstellerverbänden anerkannt und werden häufig im Kaufvertrag festgesetzt.

Die Abbildungen 1 bis 5 geben Aufschluß über die Verwendung verschiedener Stähle bei verschiedenen Kesselbauarten. In diesen Bildern bedeuten:

K 1. Zeile = Berechnungsfestigkeit nach den Werkstoff- und Bauvorschriften,

Trommeln

	K	γ	σ_B	σ_S	ϵ	
Vordere Trommel Th 31R (1250 86)						
50			50/80	33	20/16	Gewähr
24	1,85	66,7	36	24		Abnahme
Zwischen Trommel Th 31R (800 70)						
50			50/60	33	20/16	Gewähr
24	2,6	54	31,6	25,5		Abnahme
Untere Trommel Th 31R (800 70)						
50			50/60	33	20/16	Gewähr
24	2,6	55	32,4	24,5		Abnahme
Hintere Trommel Th 31R (900 80)						
50			50/80	33	20/16	Gewähr
24	2,5	55,5	35,7	24,5		Abnahme

Betriebsdruck 135 atü
 Temperatur: 520° C

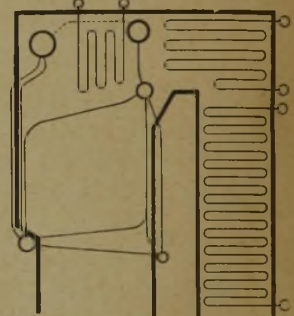


Abb. 1a: Werkstoffe eines Strahlungskessels, Trommeln, Werksgewährs- und Abnahmewerte

Sammler u Verteiler

	K	γ	σ_B	σ_S	ϵ	
Vw Vert-Kam St 6011 (2001 u 45)						
60			31	60/70	18/15	Gewähr
19	4,4	43,8	66,1	21,8		Abnahme
E-u-A-S St 6011 (2001 u 45)						
60			31	60/70	18/15	Gewähr
25	5,8	39,2	66	18,9		Abnahme
Brk St 6011 (3001 u 50)						
60			31	60/70	18/15	Gewähr
19	3,05	37,1	64	19		Abnahme
U Eintr-S St 6011 (200 u 45)						
60			31	60/70	18/15	Gewähr
13	2,25	36,7	61,3	20,0		Abnahme
U Austr-S Sk 12E (250 u 45)						
60			36	60/70	15	Gewähr
11	1,9	48,7	65,8	20,2		Abnahme

Betriebsdruck 135 atü
 Temperatur: 520° C

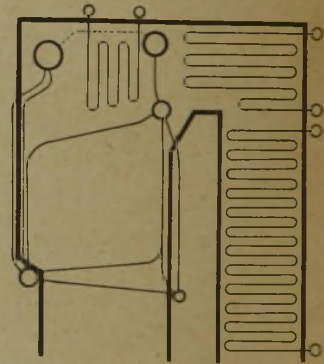


Abb. 1b: Werkstoffe eines Strahlungskessels, Sammler und Verteiler, Werksgewährs- und Abnahmewerte

Rohre

	K	γ	σ_B	σ_S	ϵ	
Vw Th 30 (35 5)						
8			26	38/45	20	Gewähr
19	5,65	28,7	43,7	25,1		Abnahme
Brk Th 31 (51 4,5)						
8			29	45/55	17	Gewähr
22	3,45	32,4	50,3	24,5		Abnahme
U1 Th 31 (35 5)						
8			29	45/55	17	Gewähr
15	4,45	33	50,2	23		Abnahme
U2 Th 32 (35 5)						
8			30	45/55	20	Gewähr
7	2,05	32,2	50	25,2		Abnahme

Betriebsdruck 125 atü
 Temperatur: 530° C

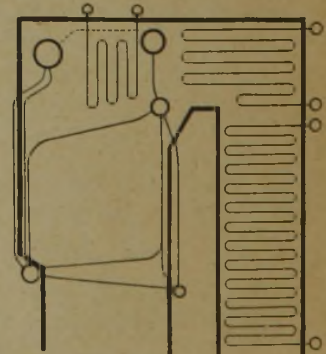


Abb. 1c: Werkstoffe eines Strahlungskessels, Rohre, Werksgewährs- und Abnahmewerte

K 2. Zeile = Warmstreckgrenze oder Dauerstandsfestigkeit nach Werksgewähr,

r = Sicherheit, berechnet nach der Warmstreckgrenze bzw. Dauerstandsfestigkeit (Wert K 2. Zeile),

σ_B = Festigkeit bei 20°,

σ_s = Streckgrenze bei 20°,

ϵ = Dehnung bei 20°.

Abb. 1 stellt einen Strahlungskessel der Kohlencheidungsgesellschaft für eine Zeche des Ruhrgebietes dar. Der Kesseldruck beträgt 135 at, die Ueberhitzung 520°.

Die Trommeln sind aus molybdän-legiertem Stahl hergestellt. Die Sicherheit gegen Warmstreckgrenze ist durchweg über 2. Nur bei der vorderen Obertrommel ist die Sicherheit derjenigen für Rohre (1,8) angenähert. Dabei ist allerdings zu bemerken, daß es sich um eine nahtlose Trommel handelt. — Für Sammler und Verteiler ist unlegierter Werkstoff gewählt mit Ausnahme der Ueberhitzer-Austrittskammer, die aus Chrom-Molybdän-Stahl gefertigt ist. Die Sicherheit geht bis zu 5,8 gegen Warmstreckgrenze mit Ausnahme des Ueberhitzers II, bei dem die Sicherheit 1,9 beträgt. Auch hier ist die Sicherheit derjenigen für Rohre angenähert. Die Rohre sind aus molybdänlegiertem Werkstoff hergestellt mit Ausnahme des Ueberhitzers II, der mit Rücksicht auf die hohen Temperaturen aus Chrom-Molybdän-Stahl besteht. Die Sicherheit ist auch hier reichlich. Sie liegt für Rohre sogar über 2.

Abb. 2 zeigt einen Steilrohrkessel der Babcockwerke für 152 at und 500°.

Die Trommeln und Kamern sind aus chrom-molybdän-legiertem Werkstoff, sogar die außenliegende

Trommel und Kamern

	K	ν	σ_s	σ_B	ϵ	
Kessel-Trommel	Cr-Mo-Stahl FK 663 (14001 ϕ 106)					
	60	45	60/70	16	Gewähr	
	27	2,2	45,9	164,5	21,2	Abnahme
□-Kam	Sk 12E (140 190 I Abm 44)					
Vw	60	40	60/70	16	Gewähr	
	25	1,6	45,6	61,3	21,5	Abnahme
□-Kam	Sk 12E (120 120 I Abm 32)					
Sektionen	60	40	60/70	16	Gewähr	
Kühlsyst	25	4,7	46,3	64,3	20,2	Abnahme
□-Kam	Sk 12E (140 165 I Abm 42 u. 48)					
Ü	60	40	60/70	16	Gewähr	
	19	1,8	44,7	65,4	20,4	Abnahme

Betriebsdruck: 152 at
Dampf Temperatur: 500° C

Abb. 2a: Werkstoffe eines Sektionalkessels, Trommeln und Kamern, Werksgewährs- und Abnahmewerte

Rohre

	K	ν	σ_s	σ_B	ϵ	
Vw	FK 335 O (38 4)					
	8	30	45/55	20	Gewähr	
	24	4,0	32,7	49,1	25,5	Abnahme
Brk	FK 335 O (70 5)					
	8	30	45/55	20	Gewähr	
	22	2,3	34,1	48,6	22,1	Abnahme
Ü1	FK 335 O (38 4,5)					
	8	30	45/55	20	Gewähr	
	16	3,1	33,1	49,5	24,9	Abnahme
Ü2	FK 335 O (38 6)					
	8	30	45/55	20	Gewähr	
	7	2,1	33,6	48,6	25,7	Abnahme

Betriebsdruck: 152 at
Dampf Temperatur: 500° C

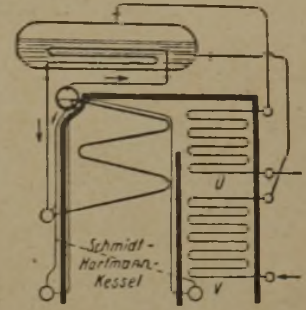
Abb. 2b: Werkstoffe eines Sektionalkessels, Rohre, Werksgewährs- und Abnahmewerte

nahtlose Trommel und die Vorwärmerkammern, wohl mit Rücksicht auf die hohe Dampfspannung. Die Sicherheiten sind knapp, z. T. liegen sie sogar unter der für Rohre üblichen Grenze. — Die Rohre sind aus chrom-molybdän-legiertem Werkstoff. Die Sicherheiten sind reichlich.

Abb. 3 stellt einen Schmidt-Kessel der Vereinigten Kesselwerke für 110 at im Erstkessel, 40 at im Zweitkessel und 490° Ueberhitzung dar.

Trommeln

	K	ν	σ_s	σ_B	ϵ	
Sekund-Ober-Tr	Th 10B (1520 I ϕ 40)					
	41	4,5	25	20	Gewähr	
	20	2,35	45,1	265,2	12	Abnahme
Primär-Ober-Tr	Th 60B (710 I ϕ 45)					
	47	4,75	34	20	Gewähr	
	24	2,5	50	33,7	2,2	Abnahme
Primär-Zwisch-Tr	M IV (350 I ϕ 39)					
	47	4,75	25	20	Gewähr	
	17	1,85	49,7	31,3	30,7	Abnahme
Primär-Unter-Tr	M IV (250 I ϕ 35)					
	47	4,75	25	20	Gewähr	
	17	2,3	51,5	29	31,4	Abnahme

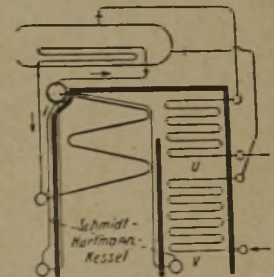


Druck, primär 110 at
sekundär 40 at
Temperatur 490° C

Abb. 3a: Trommelwerkstoffe eines Schmidt-Kessels, Werksgewährs- und Abnahmewerte

Sammler und Verteiler

	K	ν	σ_s	σ_B	ϵ	
Primär-Teil						
Rost-Kühlb	M IV (200 I ϕ 35)					
	47	2,5	47,5	24,18	Gewähr	
	15	4,8	33,6	52,2	29,7	Abnahme
Seitenw Sa	M IV (250 I ϕ 35)					
	47	2,5	47,5	24,18	Gewähr	
	15	2,5	34	5,2	30,5	Abnahme
Vd Sekt-K	M IV (115-140 a Abm 80 I ϕ)					
	47	2,5	47,5	24,18	Gewähr	
	15	2,45	23,3	15,3	23,7	Abnahme
Sekundär-Teil						
Vw	M II (140 140 I W 24)					
	41	2,3	41,5	29,2	Gewähr	
	20	2,4	31,8	49	33,7	Abnahme
Ü1	M III (200 275 I W 42)					
	47	2,5	47,5	24,2	Gewähr	
	14	4,7	29,4	15,4	24,6	Abnahme
Ü2	Sk 12V (200 275 I W 36)					
	60	40	60/70	15	Gewähr	
	20	1,72	48,3	62,9	20,0	Abnahme

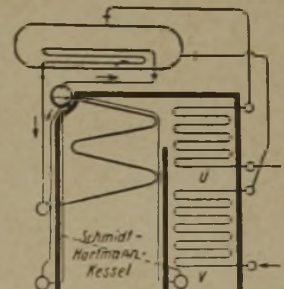


Druck, primär: 110 at
sekundär: 40 at
Temperatur: 490° C

Abb. 3b: Werkstoffe eines Schmidt-Kessels, Sammler und Verteiler Werksgewährs- und Abnahmewerte

Rohre

	K	ν	σ_s	σ_B	ϵ	
Primär-Teil						
Vd	St 45.29 (57 5)					
	8	26	45/55	17	Gewähr	
	15	2,9	31,2	51	23,6	Abnahme
Schlang i.d. Vd-Tr	Th 30 (38 3)					
	8	26	38/45	20	Gewähr	
	19	3,25	27,5	4,2	27,6	Abnahme
Sekundär-Teil						
Vw	St 35.29 (76 6,5)					
	8	23	35/45	20	Gewähr	
	19	9,8	27,8	39,7	24,7	Abnahme
Ü1	St 35.29 (83 4)					
	8	23	35/45	20	Gewähr	
	11	2,9	26,8	41,6	21	Abnahme
Ü2	CS 65 (83 4)					
	8	35	45/55	17	Gewähr	
	15	4	31,8	52,6	20,1	Abnahme



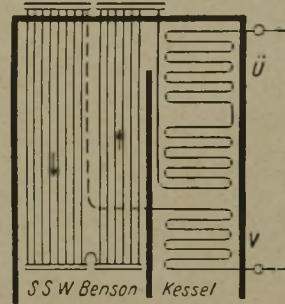
Druck, primär: 110 at
sekundär: 40 at
Temperatur: 490° C

Abb. 3c: Rohrwerkstoffe eines Schmidt-Kessels, Werksgewährs- und Abnahmewerte

Die Trommeln des 40-at-Kessels sind aus unlegiertem, die Obertrommel des 110-at-Kessels ist aus kupfernickel-legiertem Werkstoff; die Zwischentrommeln sind unlegiert. Die Sicherheiten sind reichlich. - Sammler und Verteiler sind aus unlegierten Werkstoffen mit Ausnahme des Ueberhitzers II, der aus Chrom-Molybdän-Stahl besteht. Die Sicherheiten für den Ueberhitzer sind knapp. — Die Rohre sind aus unlegiertem Werkstoff bis auf die molybdänlegierten Schlangen in der Trommel und den silizium-chrom-molybdän-legierten Ueberhitzer II. Die Sicherheiten sind reichlich.

Sammler und Verteiler.

	K	γ	δ _s	δ _B	ε	
Strahlteil	St 50.11 (120 φ u. 80 l. φ)					
	8	30	50	60	18	Gewähr
	15	4,55	35,1	55,8	24,3	Abnahme
Übergteil	St 50.11 (170 φ u. 105 l. φ)					
	8	30	50	60	18	Gewähr
	11,5	4,9	34,3	54,9	25,1	Abnahme
Überhitzer	CS 65 (220 φ u. 130 l. φ)					
	8	30	45	55	17	Gewähr
	6,5	3,7	34,1	57,3	28,8	Abnahme
	CS 65 (8-kant. 270/180 φ)					
	8	30	45	55	17	Gewähr
	15	6,0	38,9	60,4	26,2	Abnahme

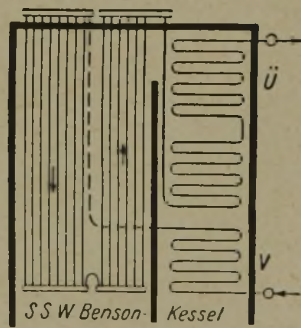


Betriebsdruck 125 at
Temperatur 530 °C

Abb. 4a: Kammerwerkstoffe eines Benson-Kessels, Sammler und Verteiler, Werksgewährs- und Abnahmewerte.

Rohre

	K	γ	δ _s	δ _B	ε	
Tragrohr System	Th 31 (152 22)					
	8,0	35	29	18		Gewähr
Neben-Heizfl.	Th 30 (22 3,5)					
	8,0	30	26	20		Gewähr
Brennk. Steigr.	Th 30 (32 3,5)					
	8,0	30	26	20		Gewähr
Brennk. Fallrohre	Th 30 (102 10)					
	8,0	30	26	20		Gewähr
Übergteil	Th 30 (29 3,5)					
	8,0	30	26	20		Gewähr
Überhitzer	CS 65 (28 4)					
	8,0	35	26	20		Gewähr



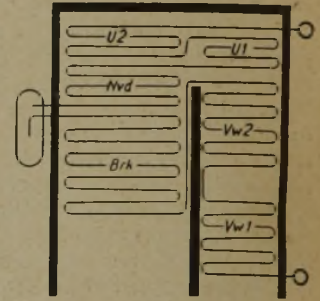
Betriebsdruck 125 at
Temperatur 530 °C

Abb. 4b: Rohrwerkstoffe eines Benson-Kessels, Werksgewährs- und Abnahmewerte.

Abb. 4 bringt den im Schrifttum mehrfach erwähnten Benson-Kessel von 125 at und 530° Ueberhitzung.

Die Sammler sind aus unlegiertem Werkstoff mit Ausnahme der silizium-chrom-molybdän-legierten Ueberhitzerkästen. Die Sicherheiten sind reichlich. Neuerdings werden auch die Sammlerkästen für den Ueberhitzereintritt aus Chrom-Molybdän-Stahl hergestellt. — Die Rohre sind aus molybdänlegiertem Werkstoff bis auf den silizium-chrom-molybdän-legierten Ueberhitzer. Die Sicherheiten sind reichlich.

	K	γ	δ _s	δ _B	ε	
Ü2	CS 65 (60x5,25)					
	8,0	35,0	29,2	18,0		Gewähr
	6,5	11	33,4	52,6	22,7	Abnahme
Ü1	Th 31 (63,5x5,5)					
	8,0	29,0	23,5	18,0		Gewähr
Vw1 und Vw2	Th 31 (57x 5,25)					
	8,0	29,0	23,5	18,0		Gewähr
Brk und Nvd	Th 31 (63,5x5,75)					
	8,0	29,0	23,5	18,0		Gewähr



Betriebsdruck: 120 at
Temperatur 530 °C

Abb. 5: Werkstoffe eines Sulzer-Kessels, Werksgewährs- und Abnahmewerte.

Abb. 5 zeigt den Sulzer-Kessel einer Zeche für 120 at und 530° Ueberhitzung.

Der Kessel besteht nur aus molybdänlegiertem Werkstoff bis auf den silizium-chrom-molybdän-legierten Ueberhitzer II. Die Sicherheiten sind reichlich bis auf den Ueberhitzer II, wo sie knapp gehalten sind.

Die Beispiele zeigen, daß für Hochdruck-Hochtemperaturkessel in den hochbeanspruchten Teilen durchweg legierte Werkstoffe gewählt werden, deren Berechnung nach der Warmstreckgrenze bzw. Dauerstandfestigkeit erfolgt. Die Sicherheiten sind in der Regel reichlich bemessen, in manchen Fällen allerdings knapp. Die Erfahrung muß lehren, ob sie ausreichen oder ob nicht doch in Zukunft mit größeren Sicherheiten zu rechnen ist. Jedenfalls empfiehlt sich bei den Kesselteilen mit geringer Sicherheit eine sorgfältige Betriebsüberwachung und häufigere amtliche Untersuchung, um Betriebsstörungen und Schäden an Leben und Gesundheit der Bedienungsmannschaft zu vermeiden.

Betriebsverfahren mit Hochdruckkesseln

a) Teilkammer-Höchst-Druckkessel *)

Als Ende März 1935 von der IG. Farbenindustrie AG., Farbenfabrik Wolfen, der Auftrag auf einen Teilkammer-Höchst-Druckkessel erteilt wurde, waren für die Entscheidung in erster Linie die Speisewasser-Verhältnisse entscheidend gewesen. Es sollte 100% chemisch aufbereitetes Muldwasser gespeist werden können. Hierdurch war die Forderung bestimmt, die beheizten Kessel- und Vorwärmerrohre hauptsächlich gerade, oder aber zum mindestens so auszuführen, daß das Rohrrinnere von zwei Seiten aus beobachtet werden konnte.

Der Kessel, der in gemeinsamen Beratungen zwischen dem Kunden, der VGB. und dem Hersteller entstand,

*) Werkfotos: L. & C. Steilmüller.

Von Direktor Dipl.-Ing. E. Weißgerber, Gummersbach

ist in Abb. 1 veranschaulicht. Es handelt sich hierbei um den ersten in Europa gebauten Höchst-Druck-Teilkammerkessel. Die Hauptdaten dieses Kessels sind: Druck 125 atü, Ueberhitzung 485° C, Speisewasser-temperatur bei einer maximalen Dauerleistung von 40 t/h 200° C. Der Kessel besitzt einen rauchgas-beheizten Zwischenüberhitzer, um den in der Höchst-Druckturbine bis auf 20 atü entspannten Dampf von 270 auf 350° C zu überhitzen.

Zwei Fragen waren es, die uns als Kesselkonstruktoren vorwiegend beschäftigten:

1. Wie ist die geeignete Dichtung für die zu wählenden Innenverschlüsse zu beschaffen und

2. welche Maßnahmen können getroffen werden, um bei den schwierigen Speisewasserhältnissen ein Minimum von mitgeführten Salzen im erzeugten Dampf zu erreichen.

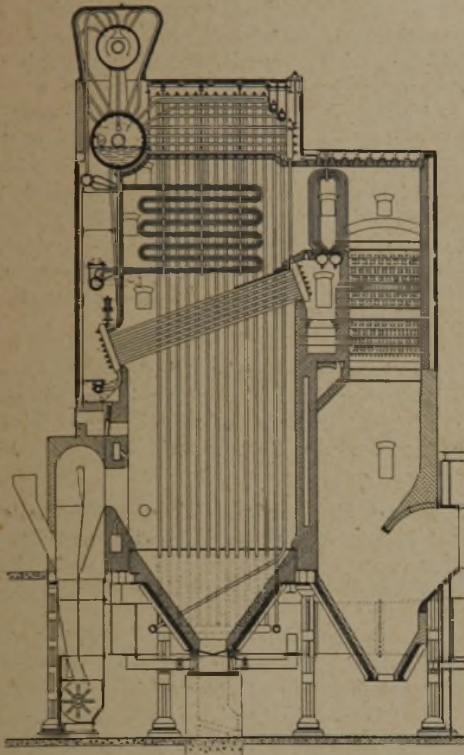


Abb. 1: Teil-kammer-Höchst-Druckkessel I, Farbenfabrik Wölfen

Als der Kessel Ende April 1936 nach der außergewöhnlich kurzen Bauzeit von rund 1 Jahr ab Auftragserteilung in Betrieb ging, lagen die ersten, allerdings negativen Erfahrungen bezüglich der Dichtungen bereits hinter uns. Die eingebauten gewellten Metall-

dichtungen aus Armco-Eisen hatten bei der Druckprobe vollständig versagt. Die hieraufhin eingebauten Weich-eisendichtungen aus Elektrolyteisen mit drei Rillen haben sich dagegen am Kessel ausgezeichnet bewährt. Sie sind noch heute nach 16 400 Betriebsstunden im Kessel, ohne daß es notwendig geworden wäre, Dichtungen auszuwechseln.

Beim Speisewasservorwärmer dagegen führten die gleichen Dichtungen zu mehreren Betriebsstillständen. Das Übel wurde durch eine geschweißte Konstruktion des Vorwärmers beseitigt (Abb. 2). Wenn auch damals die Ursache für das Versagen nicht eindeutig ermittelt werden konnte, so steht doch heute fest, daß das damalige Vorhandensein von Sauerstoff einen gewissen Anteil hieran besitzt.

Auf Grund zahlreicher Versuche, die wir an Kesseln verschiedener Bauart in Abhängigkeit vom Druck, der Dichte im Kesselwasser und der Kesselbelastung durchführten, waren wir zu dem Ergebnis gekommen, daß der Salzgehalt im Dampf-kondensat eines Höchst-Druckkessels eher niedriger als höher liegen müsse. Wir hatten dementsprechend eine Gewähr übernommen, wonach der Abdampfdruckstand höchstens 12 mg/l betragen dürfte. Die hierbei vorausgesetzte Beschaffenheit des Kesselwassers war mit einem Phosphatgehalt von 30 bis 50 mg/l, einer Natronzahl von 200 bis 250 mg/l und einer Dichte bis maximal 0,4° Bé festgesetzt.

In der Zeit vom 28. Mai bis 21. Juni 1936 wurden eingehende Versuche durchgeführt, um das Verhalten des Kessels in bezug auf die Reinheit des Dampfes zu untersuchen. Wie die graphische Darstellung erkennen läßt (Abb. 3), betrug der Salzgehalt des Hochdruckdampfes getrocknet bei 180° im Mittel 3,5 mg/l, gegläht bei 600° 1,0 bis 1,6 mg/l. Diese günstigen Werte wurden beibehalten, trotz einer Steigerung der Kesselwasserdichte durch Zugabe von Neutralsalz bis zu 18 700 mg/l entsprechend einer Dichte von 2,3° Bé. Die Dampfleistung des Kessels betrug bei diesen Versuchen 28 bis 42 t/h.

J.G. Farbenfabrik Wölfen Hochdruckkessel I

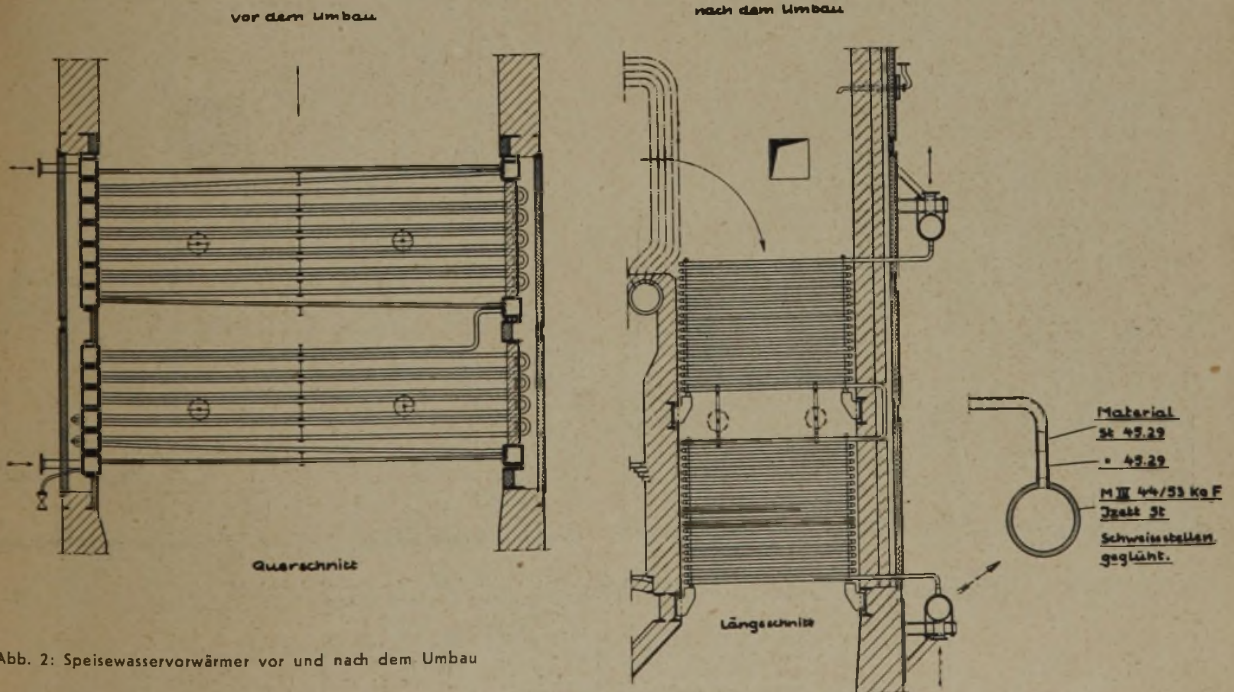


Abb. 2: Speisewasservorwärmer vor und nach dem Umbau

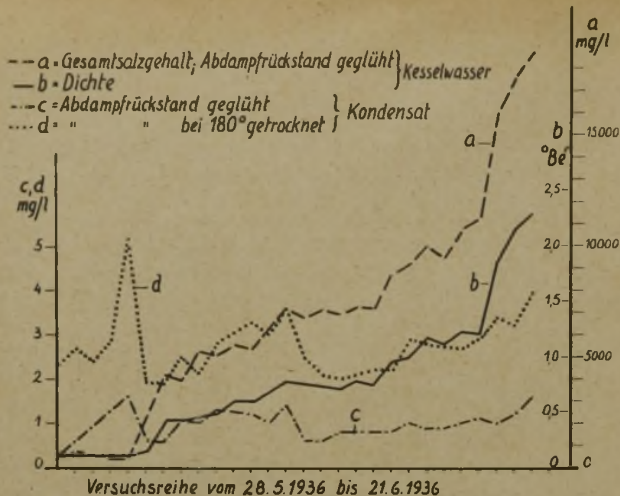


Abb. 3: Salzgehalte des durch Neutralsalze angereicherten Kesselwassers und der Kondensate



Abb. 4: Salzgehalte des chemisch aufbereiteten Muldewassers und der Kondensate

In der Zeit vom 16. bis 22. Juli 1936 wurden die gleichen Versuche durchgeführt, wobei jedoch als Speisewasser das den Garantien zugrunde gelegte chemisch aufbereitete Muldewasser benutzt wurde. Abb. 4 zeigt die bei diesen Versuchen ermittelten Werte. Der Salzgehalt im Hochdruckdampf beträgt, wie ersichtlich, 2 bis 3 mg/l geglüht und 3 bis 6 mg/l bei 180° C getrocknet. Die Konzentration wurde hierbei bis auf 9000 mg/l Salz im Kesselwasser gesteigert, entsprechend einer Dichte von 1,0° Bé. Aus dem Unterschied der ermittelten Salzgehaltswerte, einerseits bei 180° getrocknet bzw. andererseits geglüht, ist auf den Gehalt der Kondensate an organischen Substanzen zu schließen. Er lag beim Muldewasser um etwa 3 mg/l höher als beim künstlich angereicherten Kondensat. Bei diesen Versuchen wurde ein Leistungsbereich von 37 bis 42 t/h erfahrt.

Hiernach kann als Ergebnis festgehalten werden, daß der Wolfener Höchstdruck-Teilkammerkessel bis zu sehr hohen Konzentrationen einen einwandfreien Dampf mit einem Glührückstand von 1 bis 3 mg/l liefert.

Auf Grund des ausgezeichneten Verhaltens dieses Kessels in bezug auf die Güte des erzeugten Dampfes wurden uns im Laufe der Zeit noch drei weitere Höchstdruck-Teilkammerkessel in Auftrag gegeben.

Es hatte sich am Kessel 1 gezeigt, daß bei Verfeuerung von Bitterfelder Rohbraunkohle die gewählten Feuer- raumbelastungen und Abstrahlungsverhältnisse nicht das zu erstrebende Optimum ergaben. Unangenehme Verschlackungen der Strahlungsheizfläche, des Kesselbündels und des Überhitzers hatten zu häufigem störendem Außerbetriebnehmen des Kessels geführt. Eine Vergrößerung der Strahlungsheizfläche und der Mühlen wurde beschlossen, die jedoch bei dem dauernd vorhandenen Dampf-mangel noch nicht ausgeführt werden konnte.

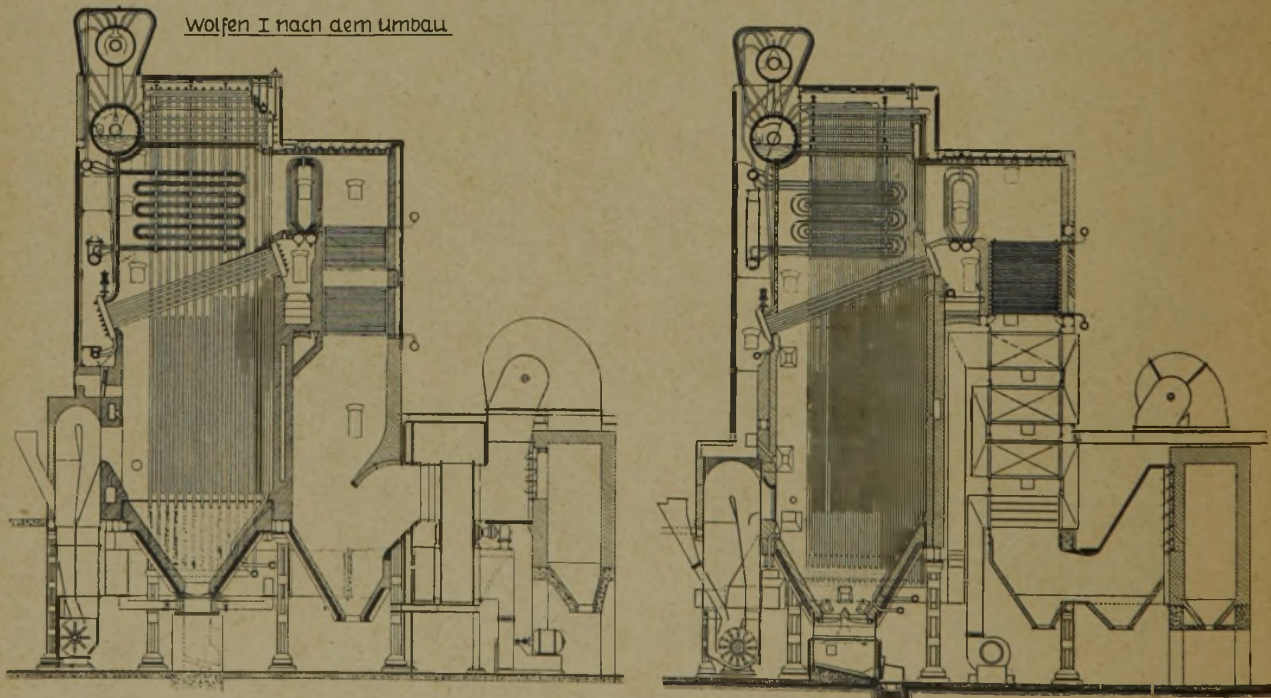


Abb. 5 (linkes Bild): Vorgesehene Vergrößerung der Strahlungsheizfläche des Kessels I, vgl. Abb. 1

Abb. 6 (beide Bilder): Gegenüberstellung von Kessel I (links) und Kessel II (rechts)

Dampfleistung t/h
 Bestelldatum
 Inbetriebnahme
 Betriebsstunden
 bis 1. 10. 38

Kessel I	Kessel II
40	45
21. 3. 35	11. 7. 36
29. 4. 36	6. 12. 37
16 341	5 369

Abb. 5 läßt den beabsichtigten Umbau erkennen.

Inwieweit bei den feuerungstechnischen Schwierigkeiten der Brennstoff eine Rolle gespielt hat, möge daraus geschlossen werden, daß nach Stilllegung der Grube Hermine, deren Kohle ursprünglich verfeuert wurde, und Übergang auf Kohle der Grube Theodor die Haltbarkeit der Schläger sich von etwa 1500 auf 2000 bis 2500 Stunden erhöhte.

Immerhin gelang es, mit diesem Kessel, der etwa mit der Normlast von 32 t/h betrieben wurde, eine Betriebsstundenausnutzung von 85% im Jahre 1937 zu erreichen, ein Wert, der befriedigend sein dürfte, wenn man berücksichtigt, daß hierbei eingerechnete 500 Stunden für Revisionszwecke an sich dem Aggregat nicht zur Last gelegt werden können.

Das nächste Bild 6 läßt die Unterschiede erkennen, die beim Kessel 2 gegenüber Kessel 1 vorgenommen wurden. Alle Änderungen sind nicht kesseltechnisch, sondern feuerungstechnisch bedingt gewesen.

Die Brennkammerbelastung wurde von 240 000 kcal/m³ auf 180 000 kcal/m³ erniedrigt, die Strahlungsheizfläche durch Verringerung der Rohrteilungen vergrößert, das Teilkammerbündel vier Rohre hoch mit aufgelockerten drei unteren Rohrreihen gegenüber sechs Rohren hoch mit zwei unteren aufgelockerten Reihen gebaut. Der Granulierrost kam in Fortfall.

Es sei nochmals darauf hingewiesen, daß die in Abb. 6 aufgeführten Daten für den Kessel 1, d. h. insbesondere die Betriebsstundenzahlen, sich auf den nicht umgebauten Kessel, d. h. entsprechend Abb. 1 beziehen, während die Abb. 6 auf der linken Seite bereits den beabsichtigten Umbau enthält.

Eine herstellungstechnische Änderung des Kessels 2 gegenüber Kessel 1 zeigt das nächste Bild (Abb. 7). Während beim ersten Kessel die zum Schlamm-sammler bzw. zu den oberen Dampf-abführungs-Teilkammern führenden Rohre von den entgegengesetzten Verschlüssen aus mit Hilfe von Spindeln, d. h. ohne Winkelwalze, eingewalzt worden waren, wurden die entsprechenden Rohre beim Kessel 2 an die verjüngt ausgezogenen Teilkammern angeschweißt.

Die Abbildung läßt gleichzeitig die Einzelheiten der Walzverbindungen erkennen. Bereits beim ersten Kessel wurde ein voll befriedigendes Verhalten der Walzverbindung beim Kessel, Überhitzer und Vorwärmer festgestellt. Umfangreiche Versuche mit dem Steinmüller-Sicherheits-Rohreinwalzverfahren waren

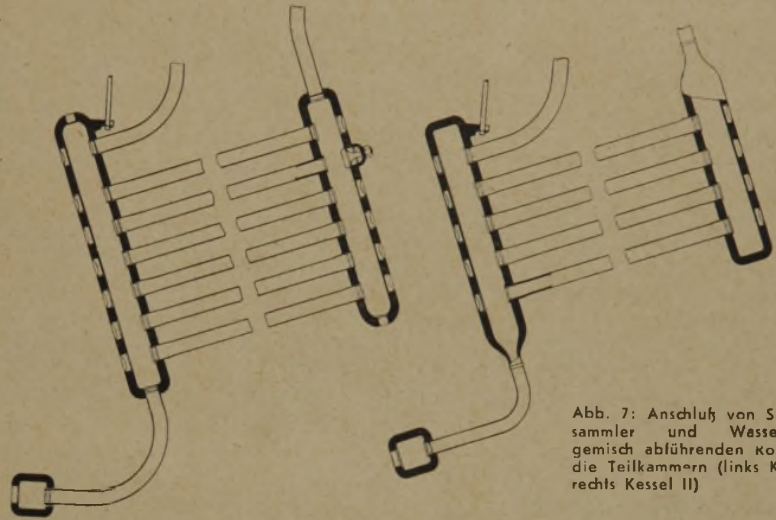


Abb. 7: Anschluß von Schlamm-sammler und Wasserdampf-gemisch abführenden Rohren an die Teilkammern (links Kessel I, rechts Kessel II)

durchgeführt worden, die insbesondere die damals noch heißumstrittene Walzrille als zweckmäßig unter Beweis stellten. Sie hatten ergeben, daß u. a. die Haftkraft durch Vorhandensein der Rille und Bördel auf

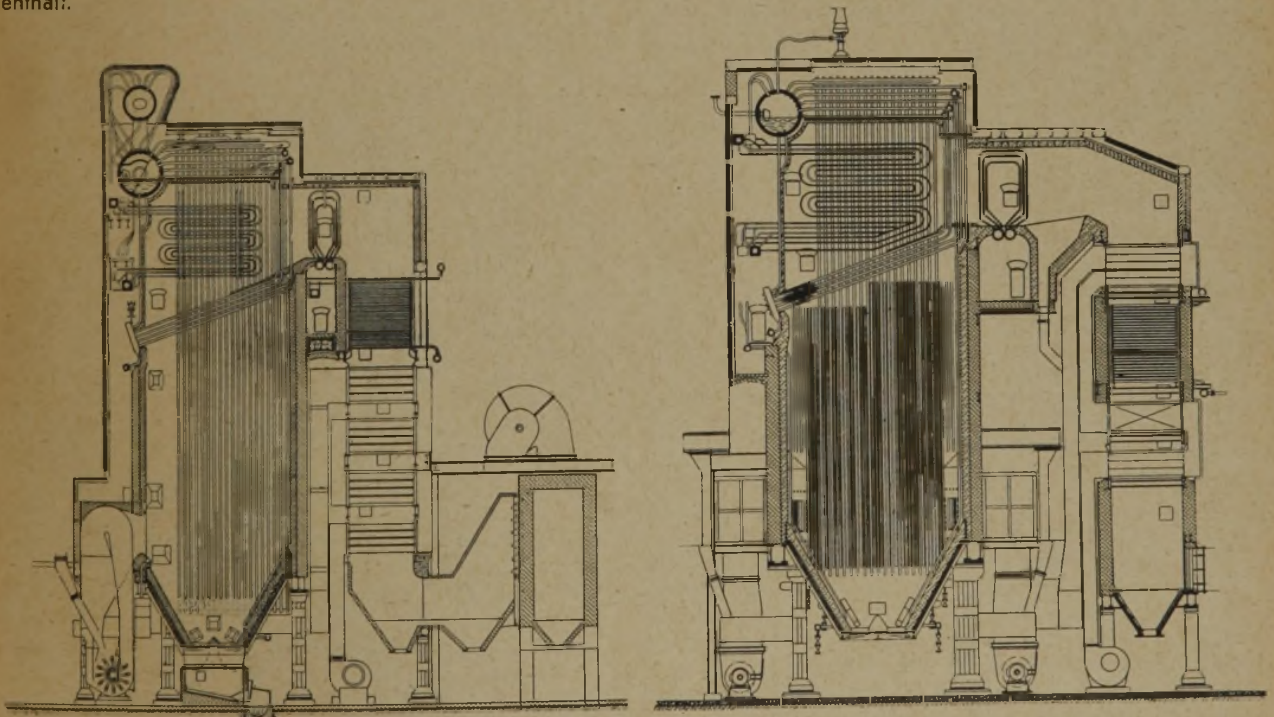


Abb. 8: Gegenüberstellung von Kessel III (links) und Kessel IV (rechts)

Dampfleistung t/h . . .	40,5	50
Bestelldatum . . .	11. 11. 36	19. 5. 37
Inbetriebnahme . . .	22. 3. 38	in Montage
Betriebsstunden . . .	3487	—
bis 1. 10. 38		

den fünffachen Wert zu steigern ist. Erwähnenswert ist, daß bereits bei Kessel 1 sowie auch bei den weiteren Kesseln die ersten Druckproben auf Anrieb zur Abnahme führten. Hieraus dürfte am besten in Verbindung mit der Tatsache, daß Undichtigkeiten an Walzstellen überhaupt noch nicht eingetreten sind, hervorgehen, daß Walzverbindungen für Kessel und Überhitzer als einwandfrei bis zu den höchsten Drücken und Temperaturen anzusprechen sind.

Wenn dementsprechend der Kessel 2 in konstruktiver Hinsicht noch genau den Konstruktionsgrundsätzen des Kessels 1 entsprach, so zeigt das folgende Bild (Abb. 8), daß man beim Kessel 3 heranging, Vereinfachungen am Kessel selbst durchzuführen. Die oberen Teilkammerkästen auf der Dampfabführungsseite wurden durch waagerechte Vierkanfsammler ersetzt. Die hinteren Teilkammern kamen in Fortfall. Dies war nur durch Preisgabe der ursprünglichen Forderung, nur gerade Kesselrohre zu erhalten, möglich.

Die Überhitzerrohre wurden in die aus SK 12 h bestehenden Sammler mittels Zwischennippel eingeschweißt. Durch diese letztere Maßnahme sollten bei vollauf befriedigendem Verhalten der Walzverbindungen und der zugehörigen Verschlüsse bei den ersten beiden Kesseln Parallelversuche mit einer geschweißten Ausführung gegenübergestellt werden. Die vor kurzem an diesem Kessel durchgeführten amtlichen Abnahmeversuche ergaben Wirkungsgrade von 81,0% bei 27,5 t/h, 84,5% bei 33,5 t/h und 86,5% bei 41,7 t/h. Die beim Kessel 1 erwähnten Schwierigkeiten bezüglich

der Verschlackung sind bei diesem Kessel mit einer Brennkammerbelastung von 160 000 kcal/m³ h restlos behoben.

Kessel 4 entspricht, abgesehen vom Fortfall des Dampfsammlers, im übrigen im Aufbau und den Konstruktionseinzelheiten dem in Betrieb befindlichen Kessel 3. Da die Leistung dieses Kessels mit 50 t/h um 10 t höher liegt als die der anderen Kessel, hat man sich entschlossen, von den vorher verwendeten zwei Frontmühlen abzugehen und vier Mühlen an den Ecken anzuordnen. Der Kessel kommt Anfang 1939 in Betrieb, so daß Betriebserfahrungen mit diesem Kessel noch nicht vorliegen. Die Brennkammerbelastung beträgt 120 000 kcal/m³ h.

Aus den genannten Werten der verschiedenen Brennkammerbelastungen ergibt sich folgende Gegenüberstellung:

240 000 kcal/m ³ beim ersten Kessel,
180 000 kcal/m ³ beim zweiten Kessel,
160 000 kcal/m ³ beim dritten Kessel,
120 000 kcal/m ³ beim vierten Kessel.

Zusammenfassend kann gesagt werden, daß der Teilkammer-Höchstdruckkessel in der in Gemeinschaftsarbeit mit der IG. Farbenindustrie, Farbenfabrik Wolfen, entwickelten Form den weitesten Ansprüchen hinsichtlich einfachen Aufbaues, Reinheit des Dampfes, Eindeutigkeit des Wasserumlaufes und der Betriebssicherheit allen an ihn gestellten Ansprüchen gerecht geworden ist.

b) Steilrohrkessel*

Von Obering. Dipl.-Ing. Möbius, Völklingen (Saar)

In der Vorschaltanlage der Kraftwerk Wehrden G. m. b. H., Völklingen, wurden 1936/37 zwei Babcock-Höchstdruckkessel mit natürlichem Wasserumlauf aufgestellt. Beide Kessel, welche für 152 atü Konzessionsdruck, 500° C Heißdampf Temperatur und je 78/85 t/h Dampfleistung ausgelegt wurden, sind seit Mitte 1937 in Betrieb und haben zur Zeit rund 6500 und 7500 Betriebsstunden. Eine Zusammenstellung der technischen Kennzahlen beider Kessel und der hauptsächlich verwendeten Werkstoffe zeigt Zahlentafel 1.

Kesselkonstruktion

Die Bauart wurde aus der bewährten Schrägrohrkesseltypen entwickelt (Abb. 1). Der Kessel hat eine nahtlos geschmiedete Quertrommel mit 1400 mm I. Ø und 106 mm Wandstärke. Von der Trommel aus wird die gleichmäßige Verteilung des Umlaufwassers auf die parallel geschalteten und beheizten Steigrohre von 70 mm Ø durch sorgfältige Abstimmung der Steig- und Fallrohrquerschnitte sichergestellt.

Die hochbelasteten, mit 200 mm Teilung angeordneten Feuerraumkühlrohre, aus denen der eigentliche Kessel besteht, sind unten an 32 hochliegende Teilkammern angeschlossen. Diese Kammern dienen der Entlastung des Dampfdruckes der Obertrommel durch Drosselung der Wasserumlaufmenge sowie der wirksamen Trennung von Wasser und Dampf in drei Reihen waagerechter Überströmrohre zur Obertrommel. Die Brennkammer-Rückwandrohre sind zum Schutze der Aschentrichter als Kühlrost nach vorn gezogen. Dieser Rost hatte ursprünglich eine Neigung

von 15°. Wir haben ihn aber an beiden Kesseln durch Erhöhung des Neigungswinkels auf 27° tiefer legen müssen, da sich bei einer Anzahl Rohre infolge ungünstiger und einseitiger Feuerungsverhältnisse nach wenigen hundert Betriebsstunden auf der dem Feuer zu-

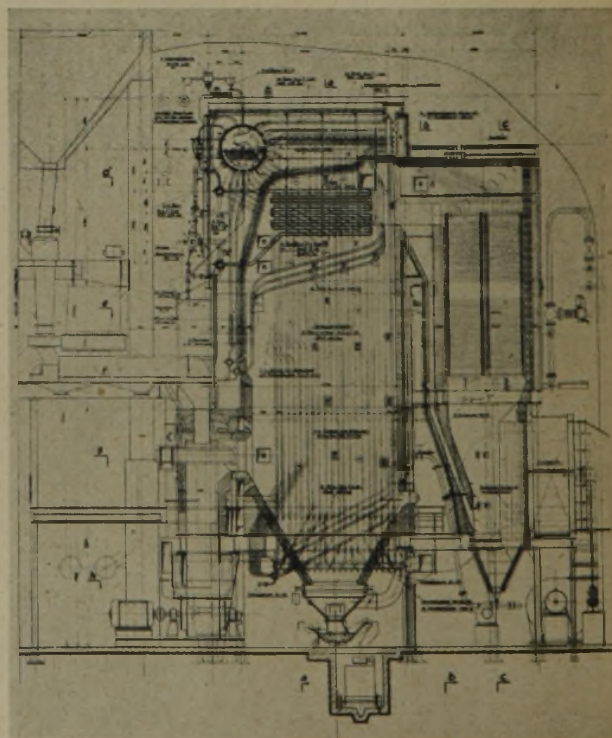


Abb. 1: Babcock-Strahlungskessel von 78 t Leistung, 152 atü.

*) s. a. Elektrizitätswirtsch. 1938, H. 6, S. 123.

*) Werkfotos: Kraftwerk Wehrden (2, 3, 5, 6 und 8); Babcock-Werke (1, 4, 7, 9 bis 11).

Zahlentafel 1:
Kesselkennzahlen mit Werkstoffübersicht

Kennzahlen der Kessel			
Heißdampf-temperatur am Ueberhitzer- austritt	° C	475	
Genehmigungsdruck	atü	152	
Betriebsdruck am Ueberhitzer- austritt	atü	130	
Heizflächen:			
Kessel	m ²	340	
Ueberhitzer	m ²	455	
Speisewasservorwärmer	m ²	1200	
Luftvorwärmer	m ²	1800	
Temperaturregler	m ²	35	
Dampfleistung	t/h	63	78
Speisewasser-temperatur			
vor Vorwärmer	° C	180	180
hinter Vorwärmer	° C	305	310
Lufttemperatur hinter Vorwärmer	° C	~ 270	~ 280
Feuer- raumbelastung	kcal/m ³ h	~ 175 000	220 000
Werkstoffe			
Obertrommel (geschm.) 1400 l. Ø s = 106 mm, 8500 mm zyl. Lg.	FK 663		
Teilkammern, Kessel-, Vorwärmer- und Ueberhitzersammler	SK 12 E		
Kesselrohre 70/60 Ø	FK 335		
Ueberhitzerrohre 38/29 u. 38/26 Ø			
Vorwärmerrohre 38,30 Ø			
Verschlussdeckel	FK 335		
Verschlussglocken	St 42.11		
Kessel- und Vorwärmerdichtungen	Weicheisen		
Ueberhitzeraufhängung	Sicromal 10 u. 12		
Heißdampfrohrleitung	FK 335		
Flansche	FK 335		
Schraubenbolzen	EFK 2338		
Muttern	A 9 0		
Dichtungen	A 3 0		
Armaturen und Formstücke	Molybdän-Stahlguß		
Speiseleitung	St 45.29		
Flansche	St 50.11		
Schraubenbolzen	St C 35.61		
Muttern	St 38.13		
Rillendichtungen	Weicheisen		
Armaturen u. Formstücke	Pyknos- u. Molybdän-Stahlguß		

gekehrten Rohrseite bis zum Bogen der Rückwand-
rohre 1,5 bis 2,5 m lange Korrosionsfurchen gebildet
hatten, die in einem Falle sogar zum Aufreißen eines
Kühlrohrrohres führten (Abb. 2).

An der Entstehung der Korrosionen waren nicht nur
Dampfspaltung, sondern wie die Untersuchung ergab,
höchstwahrscheinlich auch flüchtige organische Säuren
beteiligt, die sich allein unter dem Einfluß örtlicher
Überheizung (Stichflammenbildung) bei den den
hohen Dampfdrücken entsprechenden Wassertempe-
raturen aus wasser-
gelösten organischen Verbindungen
abgespalten haben.

Seitdem der Kühlrost durch Tieferlegung der Einwir-
kung der Mühlenflamme entzogen ist, haben sich keine
Anstände am Kesselsystem mehr ergeben.

Die O b e r t r o m m e l -
Einwalzstel-
len der Rohre
70 mm Ø er-
hielten zur Erzielung
einer höheren Haft-
kraft und Dichtheit
von vorneherein
Spannringe

(Abb. 3). Diese
haben die ihnen
zugeschriebenen
günstigen Eigen-



Abb. 2: Granulierrohr, Kessel 25

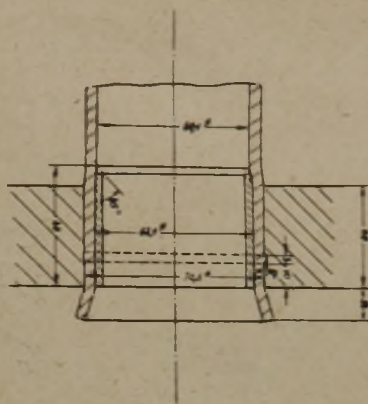


Abb. 3: Spannringe

gend angeordneten zweistufigen Ueberhitzer zugeführt.
Die diesem Berührungsüberhitzer als Strahlungs-
schutz vorgeschaltete Heizfläche besteht nur aus einer
einzigsten, aufgelockerten Rohrreihe. Hierdurch ist eine
sehr günstige flache Temperaturcharakteristik erzielt
worden. Die Heißdampf-temperatur wird durch einen
in die Quertrommel eingebauten 36 qm großen Ober-
flächenkühler geregelt. Der Regelbereich ist etwa
60 bis 70° C. Undichtigkeiten sind an dem Kühler nicht
aufgetreten.

Die U e b e r h i t z e r s c h l a n g e n und ihre sogenann-
ten „Tannenbaum“-Halterungen haben sich unter den
vorliegenden Betriebsverhältnissen bis heute ausge-
zeichnet verhalten. Die Aufhängung besteht aus
Sicromal-Stählen, die unter Berücksichtigung einer in
dem hohen Temperaturgebiet minderen Dauerstands-
festigkeit sehr kräftig ausgebildet sind.

Für den Schutz der Ueberhitzer beim Anfahren wurden
keine besonderen Wasserumwälzpumpen vorgesehen;
beide Hochdruckkessel werden zur rechtzeitigen Ein-
leitung des Wasserumlaufes wie Niederdruckkessel an-
gefahren, wobei Kesselwasser durch Eigenauftrieb
durch den Ueberhitzer umgewälzt wird. Bei einem
Zwischendruck von etwa 50 at wird Dampf an das vor-
handene Mitteldruckdampfnetz, 15 atü und 350° C,
über ein Reduzierventil abgegeben. Die Heißdampf-
temperatur in einzelnen Schlangen beider Ueberhitzer-
stufen wird durch Thermo-
element-Meßanlagen bei
jedem Anfahren überwacht und durch Änderung der
Dampf-
abgabe über ein Anfahrventil sowie durch Rauch-
gasumgehung des Ueberhitzers mit von Hand verstell-
baren Klappen geregelt.

Vorwärmer

Im zweiten Zug des Kessels ist ein Stahlschlangenrohr-
Economiser eingebaut (Abb. 4). Das Speisewasser wird
hier von 180° C auf 300° C aufgewärmt. Zur Vermeidung
von Längsströmungen sind auch hier die Aus-
trittssammelkästen mit der Quertrommel durch eine
große Anzahl gleichmäßig verteilter Rohre verbunden.
In zwei dem Speisewasservorwärmer nachgeschalteten
Ljungström-Luft-
hitzern wird die Ver-
brennungsluft auf rund 270° C erwärmt. Die Rauchgase
werden in vier Babcock-
Fliehkraft-Doppelzyklon-
Ent-
staubern gereinigt und einem vorhandenen Kamin
zugeleitet.

Dichtungen

Die Kessel besitzen eine große Anzahl von ovalen Ver-
schlußdeckeln, die durch dreirillige Elektrolyt-Weicheisen-
ringe abgedichtet sind. Unter den bei uns ver-
gleichsweise eingebauten einfachen, geglähten, geb-
orderten oder mit Manganesit-Auftrag gegen Sauer-
stoffzutritt versehenen Dichtungen konnten wir keine
Vorzüge feststellen. In der gesamten Betriebszeit sind

schaffen z. B. bei der beschriebenen
Kesselstörung durch Kühlrost-
schaden und der großen Zahl be-
trieblich bedingter sonntäglicher Still-
stände vollauf bestätigt.

Überhitzer

Aus der Ober-
trommel wird der
Sattdampf durch
zwölf auf die Trom-
mellänge gleich-
mäßig verteilte
Rohre dem lie-

von rund 1800 Dichtungen zwei undicht geworden. Dieses Ergebnis schreiben wir nicht nur der Brauchbarkeit des Dichtungsmaterials, sondern auch der ausge-

Die Schweißverbindungen der Heißdampf-Rohrleitungen und die bei der großen Länge der Steig- und Fallrohre erforderlichen Rundschweißnähte der Kesselrohre wurden autogen mit dem Rohrwerkstoff entsprechenden Schweißstäben hergestellt; sie haben sich insbesondere in den höchstbeanspruchten Zonen der Brennkammern einwandfrei bewährt.

Ein weniger günstiges Verhalten zeigten die mit Widerstandsabschmelz-Schweißung hergestellten Nähte der Speisewasser-Schlangenvorwärmer (Abb. 6). Hier traten Undichtigkeiten auf, die bei der Gefügeprüfung auf die ganze Rohrwand durchsetzende Bindungsfehler zurückgeführt werden konnten. Die untersuchten Schweißnähte hatten außerdem zu beiden Seiten ein stark aufgeschwämmtes Gefüge aus Oxydeinschlüssen, die bei der Abschmelzschweißung nicht genügend beseitigt oder verhindert worden war. Infolge der Kerbwirkung der Oxydeinschlüsse ist die Verformbarkeit der Schweißverbindung nur gering.

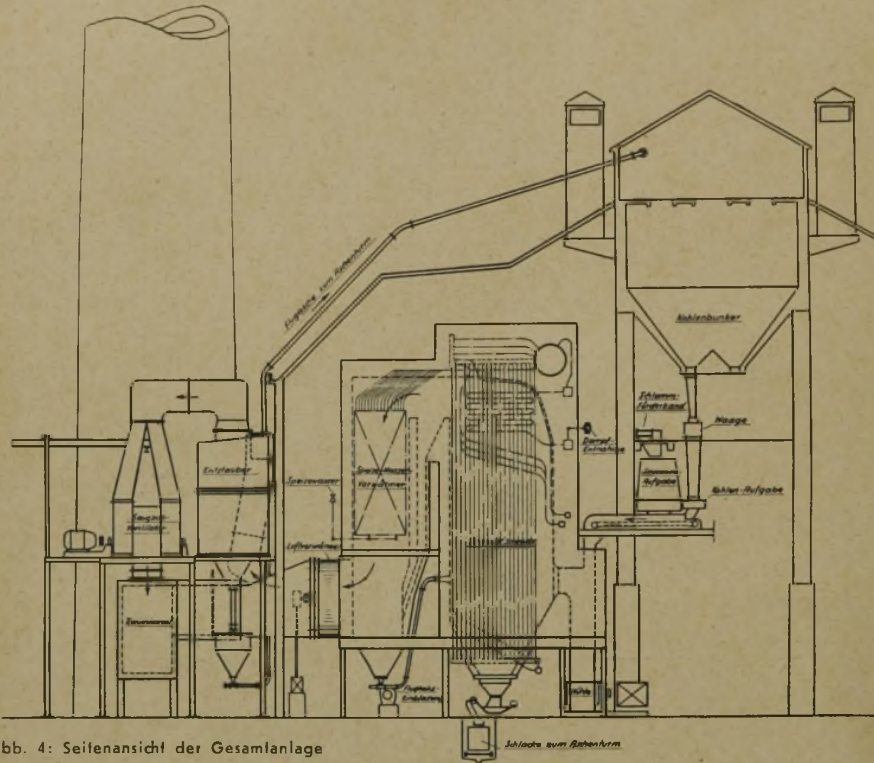


Abb. 4: Seitenansicht der Gesamtanlage

zeichneten Bearbeitungsgenauigkeit der Deckel und Kammern zu.

Selbstverständlich wird der Sauerstoff aus dem Speisewasser durch die vorhandene thermische und, im Bedarfsfalle, chemische Entgasung restlos entfernt. Das Speisewasser hat 0 mg/l Sauerstoff und nicht mehr als $0,02^{\circ}$ d Härte. Im Kesselwasser wird eine Alkalitätswert von 40 bis 50 gehalten. Der Salzgehalt im Sattedampf beträgt 2 bis 3 mg/l.

Für die Abdichtung der Flanschverbindungen des Kessels haben sich Linsendichtungen aus Werkstoff A30 bestens bewährt (Abb. 5). An den Dehnschrauben aus

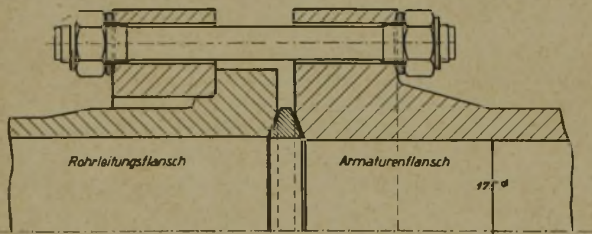


Abb. 5: Staubbundflanschverbindung

Werkstoff EFK 2338 haben sich dank günstiger Gestaltung bei der gefahrenen Heißdampf temperatur von 475° bisher irgendwelche Anstände nicht ergeben.

Schweißverbindungen

An den mit austenitischen Elektroden hergestellten Dichtschweißungen der Verschlußstopfen für die Überhitzerkästenböden haben sich durch Zerfallerscheinungen Undichtigkeiten eingestellt; die Schweißungen wurden durch einen molybdänlegierten Zusatzwerkstoff der Bezeichnung K 35 ersetzt und durch im Deckelboden eingefräste Entlastungsnuten spannungsfrei gehalten.

Feuerung

Die Kessel haben je drei 90-kW-Babcock-Krämer-Möhlen (Abb. 7), die sich für unsere im Aschen- und Wassergehalt stark schwankenden Brennstoffe, insbesondere für nasse Saar-Schlammkohle, als sehr geeignet erwiesen haben (Zahlentafel 2). Die Schlammkohle wird in den Fallschächten zu den Möhlen durch ein Gemisch von Heißluft und aus dem

Zahlentafel 2: Brennstoffübersicht

Brennstoff	Wasser %	Asche %	Unterer Heizwert kcal/kg	Flüchtige Bestandteile %
Kohlenschlamm	18-24	25-40	3200-4500	21,5-24,5
Mittelprodukt	4-6	22-40	4300-5600	21-27
Rohrgieß 0/50 mm	3-7	22-44	4200-5600	25-35
Waschfeingieß 0/7 mm	6-10	8-10	6000-6400	35
Hochofengas			890 kcal/Nm ³	

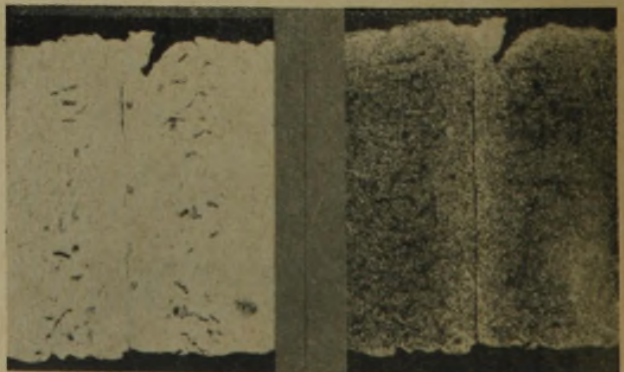


Abb. 6: Elektro-Stumpfschweißung aus Speisewasser-Vorwärmer

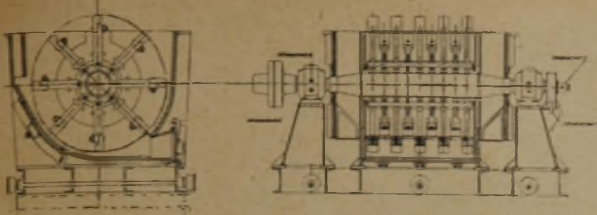


Abb. 7: Babcock-Schlägermühle für Mühlenfeuerung

Feuerraum rückgesaugten Rauchgasen zwischen 500 und 700° C vor Mühleneintritt getrocknet.

Infolge unzureichender Ausbildung der Schlägerarme und Verwendung eines für die hohen Beanspruchungen ungeeigneten Werkstoffes traten im Anfang Brüche an den Schlägerarmen auf mit nachfolgenden Mühlenbeschädigungen (Abb. 8).

Seitdem glatte Schlägerarme aus Stahl 70.11 eingebaut sind, haben sich nie wieder Anstände mehr gezeigt. Für die Brennstoffförderung sind Sondereinrichtungen entwickelt worden; unter ihnen sind die Schlamm-Drehbunker erwähnenswert, welche verstellbare Abstreifer haben, hinter denen fest eingebaute Lockereisen Brückenbildungen verhindern und gleichmäßige Förderung bei kleinstem Kraftbedarf ergeben. Die Anordnung der Drehbunker im Kesselhaus zeigt Abb. 9.



Abb. 8: Bruchstücke eines Schlägerarmes

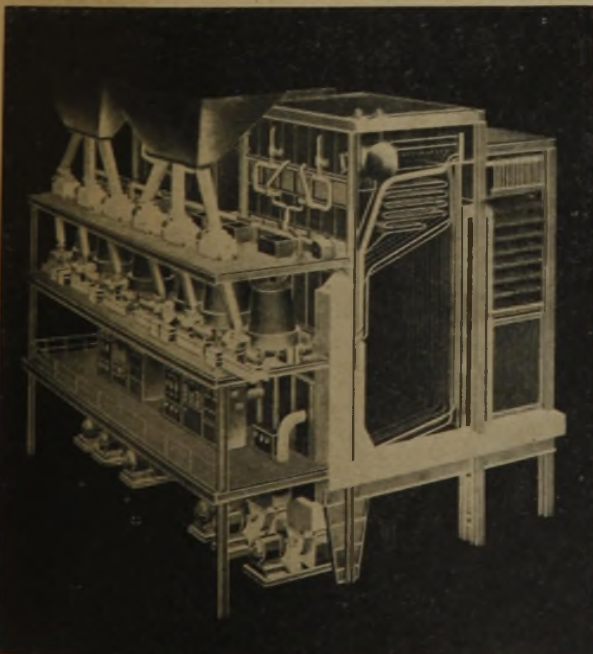


Abb. 9: Drehbunker-Zuteiler, Kraftwerk Wehrden

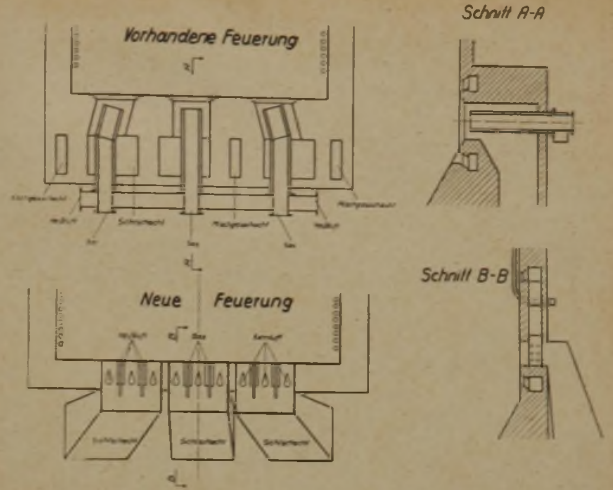


Abb. 10: Gegenüberstellung der alten und neuen Feuerungsanlage

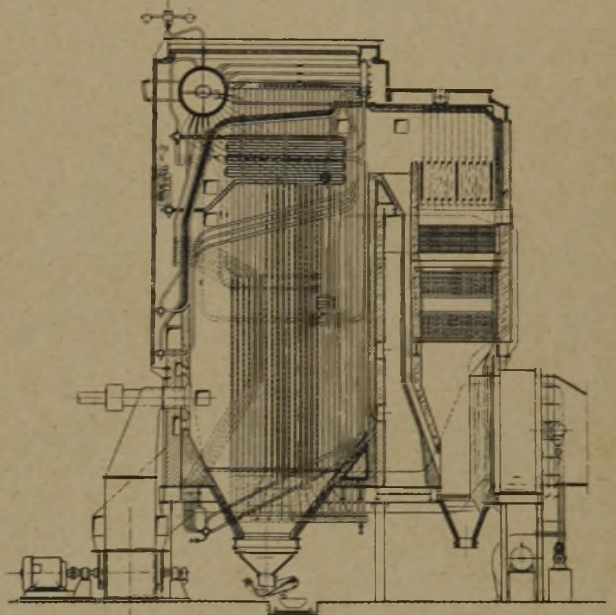


Abb. 11: Hochdruckkessel Nr. 27, Baujahr 1938/39

Alle Mühlen haben kreisförmige Austrittsöffnungen in der Brennkammerstirnwand. Die Feuerraumtemperaturen erreichen in der Zündzone 1300 bis 1400° C und liegen vor Eintritt in die Vorheizfläche des Überhitzers mit 1100 bis 1150° C bei Vollast so günstig, daß an den Kessel- und Überhitzerrohren bis heute betriebsgefährdende Ascheansinterungen vermieden werden konnten.

Nach den Erfahrungen, welche wir in fast 1½jährigem Betrieb mit beiden Höchstdruck-Kesselanlagen gesammelt haben, wurden an einem kürzlich bestellten dritten Höchstdruckkessel eine Reihe von Verbesserungen vorgenommen.

Um durch günstigere Zünd- und Brennverhältnisse zu noch wirtschaftlicherer Ausnutzung der Brennstoffe zu gelangen, wurden die Heißlufttemperaturen auf 400 bis 420° C erhöht und zur Vermeidung der Rauchgas-Rücksaugung druckbelüftete Mühlen vorgesehen. An Stelle der kreisrunden Mühlenöffnungen treten rechteckige Schlitze, zwischen denen Kühlrohre angeordnet werden. Abb. 10 zeigt die Gegenüberstellung der vorhandenen und der neuen Feuerungsanlage. Durch Vertiefung der Brennkammer um etwa 1 Meter erhält die Flamme längeren Brennweg. Die Maßnahmen gestatten zudem die Unterbringung größerer Kühlflächen im Feuerraum. Auf Nachbrennroste für unverbranntes Grobkorn werden wir verzichten (Abb. 11).

Im zweiten Kesselzug erhält der kleinere Speisewasser-Schlangenvorwärmer eine Anordnung, die einwandfreie Wasserentleerung und schnellen Schlangenersatz in Schadensfällen gestattet.

Die übrige Heizfläche des Vorverdampfers ist in Stahlrippenrohren untergebracht.

Der Heißdampf temperaturregler wurde aus der Obertrommel entfernt und in stehenden Flaschen zu beiden Kesselseiten zugänglich angeordnet. Die Ausdampfmenge des zur Kühlung aus der Ober-

trommel entnommenen Kesselwassers wird den bewährten, gegenüber der jetzigen Ausführung etwas vertieften Abscheideteilkammern zugeleitet.

Den eigentlichen Kesselteil und seine Konstruktionselemente werden wir unverändert beibehalten; ein bester Beweis dafür, daß wir mit der betriebssicheren und -tüchtigen Bauart des Babcock-Steilrohrkessels bei unseren durch die angeschlossenen Hüttenwerksbetriebe sehr schwierigen Belastungsverhältnissen in jeder Hinsicht zufrieden sind.

c) La-Mont-Kessel*)

Der La-Mont-Kessel unterscheidet sich vom Teilkammer- oder Steilrohrkessel mit natürlichem Umlauf grundsätzlich durch den Zwangumlauf mittels besonderer Umwälzpumpe. Gerade für den Hochdruckdampfesselbau haben alle Zwanglaufkesselbauarten, über die auf dieser Tagung berichtet wurde, den besonderen Vorzug, für die konstruktive Gestaltung unabhängig von den Auftriebskräften des Dampfes zu sein, die mit höheren Drücken kleiner werden und bei natürlichem Umlauf den Aufbau des Kessels bestimmen.

Der Konstrukteur des La-Mont-Kessels beherrscht den Wasserumlauf, weil er durch richtige Bemessung der Umwälzpumpe und der Drosselblenden vor den einzelnen Rohrsträngen jedem beheizten Rohr die Wassermenge zuteilen kann, die erforderlich ist, um auch bei hohen Wasser- und Feuerraumtemperaturen eine unzulässige Erhöhung der Rohrwandtemperatur zu verhindern.

Einen weiteren Vorteil für den Hochdruckdampfbetrieb bedeutet die Verwendung von Rohren kleineren Durchmessers. Normale Kesselrohre aus Flußstahl Si 35,29 von 32 mm ä. Ø reichen mit 3 mm Wandstärke noch für fast 100 atü aus, so daß auf harte oder legierte Kesselrohre verzichtet werden kann. Da die Heizflächen in konstruktiv freier, feuerungstechnisch günstiger Form angeordnet werden können, wird bei enger Rohrteilung die Wärmeaufnahme verbessert, Werkstoffaufwand und Raumbedarf verringert.

Einen Überblick über die zunehmende Verbreitung des La-Mont-Kessels gibt Abb. 1. Von 1930 bis Oktober 1938 wurden in Europa 625 La-Mont-Anlagen in Auftrag gegeben, wovon auf deutsche Firmen fast 400 entfallen. Hochdruckkessel befinden sich darunter nur verhältnismäßig wenige. Denn die Einführung hoher Dampfdrücke wurde durch die Sorge um die Betriebszuverlässigkeit der Umwälzpumpen, insbesondere der Stopfbüchsen, gehemmt, für die längere praktische Betriebszeit zunächst

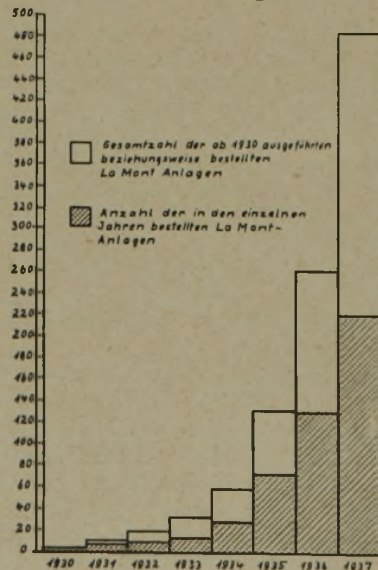


Abb. 1: Anzahl der in den Jahren bestellten, bzw. ausgel. La-Mont-Anlagen von 1930—1937

Von Dr.-Ing. Walter Arend, Hannover

nicht nachgewiesen werden konnte. In den letzten Jahren sind aber eine Reihe von Hochdruck-La-Mont-Kesseln bis 110 atü errichtet, in denen die Umwälzpumpen und ihre Stopfbüchsen ihre Betriebssicherheit einwandfrei unter Beweis gestellt haben. Nun ist auch das Hochdruckgebiet für den La-Mont-Kessel erschlossen.

25 Hochdruck-La-Mont-Kessel sind in Auftrag gegeben, davon befinden sich neun nunmehr viele tausend Stunden in Betrieb, teils seit 1934, nicht mitgerechnet aus bekannten Gründen die zahlreichen Marine-La-Mont-Kessel. Im Bau sind u. a. drei Kessel je 75 t/h, 100 atü sowie 30- u. 40-t/h-Kessel ebenfalls für 100 atü.

Die Bauart der Umwälzpumpen, die für den 80-atü-Kessel im Kraftwerk Fortuna in Betrieb sind, zeigt Abb. 2. Das Laufrad ist fliegend angeordnet, um

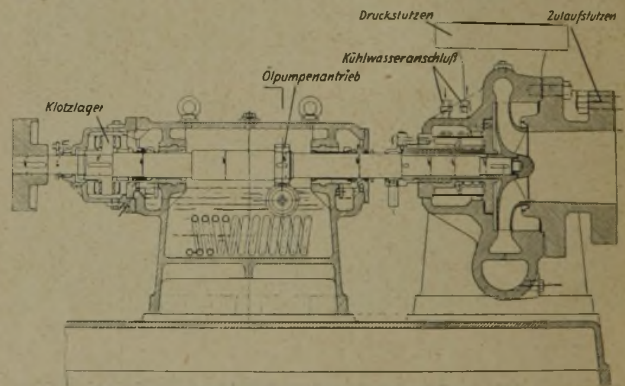


Abb. 2: Umwälzpumpe für La-Mont-Kessel Fortuna

nur eine Stopfbüchse zu erhalten, die gegen 80 atü dichthalten muß. Der Achsialschub wird von einem Klotzlager mit Preßölschmierung aufgenommen. Vor der Stopfbüchse ist ein Drosselspalt vorgesehen, in welchem das Wasser zur Schonung der Stopfbüchsenpackung abgekühlt wird. Das Kühlwasser wird zwangsläufig durch den Kühlraum geführt. Der Verbrauch beträgt 250 bis 300 Liter stündlich. Die dargestellte Pumpe leistet 450 t/h bei 1450 U/min. und max. 3,5 at Druckerhöhung.

Vor der Inbetriebnahme der Umwälzpumpen im Kraftwerk Fortuna ging bei der Wasserdruckprobe mit kaltem Wasser ein Pumpengehäuse zu Bruch. Durch die Materialprüfanstalt Stuttgart wurde einwandfrei festgestellt, daß ein Werkstofffehler vorlag: bei 50 kg/mm² Zugfestigkeit betrug die Dehnung nur 7,6 bis 9,3%, während 22% gefordert wird. Der Schaden geht also nicht zu Lasten der La-Mont-Bauart, führt aber zu der Folgerung, daß eine sorgfältige Werkstoffprüfung der Stahlgußgehäuse von Hochdruckpumpen nach den anerkannten Regeln der Technik erforderlich ist. Nach Erneuerung des Pumpengehäuses sind die Pumpen

*) Werkfotos La-Mont-Gesellschaft, Berlin.

im Kraftwerk Fortuna über 4000 Stunden in Betrieb, ohne irgendwelche Beanstandungen zu ergeben; noch heute bewähren sich die ersten Stopfbüchsenpackungen.

Bei Hochdruck genügt für die Umwälzung etwa das vier- bis fünffache der verdampften Wassermenge. Der Kraftverbrauch der Umwälzpumpe ist nicht höher als bei normalen Drücken, da nur der geringe Differenzdruck im Umlaufrohrsystem von 1,5 bis 2 at zu überwinden ist. Er beträgt nur etwa 0,6% der Kesselleistung oder etwa 1 kWh je Tonne Dampf, im Kraftwerk Fortuna 100 kW für 90 t/h, also 1,1 kWh/t Dampf.

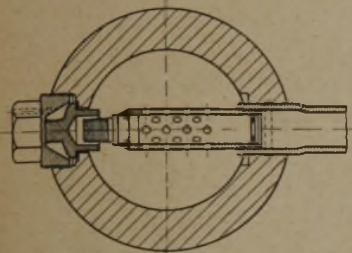


Abb. 3: Hochdruckverschluss

Für die Betriebssicherheit wichtig sind die Drossel-einsätze im Verteiler und die gegenüberliegenden Verschlüsse. Wie Abb. 3 zeigt, ist über dem Siebkörper ein besonderer Pfropfen eingesetzt, der sich nicht mitdreht und durch eine über-

gesetzte Mutter angepreßt wird. Die Dichtung wird also nur gedrückt und nicht gedreht. Das Gewinde der Mutter steht nicht unter Kesseldruck, es kann also mit Spiel ausgeführt und gut gelöst werden.

Die Abb. 4 zeigt den La-Mont-Kessel des Kraftwerks Fortuna mit Mühlenfeuerung, der für 80 atü, 510° und 60 bis 90 t/h Dampfleistung gebaut ist. Infolge

der hohen Kraftwerksbelastung mußte der Kessel aber seit der Inbetriebnahme Februar 1938 fast dauernd mit der maximalen Leistung von 90 t/h betrieben werden. Dabei bewährte sich das La-Mont-System und auch der Dauerbetrieb des Überhitzers mit 500 bis 510° Heißdampf-temperatur ohne Rohrschäden in bisher über 4000 Betriebsstunden. Betriebsstörungen traten durch Verschlacken von Heizflächenteilen auf; obgleich Düsenrohre und ihre Halterungen aus sogenanntem feuerbeständigem Werkstoff hergestellt sind, verbrannten sie bei den hohen Gastemperaturen im Überhitzer, konnten daher die Heizfläche nicht reinigen, die dann verschlackte. Auch die Mühlenfeuerung verursachte einige Betriebsunterbrechungen. Alle diese Störungen haben jedoch mit dem La-Mont-Verfahren nichts zu tun.

Ein Hochdruckkessel über 100 atü ist seit 1937 bei der Société Alsthom in Belfort in Betrieb, und zwar mit 110 atü, 480° und 25 t/h; der Wirkungsgrad beträgt 85%. Die Umwälzpumpen und ihre normalen Packungen aus Asbestringen mit Graphit haben sich von Anfang an bewährt.

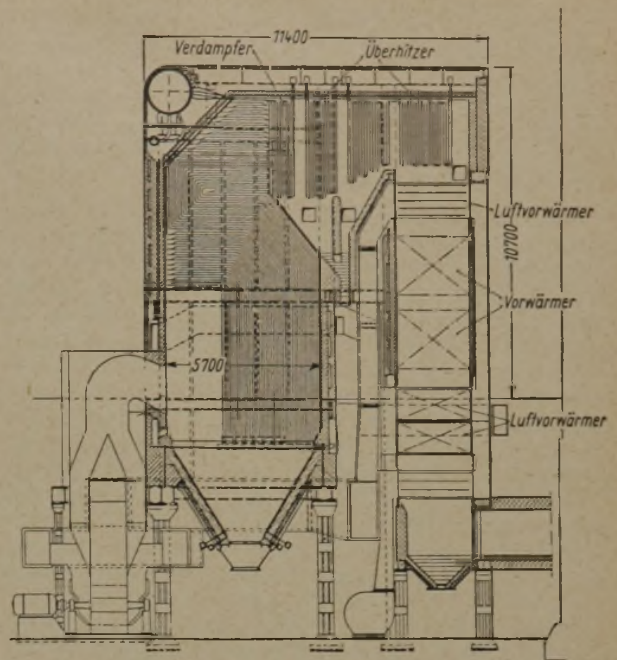


Abb. 4: Hochdruck-La-Mont-Kessel im Kraftwerk Fortuna, 80 atü, 510°, 90 t/h

Das Schnittbild der Kesseltrommel zeigt die geschweißte Ausführung für diesen hohen Druck.

Bei La-Mont-Kesseln hat sich die Speisung mit chemisch aufbereitetem, salzhaltigem Wasser

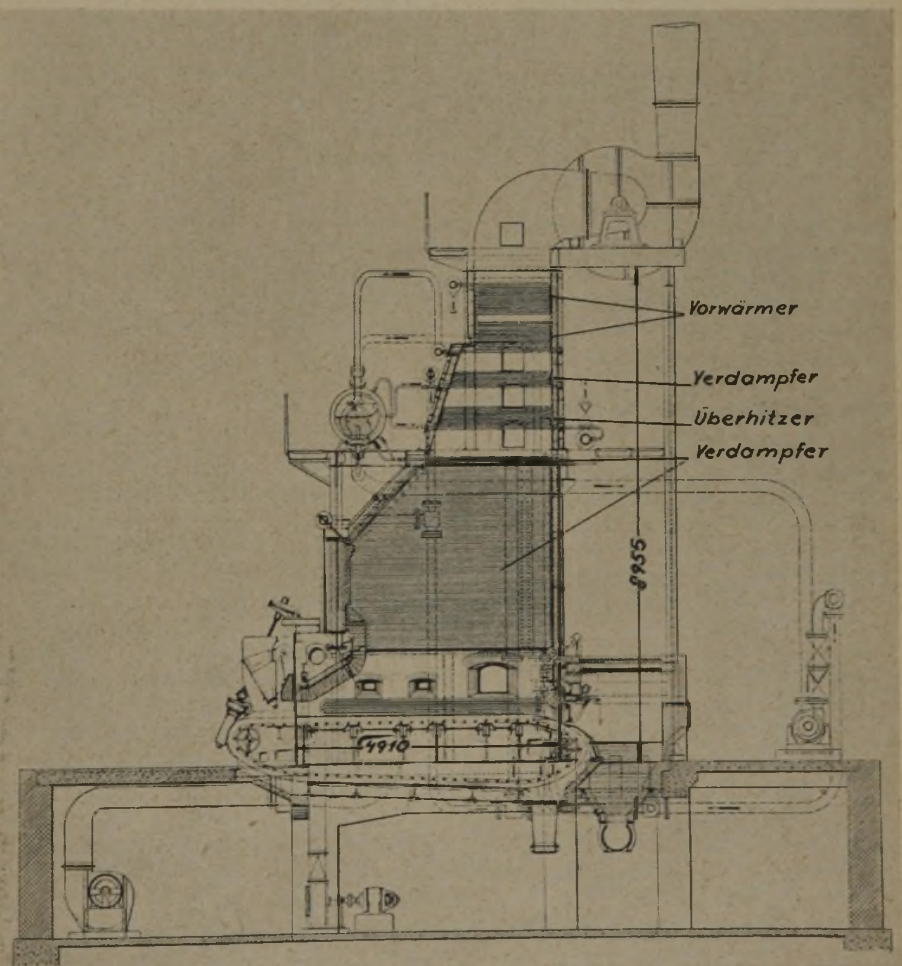


Abb. 5: La-Mont-Kessel mit Wanderrost Alsthom-Belfort, Dampfleistung 20/25 t/h, Dampfdruck 110 at, Dampftemperatur 450° C.

als unbedenklich erwiesen; reines Kondensat oder Destillat ist nicht erforderlich. Die drei bei den Deutschen Werken Kiel mit 50 atü in Betrieb befindlichen Kessel werden stark forciert und mit einem verhältnismäßig schlechten Speisewasser gefahren. Etwa die Hälfte wird aufbereitet, das restliche Kondensat ist manchmal schlechter als das Rohwasser.

Nicht viel besser wird der 110-atü-Kessel in Belfort behandelt, der 20 bis 50% mit Soda und Trinatriumphosphat aufbereitetes Wasser erhält. Trotzdem sind Kesselschäden durch Speisewassereinflüsse bei diesen Hochdruckkesseln ebensowenig vorgekommen wie bei dem Fortuna-Kessel, der mit Kondensat gespeist wird. Die Trennung des Umlaufsystems vom Überhitzer durch die Trommel ermöglicht das Abschlämmen überschüssiger Salze. Der geregelte Umlauf stellt — unabhängig von der verschiedenen Beheizung der Schlangen — gleichmäßigen Eintritt des Dampf-Wassergemisches in die Trommel mit geringer Geschwindigkeit sicher; dadurch wird die Erzeugung trockenen, salzarmen Dampfes begünstigt. Kürzlich durchgeführte Messungen an den Kesseln der Deutschen Werke Kiel mit 50% aufbereitetem Wasser ergaben, daß der Salzgehalt des erzeugten Sattdampfes selbst bei stark forciertem Betrieb und absichtlich herbeigeführten Lastspitzen von 24 auf 35 t/h in einer Minute nicht anstieg. Der sehr empfindliche Lyograph von Laufenschläger zeigte einen kaum feststellbaren, geringfügigen Ausschlag.

Im Kraftwerk Fortuna wird der 80-atü-Kessel mit einer Natronzahl von 70 bis 80 gefahren. Kontinuierliches Abschlämmen findet nicht statt, weil zwischen der Salzzufuhr mit etwa 5 mg/l Kondensat und der Salzabführung im Dampf mit ebenfalls etwa 5 mg/kg Gleichgewicht herrscht, allerdings nur, solange der Kondensator dicht bleibt. Versalzen des Überhitzers oder der Turbine tritt nicht ein. Obgleich ein Waschen bzw. Reinigen noch nicht stattgefunden hat, konnte bisher keine Abnahme der Turbinenleistung festgestellt werden.

Das Verhalten des Zwangumlaufkessels bei schwankender Dampfleistung ist abhängig von dem Wasserwert des Kessels, d. h. von dem Wärmespeichervermögen des Kesselkörpers zuzüglich Wassergewicht und von dem Dampfinhalt. Je geringer beides, desto

schneller kommen bei plötzlichem Lastabfall und unveränderter Wasser- und Wärmezufuhr die Sicherheitsventile zum Abblasen, desto weniger Wärme kann aber auch bei einer Lastspitze aus dem Inhalt unter Druckabfall freigemacht werden.

Da der Wasserwert von Zwangumlaufkesseln nur etwa 50 bis 60% des Wertes bei Kesseln mit natürlichem

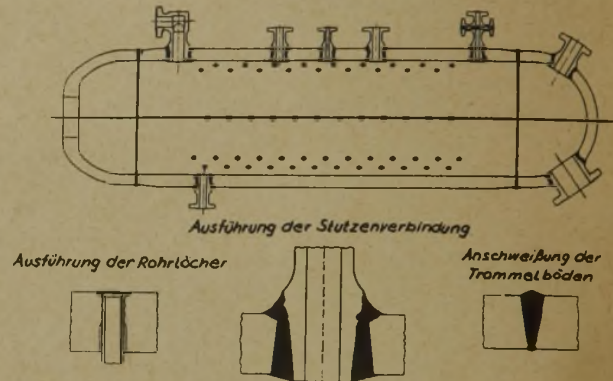


Abb. 6: Ausführung der Dampftrommel eines 110-at-Kessels

Umlauf beträgt, sind Zwangumlaufkessel bei höherer Brennkammerbelastung gegen plötzliche Lastabsenkung empfindlicher und stellen demnach an die Regelung erhöhte Anforderungen. Wenn auch selbsttätige Regelung bei höheren Ansprüchen an die Regelzeit und zur Verbesserung des Betriebswirkungsgrades erwünscht ist und zunehmende Verbreitung findet, kann sie bei La-Mont-Kesseln jedoch nicht als lebensnotwendiger Bestandteil der Kesselanlage angesehen werden, wie die Hochdruckkessel im Kraftwerk Fortuna und in Belfort und viele andere in Betrieb befindliche Kessel mit Handregelung beweisen.

Der vorstehend gegebene Überblick konnte nur kurz das wesentlichste streifen. Ausführlicher ist über die Bewährung von La-Mont-Kesseln in fünf Betriebsjahren in der „Wärme“ vom 25. Juni 1938 berichtet.

Die bisher vorliegenden guten Betriebserfahrungen mit La-Mont-Kesseln erlauben die Folgerung, daß der Hochdruckdampf den Zwangumlaufkesseln keine besonderen Schwierigkeiten bereitet und daher weitere Verbreitung finden wird.

d) Zwangsdurchlaufkessel*)

Über die Betriebserfahrungen der Scholvener Zwangsdurchlaufkessel, Bauart Benson, habe ich schon mehrfach berichtet. Die Anlage ist nunmehr 25 Monate in ununterbrochenem Betrieb mit Ausnahme eines zehntägigen Stillstandes im vergangenen Sommer, als Anschlußarbeiten im belieferten Werk zu einer Pause zwangen.

Zunächst sei an Abb. 1 die Bauart der im zweiten Bauabschnitt für Scholven gewählten Kesselbauart gezeigt.

Die Kessel haben als Feuerung genau die gleiche Krämermühle wie Scholven I, ab-

weichend ist im wesentlichen die Beseitigung des Granulierrostes, die Wahl eines Plattenlufferhitzers und die im Zusammenhang hiermit, da der Raumbedarf eines Plattenlufferhitzers groß ist, geänderte Unterbringung von Überhitzer und Übergangsteil. Als Gebläse sind erstmalig Schichtgebläse von Kühnle, Kopp und Kausch angewandt, die sich bewährt haben. Der zusätzlich in Auftrag gegebene Kessel VI ist den Kesseln IV und V gleich. Diese Kessel erreichen bei einem Brennstoff mit rund 5500 WE einen Gesamtwirkungsgrad von 84,2% bei 70 t und 79% bei 100 t Leistung.

Ich möchte nunmehr in aller Offenheit über alle Erlebnisse mit unseren Kesseln berichten. Abb. 2 zeigt sämtliche Betriebsstillstände des ersten Betriebsjahres mit allen Ursachen, während Abb. 3 als Fortsetzung diejenigen anschließend bis zum 1. November d. J. zeigt. Hinweisen möchte ich vor allem auf die Tatsache, daß die Anlage Scholven I mit den drei ersten Kesseln während der Zeit von November 1937 bis Juni 1938, also bis zur Inbetriebnahme der Kessel IV und V mit

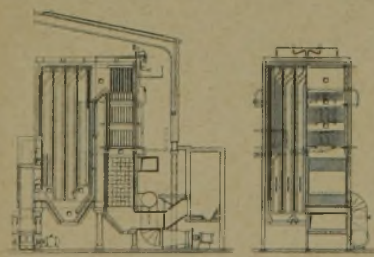


Abb. 1: Kraftwerk Scholven, 125-atü-Benson-Höchst-Druckkessel II. Ausbau mit Plattenlufferhitzer

Daten:	Heizflächen:
Leistung 100 t/h	Strahlungsteil 293 m ²
Betriebsdruck 125 atü	Übergangsteil 921,6 m ²
Probedruck 150 atü	Überhitzer 202 m ²
Überhitzung 530° C	Luvo 4500 m ²

Abb. des Verfassers.

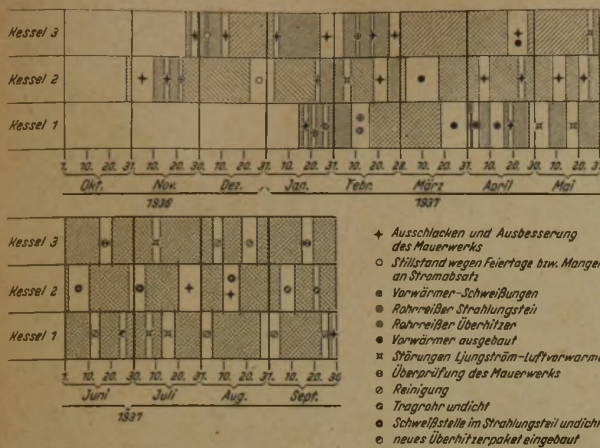


Abb. 2: Kessel-Betriebszeiten, Kraftwerk Scholven

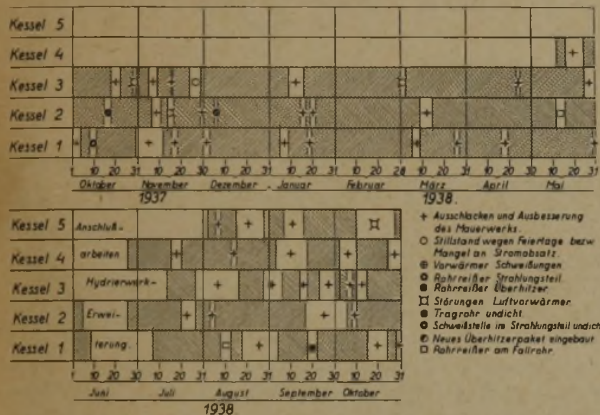


Abb. 3: Kessel-Betriebszeiten, Kraftwerk Scholven

größter Regelmäßigkeit und bei höchster Beanspruchung ohne Reserve den Betrieb aufrecht gehalten hat. Durchschnittlich sind in den letzten zwei Jahren die Kessel der Scholvenener Anlage insgesamt 80% aller Zeit in Betrieb gewesen. Die restlichen 20% schließen alle Bereitschaftszeiten mit ein. In den obengenannten sechs Monaten, November 1937 bis Juni 1938, waren die Kessel I bis III = 95% aller Zeit in Betrieb. In den darauffolgenden Monaten dieses Jahres hatten wir nach Inbetriebnahme der Kessel IV und V mehr Bereitschaftszeit, da erst jetzt der erwartete Zuwachs in Betrieb kommt.

Ich brauche heute nicht besonders darauf hinzuweisen, daß mit Mittelprodukt von 25 bis 30% Asche betriebene Kessel für Ausschlecken bzw. Ausbesserung der Brennerstirnwand zusätzlicher Zeit bedürfen. Kernpunkt der heutigen Ausführungen soll das technische und betriebliche Verhalten des Zwangsdurchlaufkessels sein. Ich möchte hier unterteilen in:

1. das Verhalten der baulichen Eigentümlichkeiten des Zwangsdurchlaufkessels,
2. die Betriebseigenschaften des Zwangsdurchlaufkessels.

Zu 1. sind zunächst einige Ausführungen über die Bewährung der Schweißungen zu machen, da bekanntlich alle Verbindungen des Benson-Kessels Schweißverbindungen sind. Undichte Schweißungen sind im Betrieb nur in ganz verschwindendem Umfang eingetreten, und zwar in erster Linie an den Kesseln II und I. Kessel II ist für alle Schweißungen der Versuchskessel gewesen, an ihm sind daher sechsmal Tragrohrschweißungen, dreimal solche an Fallrohren, viermal solche im Strahlungsteil sowie eine im Ueberhitzer undicht gewesen. Am Kessel I war je einmal eine

Schweißung eines Fallrohres, eines Ueberhitzers und Strahlungsteilrohres undicht, das gleiche gilt vom Kessel III mit einer undichten Schweißung im Strahlungsteil und 2 an Ueberhitzerrohren, während am Kessel IV einmal eine Schweißung im Uebergangsteil und am Kessel V einmal eine solche im Strahlungsteil bzw. Ueberhitzer undicht waren.

Angesichts der vielen tausend Schweißungen je Kessel ist dies ein sehr befriedigendes Ergebnis, aber auch ein Zeichen dafür, wie sehr die Güte der Schweißung von der Kunst und Zuverlässigkeit der Schweißer abhängt. Grundsätzliche Aenderungen für die Schweißvorschriften für unsere weiteren Kesselbauten waren nicht erforderlich.

Rohrreißer treten in jeder Höchstdruckanlage ein. Es waren bisher zu verzeichnen im Kessel II ein Rohrreißer im Ueberhitzer und ein solcher eines Fallrohres, dagegen Kessel III, IV und V keine Rohrreißer, dagegen Kessel I drei Rohrreißer im Strahlungsteil, ein Rohrreißer eines Fallrohres und sieben Rohrreißer im Ueberhitzer.

Die Ursache aller Rohrreißer mit Ausnahme der beiden Fallrohrreißer waren eindeutig Materialfehler, meist Gasblasen. Der Grund der beiden Schäden an den Fallrohren ist noch nicht völlig geklärt. Die beiden Schäden liegen in verschiedenen Kesseln an genau der gleichen Stelle an einem der vielen Zuführungsrohre zum Granulierrost, und zwar an einer schlanken Rohrbiegung. Es hat fast den Anschein, als habe hier eine Strahlablösung stattgefunden.

Die Häufung der Rohrreißer im Ueberhitzer des Kessels I darf nicht zu dem voreiligen Schluß führen, daß hier die hohe Ueberhitzertemperatur, Dampf von 530° C, eine Rolle gespielt habe. Der für die Ueberhitzer gewählte Baustoff CS 65 hat sich im allgemeinen ausgezeichnet bewährt. Bisher ist an keinem Ueberhitzer eine Rost- oder Verzunderungserscheinung festgestellt, noch hat irgendeine Aufweitung stattgefunden, die auf Ueberschreiten der Dauerstandfestigkeit schließen ließe. Die Häufung der Schäden im Ueberhitzer 1 ist die Folge eines und desselben Herstellungsfehlers, anscheinend ungenügende Glühung. Als gewissenhafter Chronist muß ich allerdings bemerken, daß erst ganz kürzlich auch wieder im Ueberhitzer 1 eine ausgewechselte, erst vier Wochen in Betrieb befindliche Schlange unter den gleichen Erscheinungen riß.

Die Folgen dieser Rohrreißer waren im allgemeinen harmlos, nur im Falle einer der beiden Fallrohrschweißungen wurden die Türen aufgerissen und ein Teil der Kesseldecke hochgeworfen. Die Beseitigung der Schäden gelingt in sehr kurzer Zeit durch Herausschneiden der schadhaften Stellen und Einschweißen von Paßrohren. Den größten Anteil an den Ausbese-

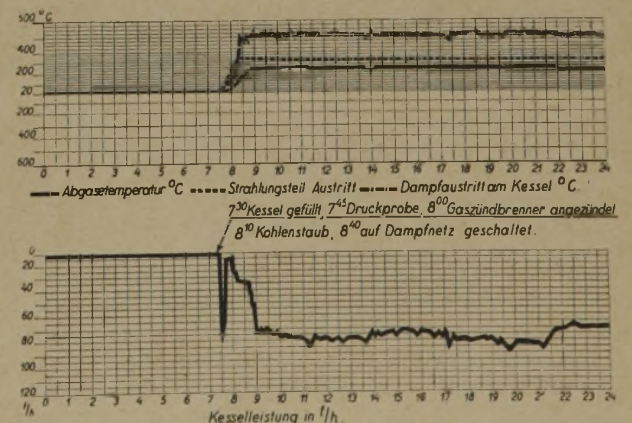


Abb. 4: Kesselleistung, Dampf- und Abgastemperatur vom 17. September 1938 des Benson-Kessels Nr. 4

rungszeiten hat das Kaltfahren der Kessel, das man allerdings im Falle des Zwangsdurchlaufkessels sehr energisch durchführen darf. Es gelingt, einen Kessel 24 Stunden nach einem derartigen Schaden wieder klar zu haben.

Es ist wohl an dieser Stelle angebracht, einmal den Anfahrvorgang eines Benson-Kessels zu verfolgen, gleichsam auch als Uebergang zur Erörterung seines betrieblichen Verhaltens. Die auf Scholven gewählte Schaltung, für jeden Kessel eine besondere Speisepumpe, ist bekannt (s. Abb. 4). Durch das sogenannte Anfahrventil wird nach Zündung der Feuerung so lange Wasser bzw. Dampfwassergemisch und schließlich Dampf ausgeblasen, bis die notwendige Dampftemperatur erreicht ist, alsdann wird unter Schließen des Anfahrventils auf das Ringnetz durch Öffnen der Kesselschieber geschaltet. Von Zündung des Kohlenstaubes bis Dampflieferung an das Netz vergehen im allgemeinen 25 bis 30 Minuten, worauf der Kessel sogleich mit jeder beliebigen Leistung und normaler Ueberhitzung belastet werden kann.

Eine Streiffrage ist das Verhalten des Benson-Kessels bei raschem Lastwechsel. Wie häufig bin ich schon gefragt worden, was geschieht dann? Bisher habe ich immer geantwortet: „Gar nichts.“ Zwar haben wir sehr gleiche Lastverhältnisse. Der größte Unterschied beträgt 20 bis 25% am Tag. Aber wir kennen doch das Verhalten der Kessel bei plötzlichem Ausfall eines Kessels (Rohrreißer), wenn in der ersten Zeit die beiden Schwesterkessel die Last dieses Kessels schlagartig übernehmen mußten. Abbildung 5 zeigt eine

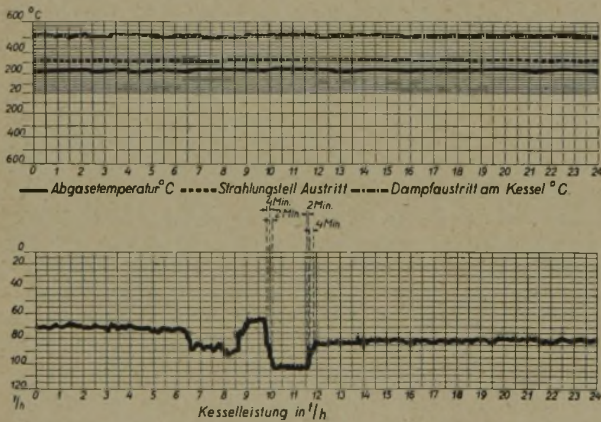


Abb. 5: Kesselleistung, Dampf- und Abgastemperatur vom 17. November 1938 des Benson-Kessels Nr. 4.

Laststeigerung von 65 auf 85 t in vier Minuten und auf 105 t in weiteren zwei Minuten, also insgesamt 40 t in sechs Minuten. Geschehen ist gar nichts, die Ueberhitzertemperatur ist genau wie die Temperatur am Strahlungsteilaustritt geblieben. Der hier leider nicht aufgezeigte Kesseldruck hat sich nicht verändert.

Wir glauben aus diesem Verhalten den Schluß ziehen zu müssen, daß auf den Einbau einer Trommel verzichtet werden kann. Wir haben daher auch für die zwölf weiteren Benson-Kessel, die wir außer den fünf auf Scholven in Betrieb befindlichen in Bau oder Bestellung haben, auf eine Trommel verzichtet. Wir sind ferner der Auffassung, daß auch bei reiner Handbetätigung die Gefahr des Durchspeisens zur Turbine gering ist, auch bei plötzlichem Ausfall der Feuerung. Eine der angenehmsten Ueberraschungen des Benson-Kessel-Betriebes ist die Erfahrung, daß der Benson-Kessel außerordentlich überlastbar ist. Wir haben schon überlegt, durch Schalten von zwei Pumpen auf einen Kessel von der hohen Ueberlastbarkeit

Gebrauch zu machen. Wir haben kurzfristig 110-t-Kessel gefahren und halten eine Belastung der Scholvenener Type mit 130-t-Kessel für leicht erreichbar.

Die Notwendigkeit der Einspeisung von reinem Kondensat hat den großen Vorteil, daß Salzansätze in der Turbine bei aufmerksamer Betriebsführung unbekannt sind. Bei einer 21 000-kW-Vorschaltturbine, die in 14monatiger ununterbrochener Betriebszeit durchschnittlich mit 150 bis 180 t Dampf belastet war, wurden 20 g Ansätze mühsam zusammengekratzt. Die chemische Zusammensetzung dieser Ansätze wies darauf hin, daß der größere Teil aus ganz feinem Zunder, der noch aus dem Rohrsystem der Kessel stammte, bestand. Später machte sich ein nicht sogleich bemerkter leichter Salzeinbruch in das Kondensat zunächst durch einen Leistungsabfall der obengenannten Turbine fühlbar, der in vier Wochen 10% erreichte. Ein dreistündiges Spülen beseitigte alle Folgen.

Die auf Scholven gemachten Erfahrungen haben uns ermutigt, auf dem einmal eingeschlagenen Weg fortzufahren. Für das aus örtlichen Gründen bedingte Hochhauskesselhaus unserer Schachtanlage Schlägel und Eisen 3/4/7 wurden vier Kessel nach Abbildung 6 in Auftrag gegeben. Es ist dies ein 1 1/2-Zug-Kessel mit 100 atü Konzessionsdruck, 130° C Speisewassertemperatur und 510° C Ueberhitzertemperatur. Die Krämer-Mühlen-Feuerung ist dieselbe wie auf Scholven, alle Gebläse und die Doppelsaugzüge für jeden Kessel haben die Bauart nach Schicht. Auch hier ist auf den Granulierrost verzichtet.

Auf unserer Schachtanlage Rheinbaben liegt die besondere Aufgabe des Verfeuerns sehr aschereichen

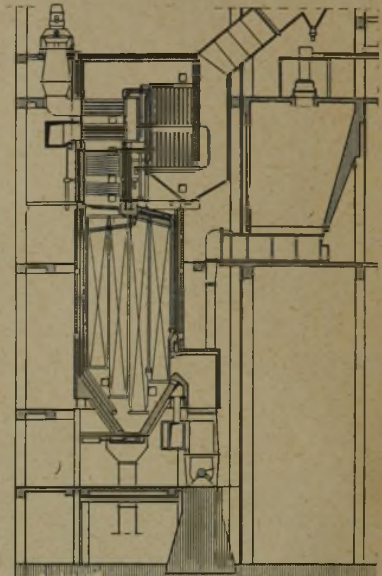


Abb. 6: Zwangsdurchlaufkessel, Bauart Borsig.

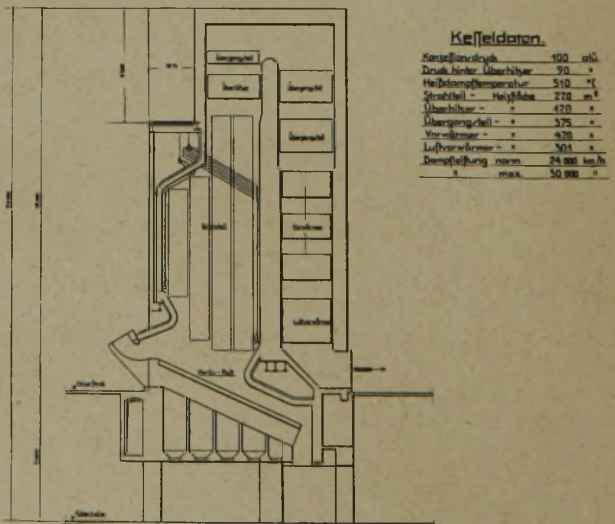


Abb. 7: Benson-Kessel Rheinbaben.

Mittelproduktes vor, so daß jede Art von Kohlestaubfeuerung ausschied, sondern nur ein Martinrost in Frage kam (Abbildung 7). Diese drei Kessel sind für gleiche Drücke und Temperaturen gebaut, wie diejenigen von Schlägel u. Eisen 3 4/7, nur entsprechend der geringeren Leistung einer Rostfeuerung mit nur je 30 t höchster Stundenbelastung.

Dagegen kam für die Aufgabe Shamrock 3/4, wo wieder, wie auf Scholven, mit erheblichen Heizdampfmen- gen gerechnet

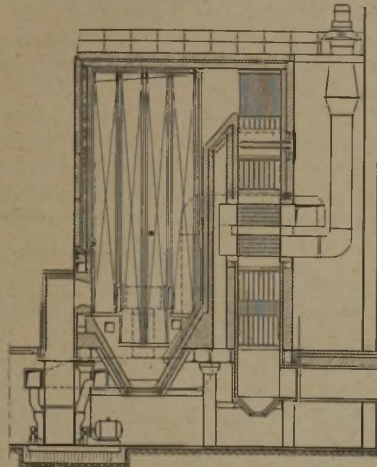


Abb. 8: Benson-Kessel, Bauart Borsig mit Mühlenfeuerung

werden muß, eine Kesselanlage von vier Kesseln mit 130 atü und Krämermühlenfeuerung in Frage (Abb. 8). Während auf Schlägel und Eisen 3 4/7 und Rheinbabben auf Zwischenüberhitzung verzichtet wurde, entsprechend dem niedrigen Betriebsdruck zwischen 70 bis 80 atü, wurde auf Shamrock 3,4 ein Rauchgaszwischenüberhitzer vorgesehen.

Alle Kessel auf Schlägel und Eisen, Rheinbabben und Shamrock haben aber eines gemeinsam: sie erhalten eine mit Klinkern verblendete Einmauerung, während auf Scholven noch die gesamte Einmauerung auf abnehmbare Blechplatten aufgebracht ist. Die das Mauerwerk tragende Halteeisen leiten unverhältnismäßig viel Wärme an die Blechwand, so daß sich im Zusammenhang mit der Notwendigkeit, Eisen zu sparen, diese Aenderung gebot.

Alles in allem hat der Zwangsdurchlaufkessel nach Benson, der auf Scholven zum erstenmal in Deutschland als Landgroßkessel in Betrieb kam, in mehr als zweijährigem Betrieb alle Erwartungen im vollen Umfange erfüllt und seine Zuverlässigkeit und Brauchbarkeit bewiesen.

e) Das Hochdruckkraftwerk Welheim und Betriebserfahrungen mit Sulzer-Kesseln*)

Von Obering. E. Blaß, Essen

Als im Jahre 1936 der Entschluß gefaßt wurde, auf dem Gelände der Schachtanlage Welheim des Mülheimer Bergwerks-Vereins ein Hydrierwerk zu errichten, ergab sich die Notwendigkeit, das vorhandene 15-at-Kraftwerk zur Sicherstellung des Dampf- und Strombedarfes dieses neuen Teilnehmers zu erweitern. Die auf Grund der für den chemischen Betrieb geforderten elektrischen Leistungen und Fabrikationsdampfmen- gen von 3 atü und 15 atü angestellten eingehenden Untersuchungen führten zu dem Ergebnis, daß in Verbindung mit den vorhandenen Trommelkesseln und Kondensationsturboätzen der Aufbau einer Höchstdruck-Vorschaltanlage mit einem Frischdampfzustand von 120 atü und 520° C die wirtschaftlich beste Lösung war.

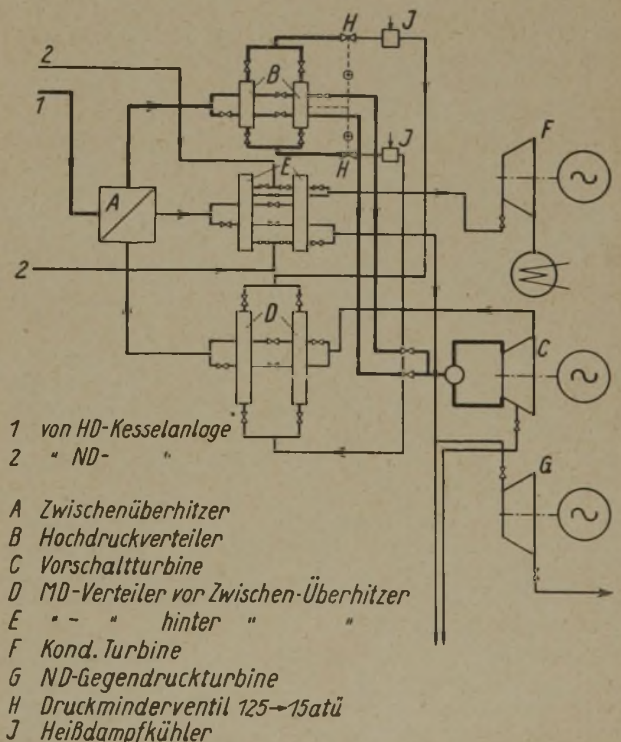
Zur Bestellung gelangten für die 1. Ausbaustufe zwei Sulzer-Zwangsdurchlaufkessel und ein KSG-Trommelkessel mit natürlichem Wasserumlauf.

Schaltung des Kraftwerkes:

Die dampf- und wasserseitige Schaltung des Kraftwerkes ist aus Abb. 1 und 2 zu erkennen. Der Hochdruckdampf verläßt die Kessel mit einem Druck von 120 atü und einer Temperatur von 520° C. In die Dampfleitung jedes Kessels ist ein Zwischenüberhitzer zur Aufwärmung des von der Vorschaltturbine mit etwa 240° C zurückkommenden 15-atü-Sekundärdampfes geschaltet. Die Zwischenüberhitzer für strömenden Frischdampf sind von der Firma Hugo Szamatolski geliefert und erwärmen den Sekundärdampf auf etwa 310° C; der Hochdruckdampf wird hierbei auf rd. 450° C abgekühlt und gelangt mit dieser Temperatur in die Vorschaltturbine.

Bemerkenswert an der Schaltung der Zwischenüberhitzer ist ihre Einordnung in das Leitungssystem ohne jegliche Abschließung bis zu den Höchstdrucksammlern. Durch diese Einbautart werden zwar die Zwischenüberhitzer praktisch zu Teilen der Kessel; sie wurde aber bewußt gewählt, um einmal teure Armaturen zu sparen und um ferner Störungsquellen, wie sie Höchstdruckarmaturen heute noch darstellen können, weitgehend auszuschalten.

Von den erwähnten Höchstdrucksammlern, die im umschaltbaren Doppelsystem angeordnet sind, gelangt der Dampf über die Vorschaltturbine bzw. durch die Reserve-Ueberströmstationen ins Mitteldrucknetz. Der Abdampf der Vorschaltmaschine sowohl, als auch im Notfall der reduzierte und durch Einspritzung gekühlte Hochdruckdampf gehen zunächst in die Mitteldruck-Zwischensammler und von hier aus über die Zwischenüberhitzer zu den Mitteldruck-Hauptsammlern, in welchen sich der zwischenüberhitzte Dampf mit dem Dampf aus den alten 15-at-Kesseln mischt. Von diesen Hauptsammlern führen dann die An-



*) Abb. des Verfassers.

Abb. 1: Schaltschema der Dampfleitungen des Kraftwerkes Welheim

schlüsse zu den alten Kondensationsturbosätzen und zu allen übrigen Teilnehmern.

Die Vorschaltmaschine ist von Brown, Boveri & Cie. geliefert und hat eine maximale Leistung von 14 600 Kilowatt bei einer Schluckfähigkeit von rd. 150 t/h. Da der angeschlossene chemische Betrieb auch größere Mengen 3-atü-Dampf benötigt, wurde mit Rücksicht

hauptpumpe erforderlich, da diese Pumpe sowohl bei Störungen in der Wasserversorgung der Sulzerkessel als auch des KSG.-Kessels anspringen muß. Da Zwangdurchlaufkessel bekanntlich höhere Speisewasserdrücke benötigen als normale Trommelkessel, muß die Not-turbine je nach der Impulsgabe aus dem Speisesystem der Sulzerkessel oder des KSG.-Kessels verschiedene Drehzahlen anlaufen, und gleichzeitig müssen in der gemeinsamen Reservespeisewasserleitung die richtigen Notpeiseschieber öffnen. Diese Bedingungen sind durch eine besondere Druckölsteuerung der Firma Sulzer zur Zufriedenheit gelöst worden.

Speisewasser:

Um in der Speisewasserversorgung von vornherein alle Schwierigkeiten auszuschalten, wurde für die Aufbereitung des Zusatzwassers eine in sich geschlossene sechsstufige Verdampferanlage mit einer Leistungsfähigkeit von 80 t/h erstellt, die mit 3-atü-Dampf aus dem Netz der Gegendruckturbine beheizt wird. Aus betrieblichen Gründen sind die Speisewassersysteme der neuen und der alten Kessel miteinander gekuppelt, so daß also für das gesamte Kraftwerk ein einheitliches Speisewassergemisch aus Kondensat und Destillat zur Verfügung steht.

Das Schaltungsschema der Speisewasseraufbereitungsanlage zeigt nachfolgende Abb. 3.

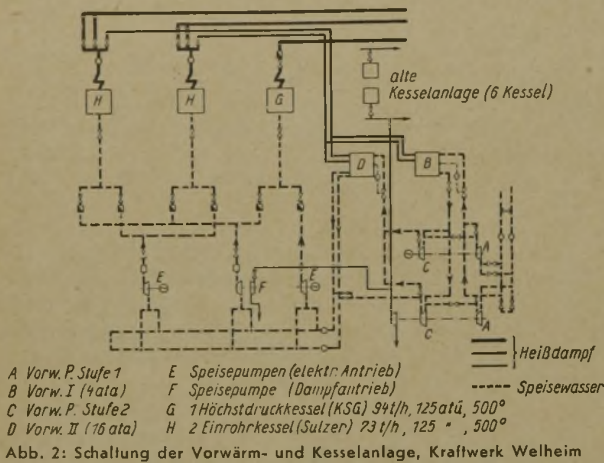


Abb. 2: Schaltung der Vorwärm- und Kesselanlage, Kraftwerk Welheim

auf die Reservehaltung noch eine reine Gegendruckturbine mit einer Leistung von 6000 bis 7000 kW aufgestellt, in welcher das Gefälle von 15 auf 3 atü verarbeitet wird.

Für die Speisewasserversorgung der Kessel sind getrennte Pumpensätze vorgesehen, und zwar die Vorwärmern und die Hauptpumpen. Während die Fördermenge jeder Vorwärmernpumpe für alle drei Kessel ausreicht, sind die Hauptpumpen so unterteilt, daß eine Pumpe beide Sulzerkessel versorgt und eine Pumpe den KSG.-Kessel. Die dritte Pumpe mit Turbinenantrieb dient als Reserve für beide Betriebspumpen. Auch bei den Vorwärmern ist die Reservepumpe mit Notturbinenantrieb ausgerüstet.

Das fertige Speisewasser fließt von den Heißwasserspeichern mit einer Temperatur von etwa 102 bis 103° C den Vorwärmern, die als Doppelpumpen ausgebildet sind, zu und wird von diesen zuerst auf den 3-atü-Vorwärmer gedrückt. Der 3-atü-Vorwärmer liegt im 3-atü-Dampfnetz der Gegendruckturbine. Das Wasser wird also mit Gegendruckdampf zunächst auf etwa 140° C erwärmt. Vom ersten Vorwärmer gelangt das Speisewasser zurück zur zweiten Stufe der Vorwärmern und von hier aus in den 15-atü-Vorwärmer, der unmittelbar durch den Abdampf der Vorschaltturbine beheizt wird. Mit 200° C läuft es vom 15-atü-Vorwärmer den Hauptpumpen zu, die es dann weiter zu den Kesseln fördern.

Da bei der ersten Ausbaustufe auf die Beschaffung von Reserve-Vorwärmern verzichtet werden sollte, wurde durch geeignete Rohrleitungsführung die Möglichkeit geschaffen, die einzelnen Vorwärmer zu umgehen, so daß im Notfall nur mit einem Vorwärmer gefahren werden kann.

In diesem Zusammenhang sei darauf hingewiesen, daß die beiden Speisewasservorwärmer auch als Anfahrgefäße für die Sulzerkessel dienen. Die Bedeutung der Anfahrgefäße wird bei der Besprechung der Kessel noch näher behandelt.

Der automatische Anlauf der Notvorwärmernpumpe ließ sich in Abhängigkeit vom niedrigsten Wasserstand in den Vorwärmern bzw. vom Druck in der Pumpenleitung leicht steuern. Besondere Maßnahmen waren jedoch für den automatischen Anlauf der Not-

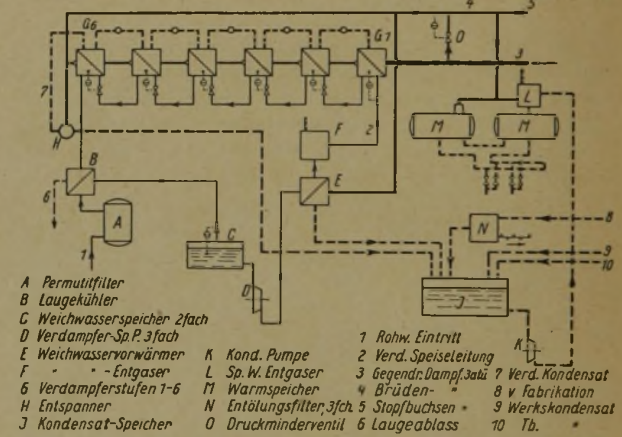


Abb. 3: Schema der Speisewasseraufbereitungsanlage

Das Zusatzwasser wird der Ruhrleitung entnommen. Es läuft zur Vorenhärtung durch Permutfilter und weiter über den Laugekühler der Verdampferanlage zu den Weichwasserspeichern. Von hier aus wird es mit den Verdampferpumpen auf die erste Verdampferstufe gedrückt, nachdem es vorher noch den Weichwasservorwärmer, die Vorwärmer der einzelnen Stufen und den Weichwasserentgaser passiert hat. Das fertige Destillat fließt über den Entspanner zu den Kondensatspeichern und mischt

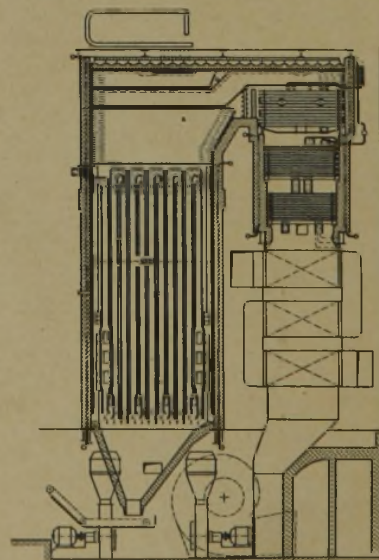


Abb. 4: Sulzer-Einrohrkessel 73 t/h 120 atü 520°, Kraftwerk Welheim.

sich hier mit den Maschinenkondensaten und dem rückgelieferten Kondensat aus dem chemischen Betrieb, welches letzteres zur Entölung noch über Hydrainfilter geleitet wird. Die Entgaspumpen fördern anschließend das Kondensat- und Destillatgemisch durch den Hauptentgaser zu den Heißwasserspeichern, aus denen es die Kesselspeisepumpen entnehmen.

Kesselanlage:

Wie bereits erwähnt, sind für die erste Ausbaustufe des Kraftwerkes Welheim 2 Sulzer-Zwangdurchlaufkessel und 1 KSG.-Kessel vorgesehen. Im Rahmen des Folgenden soll nur über die Sulzer-Kessel berichtet werden; der KSG.-Kessel konnte im übrigen aus betrieblichen Gründen noch nicht montiert werden.

Der allgemeine Aufbau der Sulzer-Kessel ist in A b b. 4 dargestellt (s. a. ZVDI. 1937 Nr. 51, S. 1461).

Jeder Kessel besteht aus dem Speisewasservorwärmer, dem 1. und 2. Verdampfer, die beide zusammen die Brennkammer auskleiden, dem Vorüberhitzer und dem Endüberhitzer. Der Vorüberhitzer ist als Berührungsüberhitzer ausgebildet, während der Endüberhitzer als reiner Strahlungsüberhitzer ausgeführt worden ist. Ein großer Teil des Endüberhitzers ist hängend unter der Kesseldecke angebracht. Beide Ueberhitzer und der 2. Verdampfer sind an wasserdurchflossenen Tragrohren aufgehängt bzw. abgestützt. Im Zuge der Rauchgasströmung enden die Kessel mit einem KSG.-Plattenluftvorwärmer, in welchem die erforderliche Verbrennungsluft auf rund 350° C erwärmt wird.

Kennzahlen der Kessel:

Die wichtigsten Daten der Kessel sind in nachfolgender Zahlentafel zusammengestellt:

Zahlentafel 1

Dampfleistung	t/h 52,5/68/73,5			
Betriebsdruck	atü 120			
Heißdampftemperatur	° C 520			
Länge, l. Ø, Wandstärke (mm) und Material der einzelnen Rohrstränge:				
a) Aufhängerohre	112	73	8	Th 31
b) Vorwärmer	2160	46,5	5,25	"
c) Verdampfer	2100	52	5,75	"
d) Nachverdampfer	500	52	5,75	"
e) Vorüberhitzer	1200	52,5	5,5	"
f) Endüberhitzer	910	49,5	5,25	CS 65

Sa. 6982 m

Heizflächen:

a) Aufhängerohre	33 m ²
b) Vorwärmer	386 "
c) Verdampfer	418 "
d) Nachverdampfer	100 "
e) Vorüberhitzer	240 "
f) Endüberhitzer	171 "

Das Wasser bzw. der Dampf durchlaufen die Einzelteile des Kessels nach folgendem Schema: Das Speisewasser durchfließt zunächst die beiden Tragrohrsysteme der Ueberhitzer und des zweiten Verdampfers und verteilt sich dann auf die 8 Stränge des Economisers. Je zwei Rohre des Economisers vereinigen sich zu je einem Rohrstrang der beiden Verdampfer. Der ganze Verdampfungsteil besteht also aus 4 parallelen Rohrsträngen, die sich im Vor- und Endüberhitzer wieder auf 8 Stränge erweitern.

Zwischen die beiden Verdampfer ist die Abschlammflasche geschaltet, in welcher ein Teil der am Ende des ersten Verdampfers vorhandenen konzentrierten Flüssigkeit kontinuierlich ausgeschieden wird; der nicht abgeschlammte Rest gelangt mit dem Dampf in den zweiten Verdampfer.

Kesselregelung

Ein besonderes Merkmal der Sulzer-Einrohr-Kessel ist

bekanntlich die automatische, öhydraulische Temperatur-, Druck- und Speisewassermengen-Regelung.

Grundsätzlich wirken bei der Sulzer-Regelung die Regulierimpulse auf Empfängerschieber, werden hier in zugeordnete Regelöldrücke umgesetzt und dann als Oeldruckimpulse an die Steuerschieber weitergeleitet. Erst über die Steuerschieber wird je nach der Impuls-gabe durch die Empfängerschieber den Servomotoren der eigentlichen Regulierorgane Drucköl zu- oder abgesteuert.

Automatisch geregelt werden:

1. Die eingespeiste Wassermenge über den ersten Zwischenthermostaten in Abhängigkeit von der Dampftemperatur hinter dem zweiten Verdampfer. Es handelt sich also praktisch um eine Temperaturregelung, die ohne weiteres möglich ist, da der zweite Verdampfer bereits leicht überhitzten Dampf liefert. Um eine eindeutige Abhängigkeit der eingespeisten Wassermenge von der Querschnittveränderung des Speiseregelventiles zu erreichen, ist, genau wie bei allen modernen Kesselanlagen mit elektrisch angetriebenen Zentrifugalspeisepumpen, dem Speiseregelventil ein Differenzdruckregler vorgeschaltet, der den Förderdruck der Pumpe auf den erforderlichen Speisedruck reduziert.
2. Die Dampftemperatur hinter dem Vorüberhitzer mittels des zweiten Zwischenthermostaten. Dieser Thermostat betätigt über die Hilfsapparate ein Einspritzventil und hält durch die entsprechend der Impuls-gabe veränderliche, vor dem Vorüberhitzer eingespritzte Wassermenge die Temperatur konstant.
3. Die Dampftemperatur hinter dem Endüberhitzer mittels des Endthermostaten. Die Arbeitsweise des Endthermostaten ist sinngemäß dieselbe wie die des zweiten Zwischenthermostaten.
4. Der Dampfdruck.

Die Druckregelstation besteht aus den beiden Frischdampfventilen und dem Umlaufventil mit dem zugehörigen Druckempfänger und den erforderlichen Steuerschiebern und Servomotoren.

Die Regelimpulse erfolgen in erster Linie durch den Druck aus der Frischdampfleitung zwischen Kessel und Druckregelstation und als zusätzliche Sicherheit noch in Abhängigkeit von der niedrigsten und höchsten Dampftemperatur am Endthermostaten.

Werden die Druck- und Temperatursollwerte gefahren, so sind die Frischdampfventile geöffnet und das Umlaufventil ist geschlossen. Fällt der Druck, so schließen unter dem Einfluß des Druckempfängers die Frischdampfventile, bis der eingestellte Druck wieder erreicht ist. Unterschreitet die Temperatur am Endthermostaten aus irgendeinem Grunde den Sollwert, so werden über einen besonderen Temperaturverriegelungsschieber die Frischdampfventile geschlossen, um auf diese Weise das Leitungsnetz und die Vorschaltturbine vor Wasserschlägen zu schützen.

Das Umlaufventil öffnet beim Ueberschreiten des vorgeschriebenen Enddruckes unter dem Einfluß des Druckempfängers, noch bevor die Sicherheitsventile des Kessels angesprochen haben; der überschüssige Dampf wird in die Anfahrgefäße (Speisewasservorwärmer) abgeleitet.

Auch das Umlaufventil ist mit einem Temperaturverriegelungsschieber ausgerüstet. Hier hat diese zusätzliche Sicherheitseinrichtung den Zweck, das Umlaufventil sofort mit den Anfahrgefäßen zu verbinden, wenn am Endthermostaten die höchste Temperatur überschritten wird. Das Öffnen des Umlaufventiles bedingt eine Absenkung des Druckes und damit eine Erhöhung des Wasserdurchsatzes durch den Kessel und

als Folge hiervon eine Erniedrigung der Endtemperatur. Die Frischdampfventile schließen bei dieser Störung ebenfalls, und zwar unter dem Einfluß des sinkenden Kesseldruckes. Hat das Umlaufventil durch zu hohe Endtemperatur den Kessel vom Netz abgeschaltet, so muß die Druckregelstation erst von Hand wieder in Betriebsstellung gebracht werden, wie z. B. nach dem Auslösen eines Schnellschlusses einer Dampfturbine.

Hinzuweisen ist noch auf den Temperatur-Handverstellungsapparat, mit welchem es möglich ist, die für die Steuerung richtigen Solltemperaturen durch Veränderung des Regelöldruckes in weiten Grenzen zu variieren.

Im übrigen besitzt jeder Kessel für die Erzeugung des Steuer- und Regelöles eine eigene Umlauf-Ölversorgung mit Motor- und Reservedampfantrieb, so daß die Öllieferung an die Regelapparate auch bei elektrischen Störungen sichergestellt ist. Durch einen besonderen Unruheapparat werden die Steuerschieber und Servomotorkolben in dauernder Bewegung gehalten, um den Reibungswiderstand in den Regelorganen auf ein Mindestmaß herabzusetzen.

Feuerung der Kessel:

Die Kessel sind mit KSG.-Eckenfeuerungen und KSG.-Mühlen ausgerüstet. Jeder Kessel hat drei Mühlen, die so ausgelegt sind, daß zwei Mühlen den Brennstoffbedarf für die Spitzenleistung der Kessel liefern können. Die Mühlen verarbeiten Kohlen bis zu 25 mm Korngröße und mit wechselndem Wassergehalt; sie dienen in der bekannten Weise zum gleichzeitigen Trocknen, Vermahlen, Sichten und Einblasen des Brennstoffes.

Die Ausbildung einer Brennerecke zeigt A b b. 5.

Zu bemerken ist noch, daß die Feuerführung durch eine Askania-Feuerungsregelung in Abhängigkeit vom Dampfdruck im Mitteldrucknetz automatisch gesteuert wird.

Die Kessel sind unter Zwischenschaltung von Saugzugventilatoren an die vorhandenen Schornsteine angeschlossen.

Betriebserfahrungen:

Der erste Sulzerkessel war bis Mitte dieses Monats etwa 900 Stunden in Betrieb, während der zweite Kessel bis heute erst 200 Stunden gelaufen hat. Die Betriebszeit der Kessel ist also noch viel zu kurz, um jetzt schon ausführlich über Betriebserfahrungen berichten zu können. Bemerkenswert ist, daß beide

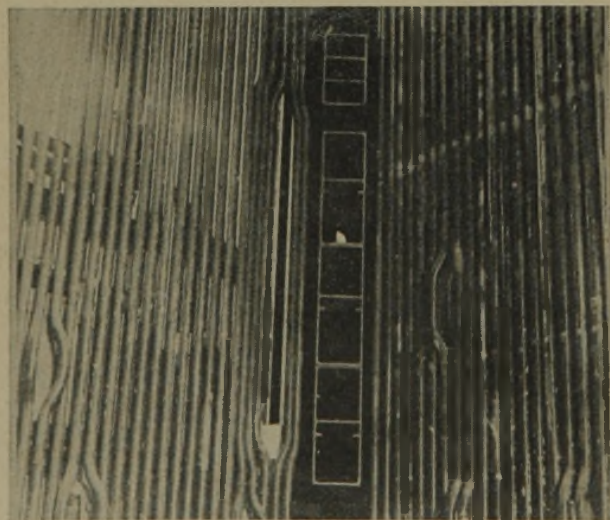


Abb. 5: Ansicht einer Brennerecke

Kessel sofort anstandslos in Betrieb genommen werden konnten.

Anfahren und Abstellen der Kessel:

Mit der Speisepumpe wird zunächst Wasser durch den Kessel in eines der beiden Anfahrgefäße (Speisewasservorwärmer) umgewälzt. Nach Erwärmung des Wassers auf die Sättigungstemperatur des Vorwärmers wird ein Teil der dem Kessel weiter zugeführten Wärme durch Abblasen der Sicherheitsventile des Anfahrgefäßes aus dem System abgeführt. Sind die Druck- und Temperatursollwerte erreicht, so wird der Kessel auf das Netz geschaltet und die automatische Regulierung in Betrieb genommen.

Das Abstellen erfolgt sinngemäß wieder durch Umwälzung über eines der Anfahrgefäße bis zum Erkalten des Kessels. Diese Art des Anfahrens und Abstellens hat sich als betrieblich einfach und brauchbar erwiesen; irgendwelche Schwierigkeiten sind bisher nicht aufgetreten.

Erfahrungen mit der Kesselregelung

Die automatische Kesselregelung hat seit der Inbetriebnahme der Kessel zufriedenstellend gearbeitet. Die zuerst beobachteten geringen Schwankungen der Endtemperatur konnten leicht durch eine Verlegung der Einspritzstelle des Vorüberhitzers beseitigt werden. Wie Abb. 6 zeigt, betragen die Aenderungen der Endtemperatur nach dieser Einstellung kaum 5° C vom Sollwert.

Sonstige Aenderungen waren nicht notwendig. Es soll lediglich noch nachträglich, wie bei anderen Sulzeranlagen bereits ausgeführt, zur Erhöhung der Regelgeschwindigkeit eine Kuppelung der Regelimpulse von Kohle und Wasser eingebaut werden, um zunächst nicht vorgesehene starke Lastschwankungen einwandfrei aussteuern zu können.

Die automatische Kesselregelung arbeitet nach der angegebenen Temperaturkorrektur absolut betriebssicher. Die vorher beschriebenen Sicherheitseinrichtungen der Kesselregelung haben auch bei außergewöhnlichen Betriebsvorfällen, z. B. beim Ausfall beider Betriebsmühlen, zuverlässig eingegriffen.

Betriebserfahrungen mit der Feuerung:

Bemerkenswerte Mängel sind an den Feuerungseinrichtungen bisher nicht beobachtet worden. Nur bilden sich an den nicht gekühlten Feuerraumecken über den Brennerkästen nach mehrtägigem Dauerbetrieb dachähnliche Schlackenansätze, deren Entstehung jedoch durch den nachträglichen Einbau von Kühlrohren oder durch geeignetere Anordnung der Rußbläser verhindert werden kann.

Die endgültigen Abhilfemaßnahmen werden augenblicklich noch geprüft.

Rohrsystem:

Nach einer Betriebszeit von rund 850 Stunden traten am Endüberhitzer des zuerst in Betrieb genommenen Kessels Rohrausbeulungen und Rohrreißer auf. Die defekten Rohre liegen im Deckenteil des Strahlungsüberhitzers und zeigen im Innern starke zunderähnliche Beläge. Das Aussehen dieser Beläge ließ zunächst Dampfspaltung infolge zu hoher Rohrwandtemperaturen vermuten. Nach den inzwischen vorliegenden

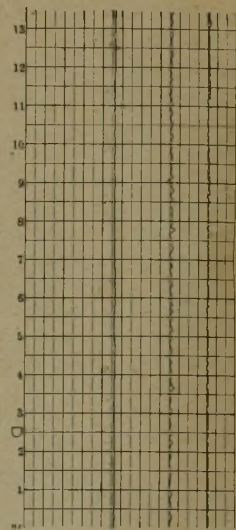


Abb. 6: Die Kurve rechts zeigt die Dampfendtemperatur

genauen Untersuchungsergebnissen ist der Belag jedoch nicht auf Dampfspaltung zurückzuführen, denn er besteht aus mehreren aufgelagerten und leicht ablösbaren Schichten von Fe_2O_3 und FeO , während das bei Dampfspaltung auftretende charakteristische Fe_3O_4 nicht gefunden wurde. Im übrigen waren auch die inneren Rohrwandungen nicht angegriffen. Es handelt sich bei den Belägen also um zugeführte und in den Rohren abgelagerte Sauerstoffverbindungen des Eisens. Diese Ablagerungen haben offenbar wärme-stauend gewirkt und dadurch die Zerstörung der Ueberhitzerrohre, die außer an den geplatzten Stellen nicht aufgeweitet waren, ausgelöst.

An dem zweiten Kessel platzten nach etwa 170 Betriebsstunden zwei Rohrbögen eines Stranges im Verdampfungssteil. Dieser in kurzer Zeit behobene Schaden ist, wie durch die Untersuchung eindeutig festgestellt wurde, auf eine irrtümlich vorgenommene Drosselung dieses Stranges zurückzuführen.

Vorschaltturbine:

Gelegentlich eines Stillstandes wurde ein Kessel mit einer NatronlaugeLösung von 30 g NaOH/Ltr. zwecks gründlicher Reinigung gespült. In der darauffolgenden Betriebsperiode trat nach etwa 100stündiger Laufzeit die erste Versalzung der Vorschaltturbine ein. Die Turbine wurde gespült und wieder in Betrieb genommen. Nach ganz kurzer Zeit versalzte die Maschine abermals. Aller Wahrscheinlichkeit nach sind diese Versalzungerscheinungen auf undichte Ventile am Kessel und dadurch bedingten Übertritt von Ätznatron in das Leitungssystem zurückzuführen. Diese Schlußfolgerung resultiert daraus, daß vor dem Spülen des Kessels die Turbine etwa 14 Tage einwandfrei lief und daß sich auch in der Betriebsperiode mit dem zweiten

Sulzer-Kessel, welcher nicht mit einer derartig starken Lauge gespült wurde, keine Störungen zeigten.

Zum Schluß sei noch erwähnt, daß, abgesehen von einigen Flanschverbindungen an den Außenrohrleitungen der Kessel, sämtliche Rohrverbindungen durch Schweißung hergestellt sind. Insgesamt enthält jeder Kessel etwa 1500 Rohrschweißungen, von denen rund 500 auf der Baustelle angefertigt werden mußten.

Um bei der neuartigen Kesselbauart Bau- und Montagefehler von vornherein auf ein Mindestmaß zu beschränken, wurde vor Inangriffnahme der Werkstattarbeiten zusammen mit dem Verein zur Überwachung der Kraftwirtschaft der Ruhrzechen und in Anlehnung an die Richtlinien der Vereinigung der Großkesselbesitzer ein genauer Bau- und Montageüberwachungsplan aufgestellt. In den Rahmen dieser Bau- und Montageüberwachung fiel unter anderem:

die Prüfung der Schweißer vor der Zulassung zum Schweißen;

die fortlaufende Kontrolle der Güte der Schweißungen durch Entnahme von Schweißstellen aus den fertigen Bauteilen in der Werkstatt und während der Montage;

die eingehende Prüfung der Rohre und Kesselzubehörfteile;

die Überwachung und Prüfung der Vorbereitungen der Schweißungen und Glühungen usw.

Es würde zu weit führen, hier alle Einzelheiten des Bau- und Montageüberwachungsplanes aufzuführen. Festzustellen ist jedenfalls, daß sich diese Vorsichtsmaßnahmen äußerst günstig ausgewirkt haben, denn bis heute sind an beiden Kesseln zusammen nur fünf Schweißnähte undicht geworden und nur an zwei oder drei Stahlgußstücken waren Nacharbeiten erforderlich.

f) Löffler-Kessel*)

Die Löffler-Kesselanlage, über die hier berichtet werden soll, besteht aus zwei von der M-A-N gelieferten kohlenstaubgefeuerten Kesseln für je 50 t/h normale und 60 t/h maximale Dauerleistung. Der Konzessionsdruck beträgt 135 atü und die Dampftemperatur 500°C . Die Kessel sind als Einzugsessel gebaut (Abb. 1). Die Heizgase durchströmen nach dem Ausbrennen im Feuerraum Nachüberhitzer, Rauchgasvorwärmer und Luftvorwärmer, werden dann in einer elektrischen Rauchgasreinigung, die auch wieder von unten nach oben durchströmt wird, gereinigt und schließlich von einem Saugzugventilator abgesaugt und ins Freie gedrückt. Die Anlage wird mit Steinkohlenstaub geheizt, meist mit Efkohle; die Luftvorwärmung beträgt etwa 380°C , die Speisewassertemperatur 210°C .

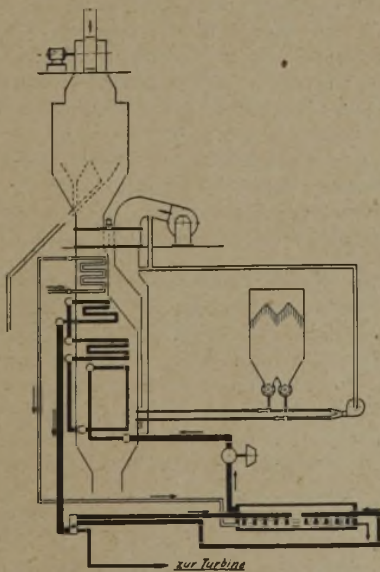


Abb. 1: Schematische Zeichnung der Löffler-Kessel

Von Dipl.-Ing. H. Tietz

Die Umwälzpumpe, die den Rohrleitungswiderstand der ganzen Heizfläche zu überwinden hat, saugt Satt-dampf aus der Verdampfertrommel und drückt ihn zunächst durch die Heizfläche der Brennkammer und durch den Granulierrost, dann durch den Nachüberhitzer, und zwar durchströmt der Dampf den ersten Teil im Gleichstrom, den zweiten Teil im Gegenstrom. Es ist also an allen Stellen vom Konstrukteur sehr darauf geachtet worden, daß hohe Temperaturen in den Rohrwandungen vermieden sind. — Ein Teil des Dampfes, bekanntlich etwa $\frac{1}{3}$, strömt schließlich zur Turbine, der Rest zur Verdampfungstrommel zurück.

Über die Größenordnung von Heizflächen, Abmessungen der Verdampfertrommel und des Feuerraums, über Rohrdimensionen und verwendete Werkstoffe gibt die Zahlentafel 1 Auskunft.

Zahlentafel 1

Verdampfertrommel	1,6 m l. \varnothing 10,05 m l. Länge;	
	Material: E 62 ONN (1%iger NiSt)	
Oberflächenbelastung	max. 162 m^2/m^2 St.	
Dampfraumbelastung	max. 197 m^3/m^3 St.	
Feuerraum	4,6 \times 4,6 \times 8,3 = 175 m^3	
Feuerraumbelastung	max. 260 000 WE/ m^3 St.	
Heizfläche		
Strahlungsüberhitzer	285 m^2 Rohr- \varnothing	54/42 mm Material FK 335
Nachüberhitzer	700 m^2 Rohr- \varnothing	60/46 mm Material FK 335
Speisewasservorwärmer	240 m^2 Rohr- \varnothing	47,5/38 mm Material St. 55.29
Ljungström-Luftrohitzer	3840 m^2	
Heißdampfllanschen		Streckgrenze Dauerstf.
Vorschweißbunde	Material: FK 335	b. 20° b. 500°C
Lose Flansche	Material: FK 653	30 kg/mm^2 16
Schrauben	Material: FKM 54	50 kg/mm^2 10
Muffern	Material: C 850 NN	90 kg/mm^2 13
		50 kg/mm^2 5

*) Die Abb. wurden vom Verfasser zur Verlüngung gestellt.

Größenordnung von Heizflächen

Die Verdampfertrommel ist groß bemessen, auch noch reichlich, wenn man berücksichtigt, daß ja das Dreifache der Betriebsdampfmenge Oberfläche und Dampfraum belastet. Die Reinheit des erzeugten Dampfes ist entsprechend günstig. Der verwendete Werkstoff — es handelt sich fast überall um das Material FK 335 — zeigte sich an allen Stellen den auftretenden Beanspruchungen gewachsen. Erwähnt werden muß noch, daß die Rohrverbindungen, soweit es sich nicht um den Anschluß an Armaturen oder dergleichen handelt, innerhalb des ganzen Kessels geschweißt sind, und zwar sind alle Rohre kleinen Durchmessers autogen, die Rohre großen Durchmessers zum Teil autogen, zum Teil elektrisch geschweißt worden.

Die Umwälzpumpe wird durch eine Gegendruckdampf-turbine angetrieben. Wir haben die Betriebssicherheit der Pumpe und der Antriebsturbine so hoch eingeschätzt, daß wir auf die Aufstellung einer Reserveumwälzpumpe mit Umschaltmöglichkeit zugunsten des einfacheren Betriebes verzichtet haben. Der Dampfdruck wird durch die Umwälzpumpe bei normaler Leistung um 3,4 ata, bei maximaler Leistung um 4,7 ata erhöht und benötigt als Antriebsleistung 345 bzw. 570 kW. Man hat selbstverständlich versucht, den Widerstand in dem Umwälzsystem nach Möglichkeit zu verringern, kommt da aber sehr bald an Grenzen. Bei den Heizflächen führt die Verringerung der Dampfgeschwindigkeiten in den Rohren, die man zur Verringerung des Widerstandes ja braucht, zu einer Verkleinerung der Wärmeübergangszahl von der Rohrwand an den Dampf; da nun die von den Heizgasen an die Rohrwandung übergehende Wärme besonders im Strahlungsteil annähernd konstant ist, führt die Verringerung des Widerstandes sehr schnell zu Rohrwandungstemperaturen, denen der Werkstoff nicht mehr gewachsen ist. In den unbeheizten verbindenden Rohrleitungen ist man theoretisch nicht begrenzt, praktisch werden die Rohre bei größeren Abmessungen — bei unseren Kesseln handelt es sich schon um Durchmesser von 310/368 — unhandlich und machen Schwierigkeiten bei der Aufnahme der Wärmedehnungen.

Abb. 2 zeigt, welche Hilfsmittel man bei uns angewandt hat, um diese Schwierigkeiten zu umgehen; man hat die schwere Verdampfertrommel um 70 mm

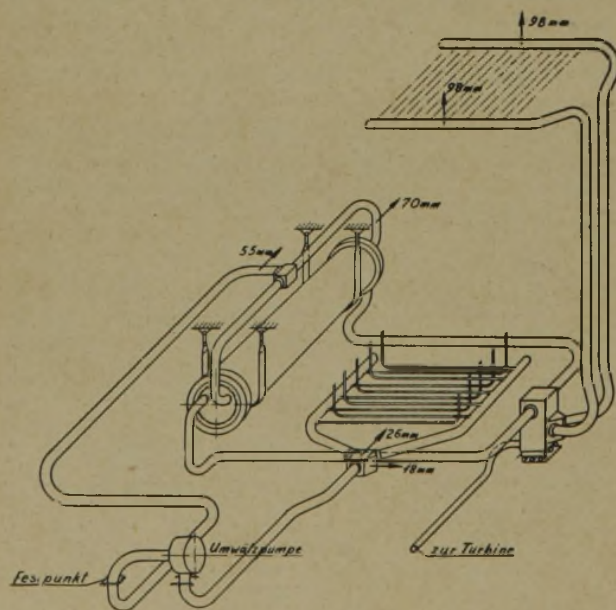


Abb. 2: Aufnahme der Rohrschübe durch Rohre der Heizflächen und durch pendelnd aufgehängte Verdampfertrommel

pendelnd aufgehängt und nimmt sonst die großen Schübe der starren Verbindungsleitungen durch die weichen Heizflächenrohre auf. Trotz aller Bemühungen, den Widerstand und damit die für die Umwälzpumpen erforderliche Antriebsleistung gering zu halten, ist doch noch ein beachtlicher Teil übriggeblieben, wie das Diagramm in Abb. 3 zeigt.

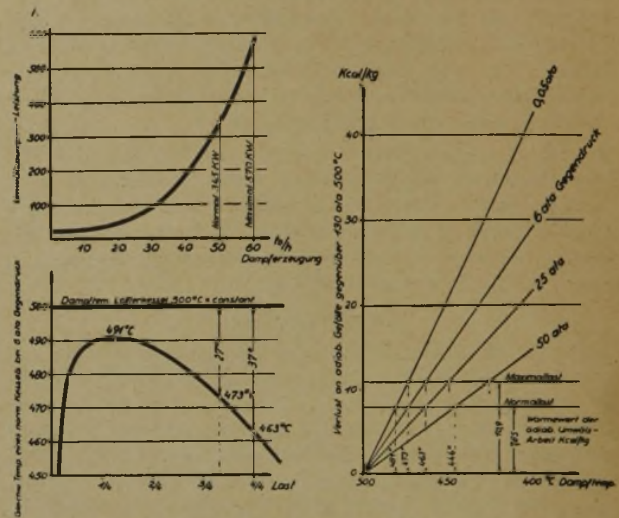


Abb. 3: Höhe der Umwälzpumpenleistung

Um den Einfluß der Umwälzpumpenleistung recht deutlich vor Augen zu führen, ist der adiabatische Wärmewert der Umwälzpumpenleistung für die verschiedenen Belastungen eingetragen in ein Diagramm, das die Abnahme des adiabatischen Gefälles bei gleichem Anfangs- und Gegendruck abhängig von der Temperatur des Dampfes zeigt. Beispielsweise zeigt die Linie für den Gegendruck von 6 ata einen Schnittpunkt mit der Linie der Umwälzpumpenarbeit bei Vollast bei der Temperatur von 463° C. Für höheren Gegendruck, wie das bei Vorschaltanlagen der Fall sein kann, wirkt sich das stärker, für Kondensationsanlagen schwächer aus. In dem Diagramm daneben sind nun, abhängig von der Belastung, die Dampf-temperaturen aufgetragen, die ein Kessel, der keine Umwälzpumpe hat, nur zu haben brauchte, um dieselbe elektrische Leistung an der Turbine zu erzielen, wie sie der Löfflerkessel, der über alle Belastungen hinweg gleichmäßig mit 500° C arbeiten kann, nach Abzug der Umwälzpumpenleistung frei zur Verfügung stellt. Es erscheint uns richtig, die Leistung der Umwälzpumpe gerade von dem durch Aufwand teurer Materialien erkauften Zusatzgefälle im Bereich hoher Temperaturen abzuziehen, denn es ist gerade der Zwangsumlauf, durch den der Löfflerkessel hohe Dampftemperaturen sicher beherrschen kann.

Die Rücksichtnahme auf Verringerung des Widerstandes im Heizsystem zeigt sich auch bei der konstruktiven Ausbildung des Feuerraumes (Abb. 4). Während man sonst bei wassergekühlten Heizflächen häufig die Rohre dicht nebeneinanderlegt und auf die Wärmeaufnahme durch die Rückseite der Rohre verzichtet, hat man beim Löfflerkessel auch die Rückseite mit herangezogen dadurch, daß man den Rohren etwa doppelte Teilung gab und die dahinterliegende Schamottewand als Strahlungsspiegel benutzte. Entsprechend muß natürlich bei der Einmauerung und Isolierung auf die höheren Temperaturen Rücksicht genommen werden; der Kessel hat hinter der Schamottewand Leichtsteine und Sterchamolsteine und ist dann mit Schlackenwollmatratzen isoliert.

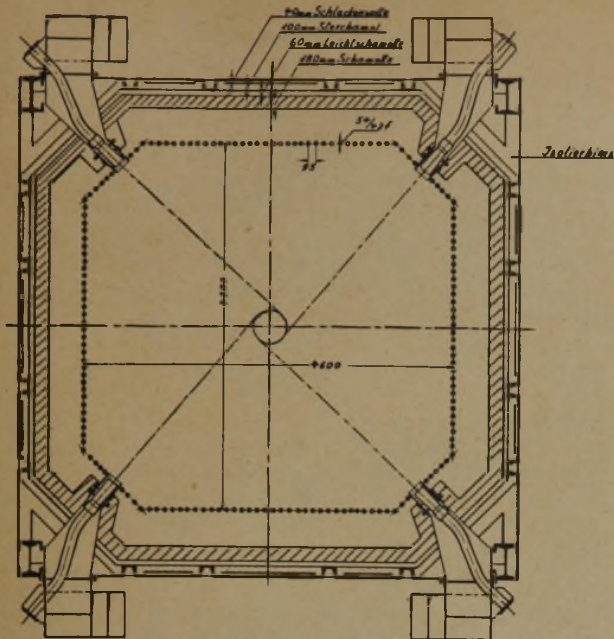


Abb. 4: Querschnitt durch die Brennkammer

Bestellt war der Kessel für chemisch aufbereitetes Speisewasser (das war der Grund, daß die Wahl gerade auf einen Löfflerkessel fiel), und er ist auch bis vor einem halben Jahr mit entbastem permutiertem Wasser gespeist worden, dafür sind auch die Einbauten in die Verdampfertrommel entwickelt worden, die nach einigen Änderungen die Form haben, wie sie Abb. 5 zeigt. Das Speisewasser wird durch offene Rinnen auf die eine Seite der Trommel geleitet, und auf der anderen Seite wird das Abschlamwasser abgezogen. Es wird dadurch erreicht, daß nicht das ganze Kesselwasser gleichmäßig die Dichte des Abschlamwassers annimmt, sondern es tritt eine Zunahme der Kesselwasserdichte ein mit abnehmender Entfernung vom Abschlamstutzen, und zwar ist die Zunahme, wie die Rechnung zeigt, hyperbolisch.

Der Dampf wird an der Stelle geringster Kesselwasserdichte entnommen. Die Dampfblasrohre zeigen die für den Löfflerkessel typische Form des unten erweiterten Rohres, sie sind oberhalb des Wasserspiegels durch Bleche abgedeckt, damit sich Querströmungen senkrecht zur Rohrachse ausbilden können, auch wieder mit der Absicht, möglichst trockenen und damit salzfreien Dampf aus der Trommel entnehmen zu können.

Den Temperaturverlauf in den Rauchgasen und im Dampf und die in den einzelnen Teilen der Heizfläche übergehende Wärme zeigt Abb. 6. Dadurch, daß beim Löfflerkessel nur Dampf erwärmt wird, jede Wärmezufuhr also durch eine Temperaturerhöhung im Dampf kenntlich wird, war es möglich, die Wärmezufuhr in den einzelnen Heizflächensystemen genau zu bestimmen. Interessant ist es, daß es dadurch beim Löffler-

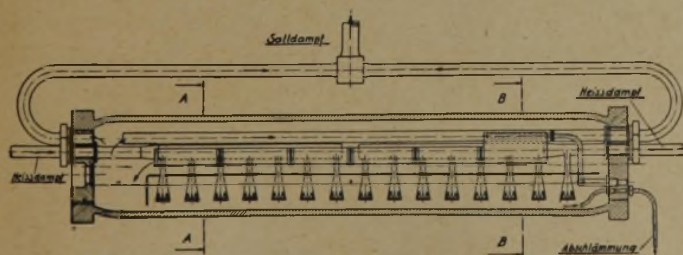


Abb. 5: Einbauten in der Verdampfertrommel

kessel möglich ist, gerade den in der Brennkammer in der Hauptsache durch Strahlung übergegangenen Teil der Gesamtwärme genau zu bestimmen. Es soll dabei betont werden, daß die gemessenen Temperaturen sehr gut mit den von der Lieferfirma vorausgerechneten übereinstimmen und daß es durch öfteres Mischen gelungen ist, daß die Temperaturen der einzelnen Dampfteilströme nur unwesentlich von der Mischtemperatur des Dampfes abweichen.

Der Kesselwirkungsgrad ist wegen der Schwierigkeit, eine genaue Kohlenwägung auszuführen, nicht durch einen Verdampfungsversuch bestimmt worden, sondern durch genaue Verlustmessungen. Er dürfte etwa 85% betragen.

Zu den Betriebserfahrungen, die wir mit der Anlage gemacht haben, ist zu sagen, daß wir zweimal Rohrschäden durch unzulässige Temperatursteigerung der Rohrwandungen gehabt haben. Beide Fälle ereigneten sich bei der Inbetriebnahme der Kessel und sind eindeutig auf Bedienungsfehler zurückzuführen. Im ersten Fall sammelte sich, wie Abb. 7 zeigt, beim Anfahren des Kessels Wasser in dem mehrfach U-förmig geführten Rohrsystem an, so daß die Summe der Wassersäulen größer war als die Druckdifferenz, welche die Umwälzpumpe bei dem beim Anfahren noch niedrigen Druck erzeugte. Die Wasseransammlung kam dadurch zustande, daß die Entwässerungsventile durch Zunder verstopft waren. Durch diese Wasserverschlüsse war natürlich jegliche

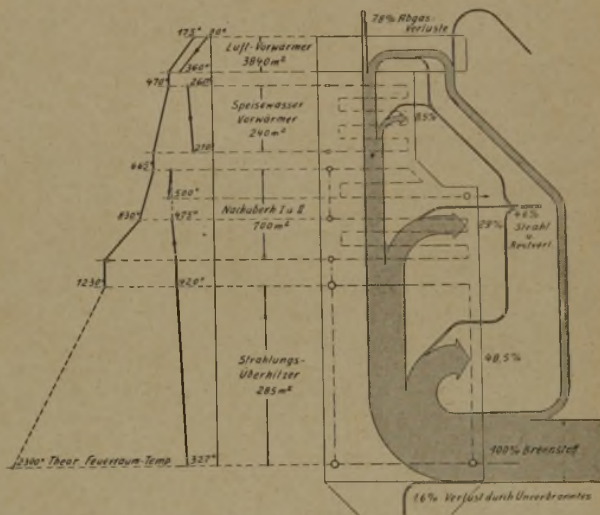
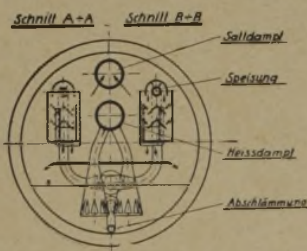


Abb. 6: Wärme- und Temperaturverlauf der Rauchgas- und Dampfseite der Kessel

Dampfströmung und damit Kühlung der Rohre verhindert, ein Warmwerden war unvermeidlich. In dem zweiten Fall konnte festgestellt werden, daß man auch wieder beim Anheizen die Kohlenstaubbrenner zu früh und zu intensiv hereingenommen hatte. Die Kühlwirkung des noch niedrig gespannten Dampfes reichte nicht aus, um ein Warmwerden der Rohre zu vermeiden. Es ist seit diesem Schaden



Vorschrift, die Kohlenstaubbrenner erst anzustecken, wenn der Kesseldruck 60 at übersteigt, bis dahin muß mit den wesentlich milderen und schwächeren Ölbrennern geheizt werden.

Außer diesen beiden Fällen, die, wie gesagt, offensichtlich auf Bedienungsfehler zurückzuführen waren, sind keinerlei Schwierigkeiten an dem ganzen Heizsystem einschließlich der darin befindlichen Schweißstellen beobachtet worden. Einen recht unangenehmen Schaden hatten wir an den Schweißstellen der Dampfverbindungsleitungen zwischen Verdampfertrommel und Umwälzpumpe bzw. zwischen Umwälzpumpe und Kessel. Es handelt sich dabei um Rohre aus Material 5529 mit 310 mm lichtigem Durchmesser und 29 mm Wandstärke, deren Verbindungsstellen mit austenitischen Elektroden elektrisch verschweißt waren. Alle derartigen Schweißungen wiesen nach etwa 450 Betriebsstunden Risse im Übergang zwischen Schweißnaht und Material auf und mußten erneuert werden. Sie sind mit normalen ferritischen Elektroden erneut elektrisch verschweißt worden.

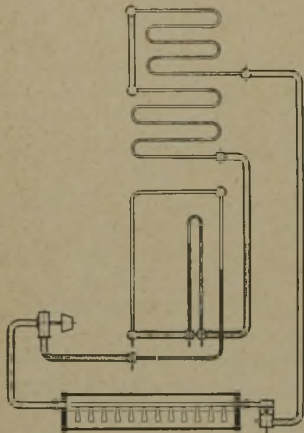


Abb. 7: Wasseransammlung in der Heizfläche beim Anheizen

Materialschwierigkeiten haben wir noch gehabt an den Einbauten in den Verdampfertrommeln, die aus Flußstahl gefertigt waren. Unter dem Einfluß der hohen Dampftemperatur von 500°C zünderte das Material der Dampfeinblas-Tuten und mußte durch zunderbeständiges ersetzt werden. Es scheint, daß dabei die Kesselwasserkonzentration eine wesentliche Rolle gespielt hat, denn die Zerstörungen nahmen deutlich erkennbar mit der Längs der Kesselachse zunehmenden Kesselwasserkonzentration zu.

Zahlentafel 2 zeigt die Zusammensetzung von Speise- und Kesselwasser aus der Periode, in der mit chemisch aufbereitetem Wasser gefahren wurde. Die Dampfreinheit war bei diesem Kesselwasser durchaus auf, wenigstens nach den Werten, die mit einem Leitfähigkeitsmesser bestimmt wurden; es sind Werte von 1,0 bis 1,6 Mikro-Siemens gemessen worden. Trotzdem ergab sich an der den Kesseln nachgeschalteten Turbine ein Leistungsabfall von etwa 100 kW je Tag, der uns zwang, die Turbine nach etwa je drei Wochen außer Betrieb zu nehmen und zu reinigen, weil die letzten Laufräder in dem bekannten Bereich von 280

Zahlentafel 2

Wasserzusammensetzung		Zusatzwasser	Kesselwasser
NaOH	mg/l	—	12
Na ₂ CO ₃	mg/l	—	14
NaHCO ₃	mg/l	19	—
pH-Zahl	mg/l	6,8	—
Cl	mg/l	86	436
SO ₃	mg/l	54	238
N ₂ O ₅	mg/l	17	87
SiO ₂	mg/l	6,8	30
Fe	mg/l	0,5	0,2
Härte in $^{\circ}$ d. H.	mg/l	0,05	0,05
KMnO ₄ -Verbrauch	mg/l	3	—

Zusammensetzung von Speise- und Kesselwasser bei chemisch aufbereitetem Wasser

bis 250°C Dampftemperatur Ansätze von Kieselsäure zeigten. Wir haben uns aus diesem Grunde entschlossen, die Löfflerkessel so lange mit Umformercondensat zu fahren, bis eine betriebssichere wirtschaftliche Entkieselung für permutiertes Wasser möglich ist.

Die für den Kessel gewählten Armaturen haben sich alle gut bewährt. Die Hauptabsperrierschieber sind von Borsig geliefert aus Stahl FK 335; außer Sonderventilen, die von der Kesselfirma mitgeliefert worden sind, haben sich Amag-Hilpert-Ventile mit hartgepanzertem Sitz und Kegel gut bewährt; das gleiche gilt von Glimmerwasserständen, wo eine Glimmerscheibe kürzlich erst nach etwa 11 000 Betriebsstunden zu Bruch ging. Als Dichtung der wenigen Flanschverbindungen, die noch übrig sind, haben wir Linsen gewählt und sind auch damit zufrieden, seitdem wir die ursprünglichen A₃O-Linsen gegen solche aus FK 335 ausgetauscht haben. Die Schraubenbolzen sind aus FKM 54. Verformungslose Brüche haben wir nur an einer Stelle gehabt, wo das Material durch schlechte konstruktive Ausbildung stark angekerbt war; sonst hat das Material sich bei uns gut bewährt.

Die Umwälzpumpe hat nur im Anfang Schwierigkeiten gemacht durch undichte Stopfbüchsen, die durch Rückstände im Dampf ausgewaschen waren.

Als betrieblich sehr angenehm empfinden wir beim Löfflerkessel die Möglichkeit, die Dampftemperatur so leicht und genau regeln zu können, wie die Umwälzpumpe es gestattet. Wir haben Monatsmittelwerte der Dampftemperatur am Kessel von etwa 505°C , ohne daß dabei Höchstwerte über 510°C auftreten.

Ein weiterer Vorzug des Arbeitens mit der Umwälzpumpe ist die Möglichkeit, einen hohen Prozentsatz der Gesamtdampfmenge als Sattdampf abzuziehen;

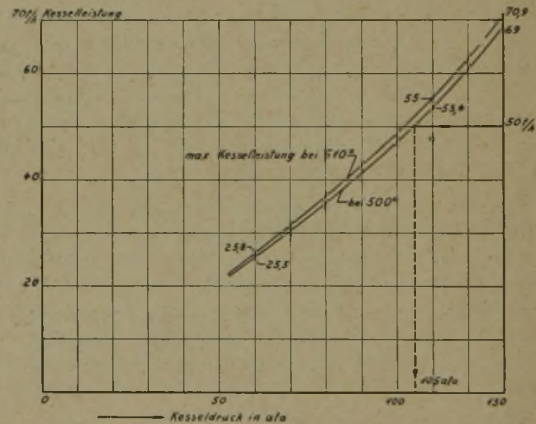


Abb. 8: Begrenzung der Kesselleistung bei sinkendem Druck

wir machen davon beim Reduzieren des Dampfes Gebrauch, indem wir die gewollte niedrige Endtemperatur durch Zumischen von Sattdampf zum Heißdampf vor dem Reduzieren einstellen. Andererseits begrenzt natürlich die Umwälzpumpe die Kesselleistung, besonders tritt das bei absinkendem Druck in Erscheinung, denn die Pumpe fördert ja bei niedrigem Druck dasselbe Volumen wie bei hohem Druck, gewichtsmäßig also entsprechend weniger (siehe Abb. 8). Sinkt also bei einem Löfflerkessel der Druck infolge Überlastung, so erreicht man je nach Auslegung der Größe der Umwälzpumpe mehr oder weniger bald einen Punkt, von dem an mit steigender Entnahme die Kesselleistung zurückgeht, so daß er nicht ohne Abschaltung von Leistung wieder auf Druck gebracht werden kann. Es empfiehlt sich deshalb, genügend Reserve in die Umwälzpumpe hineinzulegen.

Abschließend kann man wohl sagen, daß der Löfflerkessel sich als durchaus brauchbar und betriebssicher auch bei uns erwiesen hat, das geht schon daraus hervor, daß die Kessel bei uns etwa 11 000 Betriebs-

stunden hinter sich haben, die fast alle mit der maximalen Dauerlast gefahren wurden. Nach Lösung der Kieselsäurefrage werden wir zur Speisung mit chemisch aufbereitetem Wasser zurückgreifen; denn der Kessel selbst arbeitet mit chemisch aufgearbeitetem Wasser genau so gut, wie mit Kondensat. Das Diagramm (Abb. 9) zeigt die Betriebsbelastung unserer Löffleranlage im letzten Jahr. Die Stillstände im ersten Halbjahr sind noch durch das Verkieseln der Turbine verursacht. Die waagerechte, stark ausgezogene Doppellinie gibt die Leistung an, die bei 24stündigem Betrieb mit der maximalen Dauerlast erreicht werden kann. Man sieht, daß die Kessel jetzt seit bald drei Monaten ununterbrochen mit der höchsten Last gefahren werden.

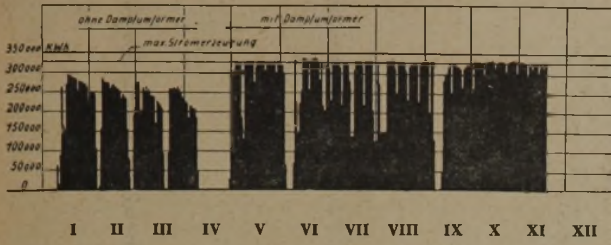


Abb. 9: Diagramm der Betriebsbelastung im letzten Jahr

g) Schmidt-Kessel¹⁾

Der Schmidt-Hartmann-Kessel (Bild 1) arbeitet in seinem Heizkessel mit natürlichem Umlauf. Bezüglich des Wasserumlaufs können daher die Betriebserfahrungen mit den Schmidt-Kesseln ohne weiteres auch auf den Hochdruck-Steilrohrkessel übertragen werden.

Über die Bitterfelder Anlage ist in der Literatur bereits ausführlicher berichtet worden²⁾.

Auf diese Arbeiten sei hier verwiesen.

Bild 2 zeigt die Bitterfelder Kessel. Von diesen Kesseln sind 10

Von Dipl.-Ing. Friedrich Kaißling, Bitterfeld

mene Siederrohre gezeigt, daß diese vorzüglich in Ordnung sind, also weder Korrosionen noch Angriffe durch gestörten Wasserumlauf vorhanden sind. Eine Verschmutzung der Heizkörperflächen in der Dampferzeugertrommel ist bis jetzt nicht aufgetreten, weil im Kesselwasser ein reichlicher Überschuß an Natriumphosphat aufrechterhalten wird. Bei besonderen Versuchen wurde festgestellt, daß auch bei sehr hoch eingedicktem Kesselwasser eine vorzügliche Reinheit des Dampfes vorhanden ist.

Bild 3 zeigt einen Schmidt-Kessel mit Krämermühlenerzeugung mit einer Leistung von 60 t/h, wie er in 13facher Ausfertigung in Betrieb bzw. in Bau und teilweise bis zu 6000 Stunden mit gutem Erfolg Betrieb gemacht hat.

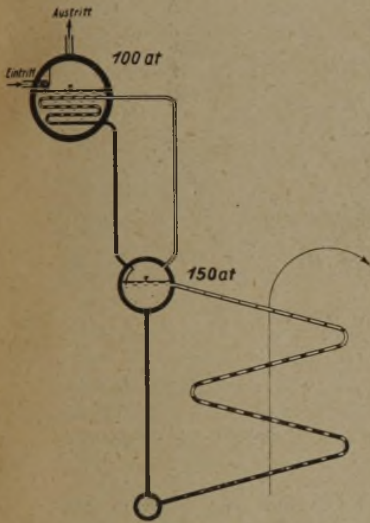


Abb. 1: Der im Heizkessel erzeugte Dampf kondensiert in den Heizkörpern des Dampfkessels und läuft als Kondensat in den Heizkessel zurück. Der Dampfkessel wird mit vorgeschaltetem Speisewasservorwärmer und nachgeschaltetem Ueberhitzer (beide rauchgasbeheizt) gespeist und betrieben wie ein gewöhnlicher Kessel. Der Heizkesselndruck ist bei Nullast gleich dem Dampfkesselndruck und erreicht bei der höchsten Dampferzeugung einen vorausgerechneten Wert über dem Dampfkesselndruck z. B. 150 at bei 100 at Dampfkesselndruck.

Stück aufgestellt mit einer Gesamtdampfleistung von etwa 450 t/h entsprechend einer Energieerzeugung von etwa 100 000 kW. Diese Kessel sind inzwischen bis zu 25 000 t/h in Betrieb und haben sich vorzüglich bewährt. Insbesondere haben nach 15 000 Stunden stichprobeweise herausgenom-

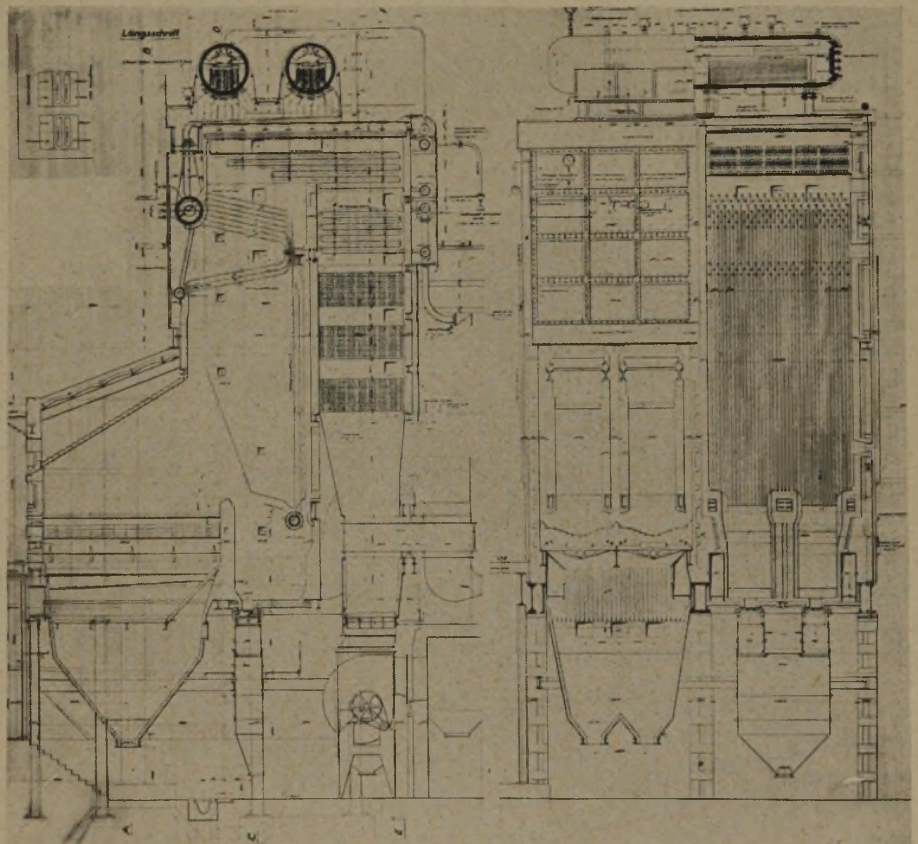


Abb. 2: Schmidt-Kessel mit Muldenrosenfeuerung, 45 t/h, 103 atü, 500° C.

^{*)} Abb. des Verfassers

¹⁾ Quack, Zeitschrift „Die Wärme“, Heft 43 v. 24. 10. 36.

²⁾ Engel, Zeitschrift „Die Wärme“, Heft 36 v. 3. 9. 38.

Über den Platzbedarf des Schmidt-Kessels im Vergleich zu anderen Bauarten gibt Bild 4 Aufschluß, aus dem hervorgeht, daß dieser keinesfalls ungünstiger ist als bei anderen Bauarten. Ebenso ist auch der Eisenbedarf für diese Kesselart praktisch nicht größer als für andere übliche Kesselarten.

Der Betrieb des Kessels zeichnet sich durch große Einfachheit aus. Ebenso folgt der Kessel unverzüglich auch den schnellsten Änderungen der Feuerungsleistung.

Ergebnis der Betriebserfahrungen

Der Schmidt-Hartmann-Kessel hat in Großanlagen mit einem Betriebsdruck von rund 100 at und in großen Einheiten von 40 bis 60 Stundentonnen Betriebszeiten bis zu 25 000 Stunden hinter sich. Dabei hat sich gezeigt, daß der Kessel im Aufbau einfach ist und nicht mehr Platz benötigt als gewöhnliche Kessel. Die Großanlagen sind sowohl mit Muldenrostfeuerungen als auch mit Mühlenfeuerungen ausgerüstet.

Auch der Eisenbedarf unterscheidet sich nur unwesentlich von demjenigen gewöhnlicher Kessel. Legierte Stähle sind nur in sehr geringem Umfange beim Überhitzer und bei den Heizkörpern in der Dampfkesseltrommel verwendet worden.

Der Betrieb zeichnet sich durch große Einfachheit und Zuverlässigkeit aus und unterscheidet sich in der Wartung nicht von dem eines gewöhnlichen Kessels. Die Kesselleistung folgt schnell und unverzüglich der Feuerungsleistung. In besonderen Fällen (Versagen der Speisung, Dampfrohrbruch, Siederrohrbruch) bietet der Schmidt-Kessel größere Sicherheit als ein gewöhnlicher Kessel. Die Überwachung des

Kesselkörpers auf Dichtigkeit ist erleichtert. Der Wasserstand steht ruhig, fast unabhängig von plötzlichen Leistungsänderungen, was seine selbsttätige Regelung vereinfacht.

Ferner haben Versuche gezeigt, daß die Reinheit des erzeugten Dampfes auch bei salzreichem Kesselwasser bemerkenswert gut ist.

Betriebliche Nachteile sind gegenüber den geschilderten Vorzügen nicht in Erscheinung getreten. Infolgedessen wird diese Kesselart bei der Planung von Hochdruckanlagen stets ernsthaft zur Wahl stehen.

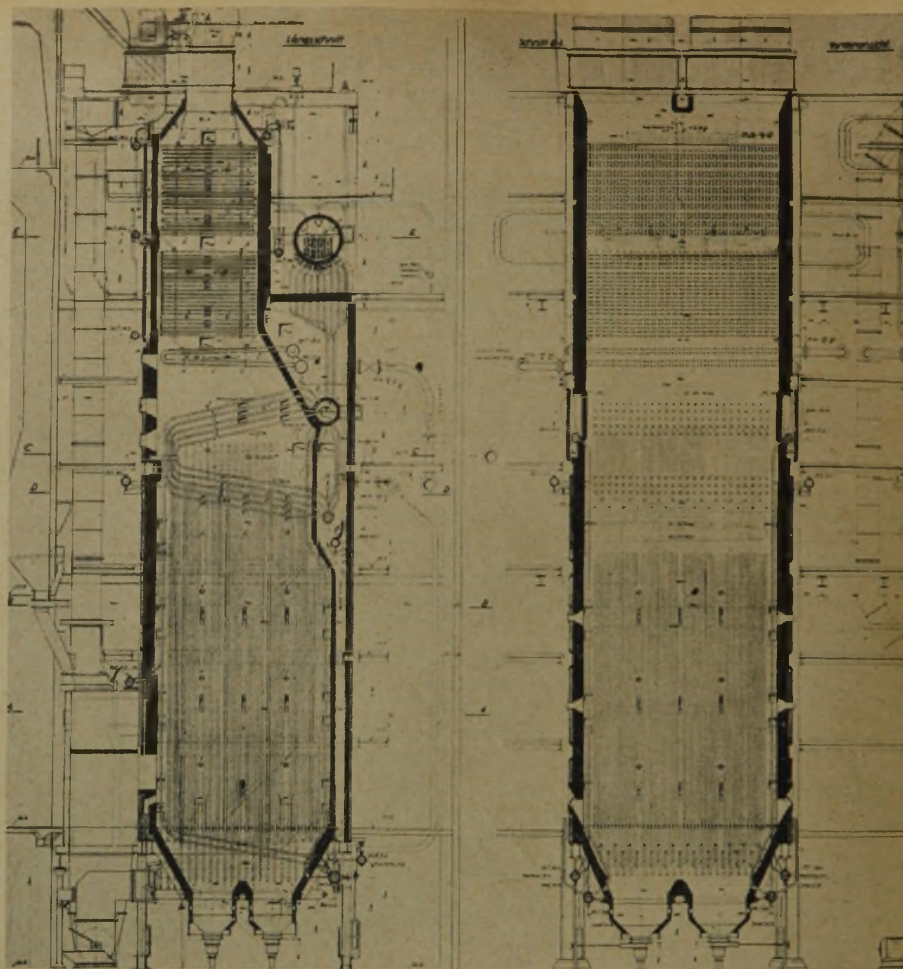


Abb. 3: Schmidt-Kessel mit Krämer-Mühlenfeuerung, 60 t/h, 120 atü, 500° C.

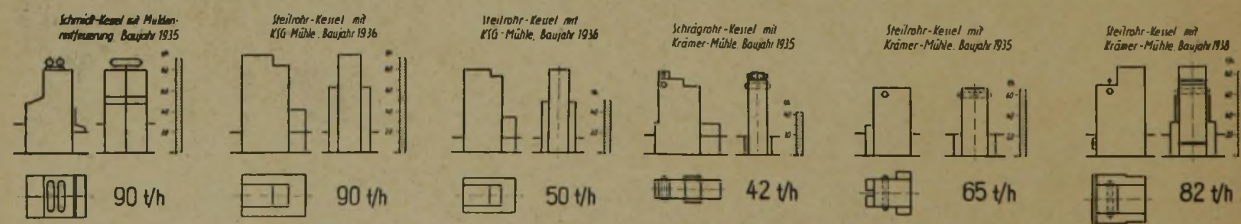


Abb. 4: Platzbedarf neuerzeitlicher Kessel. Die Säule neben dem Seitenriß ist ein Maßstab für die Leistung.

Es wird für das Folgende die nähere Kenntnis des Veloxdampfzeugers vorausgesetzt oder auf die verschiedenen Veröffentlichungen¹⁾ verwiesen. Es sind heute über 70 Veloxkessel mit insgesamt 1³/₄ Millionen Kilogramm stündlicher Dampferzeugung in Bau und Betrieb. Von diesen haben mehrere bereits über 20 000 Betriebsstunden hinter sich. Die meisten sind mit Oel (Masut) betrieben, für stationäre Anlagen in Deutschland sind vor allem die mit Gas (Hochofengas) betriebenen von Interesse. An erster Stelle ist hierfür zu nennen die Anlage der Sté. Metallurgique de Normandie, Mondeville, Frankreich, von der folgende Betriebsstundenzahlen berichtet werden: 1935 (Mai bis Dezember): 4500, 1936: 6840, 1937: 7158, 1938 dürften 8000 h erreicht werden. Gerade vor einem Jahr hatten verschiedene Herren aus dem Rheinland Gelegenheit, diese Anlage zu besichtigen und aus dem Munde des Betriebsdirektors zu hören, daß man seit Abschluß der ersten Versuchszeit (Mai 1935) keine Reparaturen hatte und nicht einmal Reserveteile besitzt; obwohl der Velox, vielleicht als einziger Dampferzeuger, die Möglichkeit bietet, selbst Heizflächen in kürzester Zeit auszutauschen.

Weiter sind zwei gewöhnlich mit Gas betriebene Kessel in Ocna (Rumänien) zu nennen, von denen der eine bis Oktober dieses Jahres 20 935 Betriebsstunden oder etwa 8000 h im Jahr mit ununterbrochenen Dauerbetriebszeiten von 84 Tagen aufzuweisen hat und bei einer kürzlichen Revision vollkommen sauber und in bestem Zustande befunden wurde. Außer einem Kugellager in der Hilfsgruppe war kein Teil ersatzbedürftig. Interessant ist diese Anlage besonders deshalb, weil sie mit 100% chemisch aufbereitetem Frischwasser arbeiten muß.

Es könnten noch mehrere derartige Betriebe aufgezählt werden, es soll damit aber keineswegs der Eindruck erweckt werden, daß die Einführung des Velox ganz ohne die sogenannten Kinderkrankheiten abgegangen wäre. Erwiesen ist damit aber unbestreitbar die praktische Brauchbarkeit und hohe Bedeutung des Veloxprinzips. Unter „Veloxprinzip“ versteht man das Aufladeverfahren, bei welchem Wärmezeugung und Wärmeübertragung bei erhöhtem Druck und erhöhter Geschwindigkeit stattfinden, der erhöhte Druck und die hohen Geschwindigkeiten aber von einem Verdichter erzeugt werden, der von einer Gasturbine angetrieben wird, deren Treibgase die Heizgase selbst sind.

Das erste Kennzeichen des Veloxprinzips ist die Druckfeuerung. Sie ermöglicht Wärmeumsätze, wie sie bisher unbekannt waren. Bei Veloxölf Feuerungen werden gewöhnlich 5 bis 8 Millionen kcal/h und m³ Brennkammerinhalt umgesetzt, es sind auch schon 10 Millionen, d. h. also 1 t Oel/m³ Brennkammerinhalt erreicht worden. Bei Hochofengas begnügt man sich meistens mit der Hälfte dieser Werte. Die obere Belastungsgrenze ist noch nicht bekannt. Sie scheint weniger durch die etwa notwendigen Brennzeiten oder die sich einstellenden Strömungsgeschwindigkeiten, als durch gewisse Eigenschaften des Brennstoffes und der Brennerkonstruktion bedingt zu sein. Man bedenke, daß beim Velox zur Einführung und Zerstäubung der gesamten Brennstoffmenge nur ein einziger Brenner bzw. eine einzige Düse vorhanden ist, diese also z. B. für einen 20-t-Kessel etwa 1,5, für einen 80-t-Kessel gegen 6 t Brennstoff in der Stunde zu liefern hat, dabei

aber der Brennkammerdurchmesser nur zwischen 1 und 2 m Durchmesser aufweist. Welche Anforderungen weiter an den Brenner gestellt werden, geht daraus hervor, daß er gut zerstäuben und mischen muß, keinen Koks bilden darf und sich bis auf 5% der Voll-lasmenge herabregeln lassen muß. Wenn es dazu noch in der Tat gelingt, mit geringstem Luftüberschuß absolut rauchfrei selbst das schlechteste Masut zu verbrennen, so ist dies neben der Erhöhung des Druckes, die zweifellos die Verbrennung erleichtert, noch der guten Verwirbelung zu danken, die sich ebenfalls nur mit dem Veloxprinzip verwirklichen läßt, das gestattet, hohe Energiebeträge, z. B. etwa 600 mm WS Druckgefälle allein im Brenner, aufzubreuchen.

Das zweite wichtige Kennzeichen des Veloxprinzips sind die hohen Geschwindigkeiten der Heizgase, besonders innerhalb der Heizrohre des Verdampferbauteiles (Abb. 1). Sie bewegen sich in der Nähe von 200 m/s und ergeben, vereint mit dem erhöhten Heizgasdruck, mittlere Heizflächenleistungen von 250 000 bis 350 000 kcal/m²h; das bedeutet, da das Umwälzwasser nur wenig unter Verdampftemperatur ist, gegen 500 bis 750 kg Dampf/h und m² Heizfläche. Infolge der erhöhten Dichte ist auch der Strahlungs-wert wesentlich erhöht.

Gegen diese hohen Wärmeumsätze und Verdampf-leistungen wurden seinerzeit schwere Bedenken geäußert, da sie den Baustoff bald zur Zerstörung bringen oder einen Dauerbetrieb wegen Kesselsteinbildung überhaupt unmöglich machen würden. Beide Bedenken waren der Beweggrund, warum der Velox mit austauschbaren Heizflächen ausgerüstet wurde, eine Bauweise, die sich aus anderen Gründen sehr bewährt hat, wegen der genannten Bedenken aber kaum nötig gewesen wäre.

Auf die Vermutung, daß die Verdampferrohre beim Velox höher beansprucht seien, da die Wärmedurchsätze höher sind, braucht nicht näher eingegangen zu

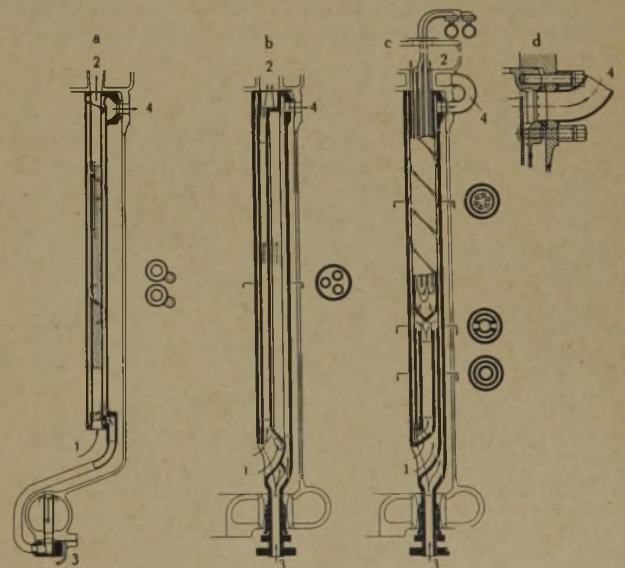


Abb. 1: Verschiedene Bauarten von Velox-Verdampferbauteilen.
 a) Stopfbüchsenloses Doppel-Einrohrelement, neue Ausführung mit vollkommen gradlinigem Gasweg und großen Heizgas-Rohrquerschnitten.
 b) Vielrohrelement, mehrere Heizrohre in einem Außenrohr. a) und b) gehören zu Kesseln mit „getrenntem“ Ueberhitzer.
 c) Ringspaltelement mit „eingebautem“ Ueberhitzer.
 d) Befestigung der austauschbaren Elemente an der Brennkammerwand
 1) Gaseintritt aus der Brennkammer.
 2) Austritt in den Gassammler.
 3) Wassereintritt.
 4) Dampf-Wasser-Gemisch-Austritt zur oberen Wasserkammer.

^{*)} Werkfotos: Brown, Boveri & Cie.

¹⁾ Wichtigstes Schrifttum: Z. d. I. 1932, S. 1032; Z. d. I. 1935, S. 429; „Stahl u. Eisen“ 1935, S. 1086; „Die Wärme“ 1937, S. 831; BBC-Mitteilungen Baden (Schweiz), Januar/Februar, Nummern der Jahrgänge 1932 bis 1939.

werden, da diese Vermutung unrichtig ist. Solange die Wandstärken gering sind — größere Rohrwandstärken als 6 mm kommen kaum vor — oder sich die Rohre frei ausdehnen können, was z. B. bei einem Siederohrkessel nicht immer der Fall ist, sind die durch Wärmeumsätze oder Temperaturunterschiede bedingten Materialbeanspruchungen unbedeutend. Auch gegen die Verwendung von Stahlguß für einige dem Feuer ausgesetzte Teile bestand eine gewisse Voreingenommenheit, die sich bei nur einigermaßen zweckmäßiger Formgebung als unbegründet erwiesen hat. Dagegen ist über die Kesselsteinefahr einiges zu sagen:

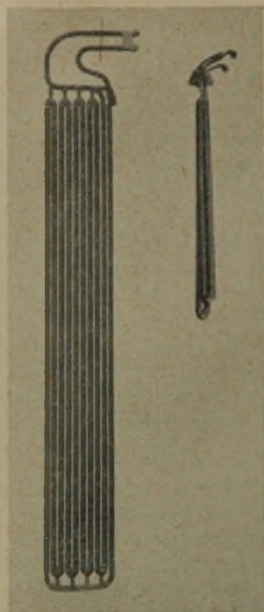


Abb. 2: Ueberhitzerelement eines Velox, a) mit „getrenntem“, b) mit „eingebautem“ Ueberhitzer.

Die bis heute gemachten Betriebserfahrungen haben erwiesen, daß es nicht richtig war, anzunehmen, der Velox sei unreinem Wasser gegenüber empfindlicher als gewöhnliche Hochleistungskessel; es trifft aber auch nicht zu, daß durch hohe Strömungsgeschwindigkeiten Kesselsteinniederschläge verhindert werden können, wenn auch zweifellos durch gründliche Bepflüßung und das überaus heftige Aufdampfen der Niederschlag behindert wird. Die Wahrheit liegt jedenfalls in der Mitte.

Der Velox fordert, wie jeder moderne Hochleistungskessel, reines Speisewasser, ist aber dann nicht empfindlicher als dieser. Es ist bei guter Speisewasserreinigung und Pflege gleichgültig, ob mit 100% Kondensat oder mit mehr oder weniger Zusatzwasser gearbeitet wird. Wie bereits erwähnt, bestehen verschiedene Veloxanlagen, die ganz auf chemisch aufbereitetes Wasser angewiesen sind und störungsfrei ihren Dienst tun.

Man ist beim Velox natürlich auch nicht ohne gelegentliche Rohrplatzer, die ihre Ursache im Kesselstein hatten, weggekommen. Bezeichnenderweise sind sie immer an denselben Stellen der Verdampfer-elemente vorgekommen, und zwar entweder einige Handbreit unterhalb des Gemischauslasses oder am Wassereintritt, beide Male auf der dem Feuer zugewandten Seite. Diese Lokalisierung der Störung erleichterte die Feststellung der Ursache und ihre

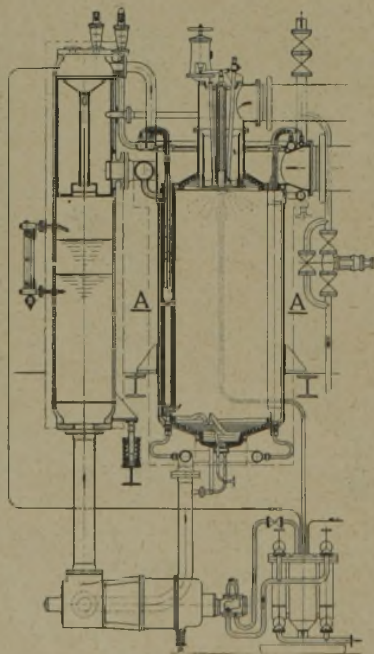


Abb. 3: Schnitt durch Brennkammer und Wasserabscheider eines Velox mit „eingebautem“ Ueberhitzer.

Behebung: Die Ueberhitzung der Rohrwand am oberen Ende des Verdampferelementes war verursacht durch ungenügende Wasserzirkulation und Bildung einer großen Dampfblase in der Senkung, die sich durch die Umlenkung des Dampf-Wasser-Gemisch-Stromes am Austritt einstellt. Die Störung wurde durch Leitbleche behoben.

Die Platzer oder Ausbeulungen am unteren Ende der Verdampfer-elemente wurden verursacht durch Niederschläge aus Schlamm (bei ungenügend aufbereitetem Wasser) und Rost, die wahrscheinlich während der Betriebspausen herabfielen und anbuken, wobei gleichzeitig die Wasserzirkulation zu wenig kräftig war, um sich bildende Krusten rechtzeitig wegzuspülen. Durch verbesserte Einführung des Wassers durch einen kräftigen Strahl wird nun jede Ablagerung aufgewirbelt, so daß auch diese Störung als beseitigt gelten kann.

Häufiger als bei den Verdampfer-elementen waren die Rohrreißer oder Verstopfungen der Ueberhitzerrohre. Auch hier war die primäre Ursache Verunreinigung des Wassers, vornehmlich in Tropfen mitgerissenes und an der ersten Umlenkstelle der Ueberhitzerbündel ausgeschleudertes Salz. Durch das Zusammentreffen der ersten Umlenkstelle mit den höchsten Gastemperaturen und dem größten Wärmeübergang ist die bisher bevorzugte Bauweise des sog. „eingebauten“ Ueberhitzers gegenüber der früheren Bauweise mit „getrenntem“ Ueberhitzer zweifellos im Nachteil (Abb. 2). Es besteht dagegen kein Grund, warum ein Ueberhitzer, der aus großen Rohren (38 bis 48 mm Innendurchmesser) besteht, und eher in einer tieferen Temperaturzone liegt als der Ueberhitzer gewöhnlicher Kessel, empfindlicher sein soll als der Ueberhitzer jedes gewöhnlichen Kessels.

Man hat für die erwähnten Betriebsstörungen den Wasserabscheider (Abb. 3) verantwortlich gemacht. Gründliche Messungen von verschiedenen Seiten haben aber erwiesen, daß die Zentrifugalabscheidung, wie sie beim Veloxkessel verwendet wird, überaus gut arbeitet. Die Dampfweichteit bleibt unter 1/100. Wie weit sich dieser Wert ändern kann, wenn infolge starken Salzgehaltes oder organischer Verunreinigungen mit Aufschäumen des Umwälzwassers zu rechnen ist, steht noch nicht fest. Bei Velox mit getrenntem Ueberhitzer wurde bereits mit Natronzahlen über 1000 gearbeitet, ohne daß Störungen beobachtet werden konnten. Bei Kesseln mit eingebautem Ueberhitzer werden möglichst Natronzahlen von 500 oder entsprechend der sich heute allgemein einbürgenden Praxis noch wesentlich niedrigere Natronzahlen eingehalten.

Die bei Zentrifugalabscheidern der Veloxbauart erforderlichen Dampfausscheidflächen sind außerordentlich klein. Meist ist ihre Bemessung bedingt durch die Geschwindigkeit des ausgeschiedenen Dampfes, die so niedrig sein soll, daß kein abgeschiedenes Wasser wieder aufgewirbelt wird, ferner durch den freien Raum, der für die Spiegeländerungen des Vorratswassers bei Lastveränderungen vorgesehen werden muß. Als Abscheideleistung kann bei etwa 40 ata Dampfdruck 15 000 bis 20 000 kg/h und m² Abscheideringfläche angenommen werden.

Bei den neuen Ausführungen der Wasserabscheider wird die kinetische Energie des drehenden Umwälzwasserringes nicht vernichtet, sondern in einem diffusorähnlichen, tangential an die Abscheiderwand anschließenden Kegelstück in Druck zurückverwandelt. Dadurch werden die Zulaufverhältnisse zur Umwälzpumpe, die unmittelbar am Abscheider angebaut ist, wesentlich verbessert, es wird auch dem Abhängen der Pumpe

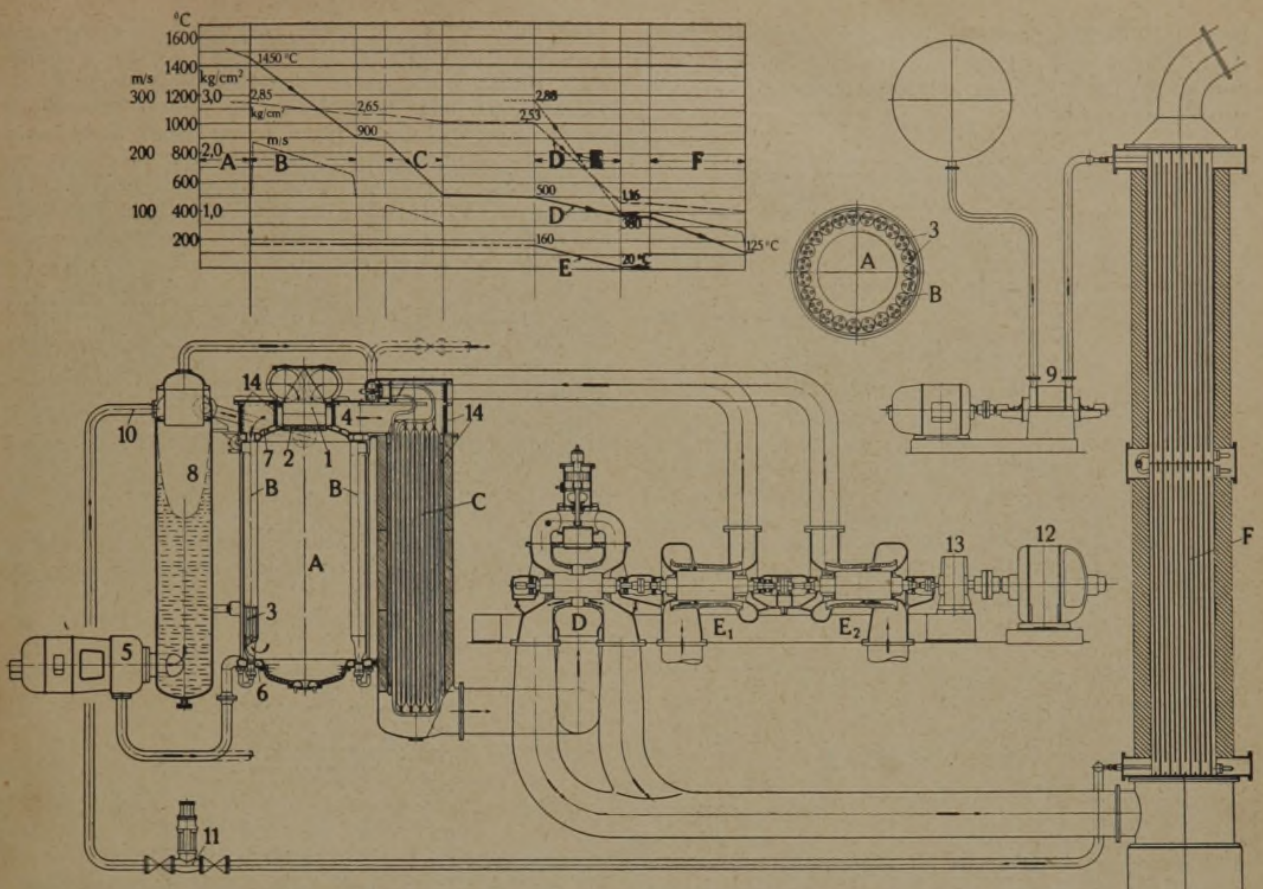


Abb. 4: Allgemeine Anordnung sowie ungefährer Druck-, Temperatur- und Geschwindigkeitsverlauf eines Velox für Hocholengas (Beispiel eines Velox mit „getrenntem“ Ueberhitzer. A = Brennkammer, B = Verdampferelement, C = Ueberhitzer, D = Gasturbine, E₁ = Verdichter für Luft, E₂ = Verdichter für Gas, F = Vorwärmer, 1 = Mischer, 2 = Bren-

ner, 3 = Heizrohre (Vielroherelemente), 4 = Gassammler, 5 = Umwälzpumpe, 6 = untere Wasserkammer, 7 = obere Wasserkammer, 8 = Abscheider, 9 = Speisepumpe, 10 = Speisewassereintritt, 11 = Speisewasser-Regelventil, 12 = Anlaß- und Regelmotor, 13 = Getriebe, 14 = Wandauskleidungen.

bei plötzlichen großen Belastungsänderungen vorgebeugt. Daß es seither auch vollständig gelungen ist, durch verschiedene Maßnahmen über die Schwierigkeiten der Stopfbüchsen für hochgespanntes, auf nahezu Verdampfungstemperatur erhitztes Wasser hinwegzukommen, sei nur nebenbei bemerkt.

Eine besondere, früher nur wenig beobachtete Störungsquelle des ölgefeuerten Kessels sind gewisse Rückstände und Salze, die bei vielen Masutqualitäten zu Schlackenbildung Anlaß geben und sowohl von vornherein durch die Herkunft des Rohöls als auch neuerdings durch die Behandlung in der Raffinerie ihre besonderen, unangenehmen Eigenschaften erhalten können. Auch gegen diese Störung dürften, sofern es nicht gelingt, die schlackenbildenden Bestandteile schon in der Raffinerie aus den Oelrückständen (Masuten) zu entfernen oder von ihnen fernzuhalten, große Rohrquerschnitte und die Vermeidung von Umlenkungen und Aufprallflächen des Gasstromes den besten Schutz bieten. Wird aber nach längerer Betriebszeit eine Reinigung, d. h. Entfernung der Schlacke nötig, so ist diese zum Unterschied gegenüber anderen Kesseln beim Velox verhältnismäßig einfach durchzuführen. Die geringen Abmessungen, die Dichtheit der Brennkammer und das Fehlen von Steinen gestatten das Anfüllen des Kessels mit warmem Wasser, durch das die größtenteils aus löslichen Salzen bestehenden Schlacken leicht aufgelöst und ausgewaschen werden. Bei Hochofengaskesseln (Abb. 4), bei denen ebenfalls mit einer gewissen Verschmutzung durch den Staub gerechnet werden muß, ist man von der Veloxbauart mit unterliegendem Ueberhitzer und großen Rohrquerschnitten nie abgegangen. Bei einer Staub-

feinheit, wie sie z. B. für Gasmaschinen verlangt wird, d. h. etwa 15 bis 20 mg/m³, wird eine Reinigung auf Gasseite nach etwa drei Monaten Betriebsdauer nötig. Da sie aber innerhalb weniger Stunden durchgeführt werden kann und zur Abkühlung des Kessels etwa zwei bis drei Stunden, zum Wiedereingangssetzen nur wenige Minuten nötig sind, so ist die Betriebsunterbrechung kaum spürbar.

Als wichtiger Bestandteil des Kessels muß auch der Vorwärmer erwähnt werden. Die auch beim Veloxvorwärmer weit über das Uebliche hinausgehenden, bis zu 100 m/s betragenden Heizgasgeschwindigkeiten ermöglichen Wärmeumsätze, die etwa das Zehnfache gewöhnlicher Ekonomiser betragen. Der Vorwärmer wird daher klein, selbst wenn man auf tiefe Abkühlung der Heizgase herabgeht. Es hat sich ferner gezeigt, daß durch die hohe Strömungsgeschwindigkeit Niederschlagswasser sofort von den Rohren abgeblasen wird und somit zu Schwefelsäurebildung und Angriff der Wände kaum Zeit haben dürfte. Es schien daher statthaft, mit der Ausnützung der Abgaswärme viel weiter zu gehen, als sonst bei Kesseln üblich ist, um so mehr, als die hohen Wärmeübergänge dies baulich zuliefen. Nun läuft aber ein Kessel nicht immer mit voller Belastung, sondern es kommen auch kleine Lasten und Abstellpausen vor, in denen die Geschwindigkeiten niedrig sind. Auch bleiben die Rohre nicht vollkommen sauber. Es mußte deshalb zur Verhütung der Korrosion auch hier zu einem Kompromiß gegriffen werden, vor allem, wenn es sich um stark schwefelhaltige Brennstoffe handelt. Man vermeidet Gastemperaturen unter etwa 120° C und hält das Speisewasser auf Temperaturen über 80° C. Diese Temperatur ergibt sich mei-

stens von selbst, wo Abdampf oder Entwässerungsdampf verwendet werden muß oder die Speisewasserreinigung oder Entlüftung eine Erwärmung des Speisewassers nötig macht.

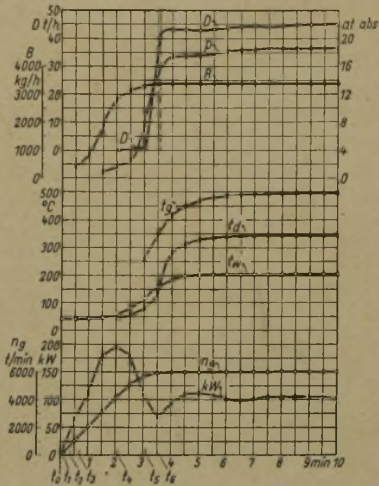


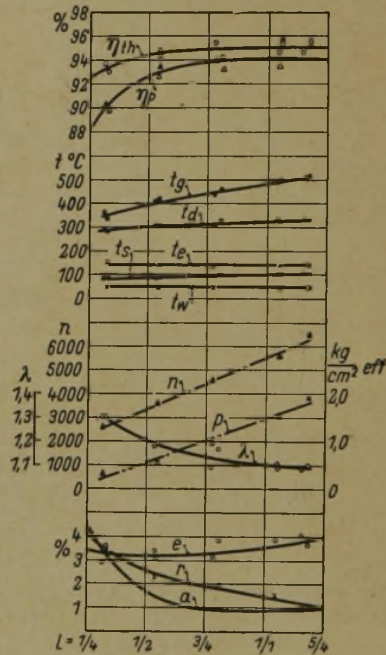
Abb. 5: Anfahrtschaubilder, aufgenommen an einem 45-t/h-Velox-Dampf-erzeuger. Abszissen: Zeit in Minuten

- D = erzeugte Dampfmenge in t/h,
- B = zugeführte Brennstoffmenge in kg/h,
- p = Frischdampfdruck in kg/cm² abs,
- t_g = Temperatur der Heizgase vor Gasturbine,
- t_d = Frischdampf Temperatur.
- t_w = Zufahrtstemperatur des Speisewassers,
- n_g = Drehzahl der Gasturbine,
- kW = Leistung des Anfahrmotors,
- t₀ = Anlassen der Umwälzpumpe, Einschalten des Stromes zur Ward-Leonard-Gruppe, welche den Anfahrmotor speist,
- t₁ = Anlassen der Ward-Leonard-Gruppe und des Anfahrmotors zur Ladegruppe,
- t₂ = Anlassen der Brennstoffpumpe,
- t₃ = Zünden des Kessels,
- t₄ = Beginn der Dampfdrucksteigerung,
- t₅ = Öffnen des Ueberhitzer-Kühlkreislaufes,
- t₆ = Schließen des Ueberhitzer-Kühlkreislaufes, Öffnen des Hauptdampfventils, volle Dampferzeugung erreicht.

Das auffällige Unterscheidungsmerkmal des Veloxkessels gegenüber anderen Kesseln ist die Ladegruppe.

Wenn diese in der Tat die geringste Entwicklungsarbeit der ganzen Kesselanlage benötigte, so lag es wohl an der großen Erfahrung, die Brown Boveri im Bau derartiger Maschinen hatte. Sind doch bis heute von Brown Boveri über 800 Aufladegruppen mit Gasturbine für die verschiedensten Zwecke gebaut worden. Es sind darunter Einheiten bis zu 5000 kW Leistung. Die Bedenken, die gegen die Verwendung der Gasturbine geäußert wurden, betrafen hauptsächlich die Auswirkungen der hohen Temperaturen, des Staubes und der Schlacken im Treibgas. Schwierigkeiten durch hohe Temperaturen sind kaum ernsthaft aufgetreten, da einerseits doch mit verhältnismäßig niedrigen Temperaturen (bis 550° C) gearbeitet wird, andererseits aber die heute verfügbaren hitzebeständigen Stähle den Anforderungen in bezug auf Festigkeit und Zunderbeständigkeit vollkommen genügen. Nicht gleich befriedigend ist das Verhalten gegenüber Verschleiß durch Schlackenteilchen, deren Auftreten ebenfalls an gewisse mit der Qualität wechselnde Eigenschaften des Masuts gebunden ist. Außer in zwei noch nicht abgeklärten Ausnahmefällen kürzerer Betriebsdauer hat sich aber gezeigt, daß die Gasturbinen auch bei schlackenhaltigem Brennstoff mehr als 10 000 Betriebsstunden zu leisten vermögen, bevor ein teilweiser Ersatz der Beschauflung, meist erste Laufreihe und einige Leitlinien, erforderlich wird. Da die Schaufelabnutzung, wie gesagt, durch größere Schlack-

kenkörner verursacht wird, soll in Zukunft vor die Gasturbine ein Schlackenabscheider eingebaut werden. Es ist zu erwarten, daß dadurch die Lebensdauer der Schaufeln noch wesentlich erhöht wird. Nachdem die Kosten selbst eines kompletten Gasturbinenschaufelsatzes aber weniger als 1 1/2% der Kesselanlagekosten betragen, außerdem zur Instandhaltung der Anlage höchstens mit dem gelegentlichen Ersatz billiger Teile, wie Kollektorbürsten, Sicherungen, Stopfbüchsenpackungen, Zündstäben oder eines Kugellagers, zu rechnen ist, so bleiben die Instandhaltungskosten weit unter den Beträgen, die für eine gewöhnliche Kesselanlage anzusetzen sind. Der Velox ist eben eine Maschine, und verhält sich, wie eine Maschine gewartet, auch wie eine solche. Das gleiche gilt für die Inbetriebsetzung und Regelung (Abb. 5 bis 8). 5 bis 8 Minuten sind für die Inbetriebsetzung vom kalten Zu-



Thermischer Wirkungsgrad

$$\eta_{th} = \frac{D \cdot \Delta i_d}{B (H_u + \Delta i_b) + A \cdot P}$$

Anlage-Wirkungsgrad

$$\eta_p = \frac{D \cdot \Delta i_d - B \cdot \Delta i_b - C \cdot P}{B \cdot H_u}$$

Abb. 6: Versuchsergebnis zweier Velox-Dampferzeuger für je 45 t/h Dampf von 17 at_a, 345° C (Hilfsmaschinen elektrisch angetrieben).

- D = gesamte erzeugte Dampfmenge in kg/h,
- B = zugeführter Brennstoff in kg/h,
- H_u = unterer Heizwert = 9600 kcal/kg,
- i_d = Wärmezufuhr an den Dampf (Wärmeinhalt des Frischdampfes am Ueberhitzeraustritt — Wärmeinhalt des zuzuführenden Speisewassers),
- i_b = Wärmezufuhr durch Brennstoffvorwärmung,
- P = den Hilfsmaschinen (Umwälzpumpe und Zusatzmotor zur Ladegruppe) zugeführte Leistung in kW,
- A = Wärmeäquivalent einer kWh = 860 kcal,
- C = Zugelührte Leistung in kW sämtlicher Hilfsmaschinen (Umwälzpumpe, Brennstoffpumpe und Zusatzmotor) zur Ladegruppe.
- 800 = wirklicher Brennstoffwärmeaufwand, der zur Erzeugung der 1/10 für die Hilfsmaschinen benötigten kWh erforderlich ist, zu 4000 kcal/kWh angenommen,
- t_g = Temperatur der Heizgase vor Gasturbine,
- t_s = Temperatur der Abgabe im Schornstein,
- t_d = Temperatur des Frischdampfes nach Ueberhitzer,
- t_w = Temperatur des Speisewassers vor Ekonomiser,
- t_e = Temperatur des Speisewassers nach Ekonomiser,
- n = Drehzahl der Ladegruppe,
- p = Aufladdruck der Brennluft in kg/cm² Ueberdruck,
- λ = Luftüberschuß,
- e = Abgasverluste,
- r = Verluste durch Strahlung, Stopfbüchsenkühlung, Ölkühler, usw.,
- a = Verluste durch die Hilfsmaschinen (ohne Speisepumpe),
- L = Belastung.

stand bis Vollast das übliche. Bei entsprechend starkem Anwurfmotor kann ein großer Kessel auch bereits in $3\frac{1}{2}$ Minuten von kalt auf Vollast gebracht werden. Die

Regelung ist vollautomatisch, es entfällt somit jede Bedienung. Seiner geringen Abmessungen und seines sauberen Betriebes wegen findet der Velox fast immer im Maschinenraum Aufstellung.

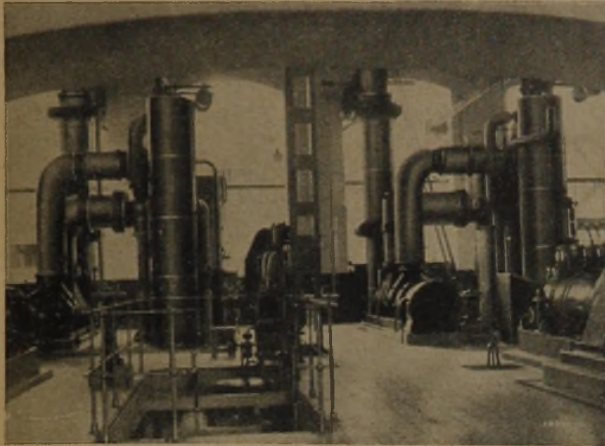


Abb. 7: Veloxanlage mit 2 Kesseln für je 18 t/h Dampf von 36 ata, 400° C.

Zusammenfassend kann bezüglich der bisherigen Betriebserfahrungen die Feststellung gemacht werden, daß der Veloxdampferzeuger die in ihn gesetzten Erwartungen erfüllt hat. Er ist mit seinen erreichten Leistungen auch zum Schrittmacher der anderen Kesselbauarten geworden. Als seinen einzigen Nachteil nennt das Betriebsblatt „Dampfkesselbauarten“ in der November-Nummer des „Archivs für Wärmewirtschaft“ 1938 die Beschränkung auf flüssige und gasförmige Brennstoffe und die Unmöglichkeit, ihn in großen Einheiten auszuführen. Diese Angaben sind dahin richtigzustellen, daß sich sogar sehr große Leistungen ausführen lassen. So liegen z. B. Projekte für Kessel von 150 t/h Leistung, 85 at vor, deren Brennkammern bei „getrenntem“ Ueberhitzer kaum größer als diejenigen der Oslokessel sind, somit fertig zusammengebaut noch per Bahn versandt werden können. Auch die Verwendung von Kohlenstaub dürfte in absehbarer Zeit verwirklicht sein.

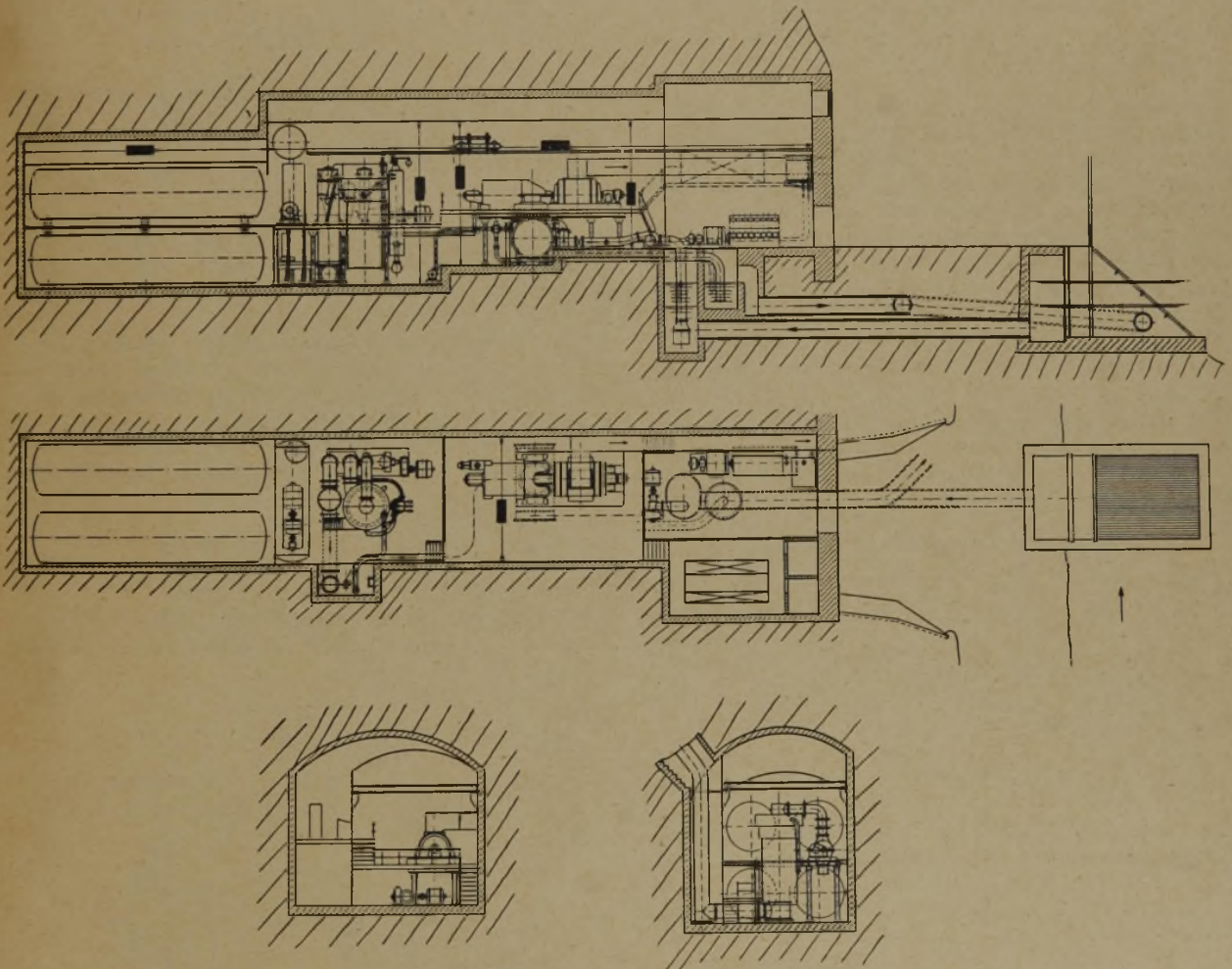


Abb. 8: Anlagezeichnung einer bombensicheren Kraftstation für 10 000 kW mit einem Velox-Dampferzeuger für 45 t/h Dampf von 24 ata, 415° C.

Grundlagen der Regelung von Dampfkesseln^{*)}

Von Direktor G. Wunsch, Berlin

Jeder Kessel ist nicht nur ein Dampferzeuger — also Wärmeumformer —, sondern gleichzeitig auch ein Speicher. Andernfalls wäre es überhaupt nicht möglich, Kessel von Hand zu betreiben.

Die Speicherfähigkeit eines Kessels läßt sich beurteilen nach dem Energieinhalt der Teile, die mit Dampf oder siedendem Wasser gefüllt sind, dividiert durch die sekundliche Energieabgabe. Man erhält dann den Begriff „Speicherzeit“, das ist die Zeit in Sekunden, für welche der Kessel theoretisch die volle Dampflieferung aus seinem Wärmeinhalt abgeben könnte.

Dieser Zeitwert ist in erster Linie kennzeichnend für das Verhalten eines Kessels bei schnellen Laständerungen. Je größer die Speicherzeit, um so besser nimmt der Kessel Laststöße auf. Großwasserraumkessel haben Speicherzeiten von ~ 2500 Sekunden, neuere Hochleistungskessel haben jedoch nur Speicherzeiten von wenigen hundert Sekunden. Zum Vergleich sei gesagt, daß die Speicherzeit eines Turbogenerators ~ 50 Sek. beträgt; das bedeutet: Wenn bei Vollast plötzlich die Dampflieferung ausfiel, so würde die Drehzahl um $\frac{100}{50} = 2\%$ je Sekunde abfallen.

Wir kommen mit unseren neuesten Kesseln vergleichsweise schon recht nahe an das Verhalten einer Dampfturbine heran, und diese Feststellung allein dürfte genügen zur Entscheidung der Frage, ob man die künftigen Kessel von Hand oder mit Reglern fahren wird. Eine Dampfturbine wird sich wohl kein Ingenieur ohne Regler wünschen.

Über die beste Art der Regelung sei vorausgeschickt: Mengenströme sind sehr viel leichter zu regeln als Zustände, wie Druck, Temperatur usw., deren Änderung immer erst eine Folge der Änderungen von Mengenströmen ist.

Beim Dampfkessel kann man glücklicherweise den abgegebenen Mengenstrom — die Dampfmenge — unschwer meßtechnisch erfassen. Ebenso sind die Mengenströme von Verbrennungsluft und Brennstoff verhältnismäßig einfach meßbar. Man brauchte nun nur die Ströme im richtigen Gleichgewicht zu halten — also je 1 kg Dampf z. B. 0,1 kg Kohle und 1 m³ Luft zuzuführen —, und es würde dann gar kein Grund für eine Dampfdruckänderung vorhanden sein. Im Idealfall könnte man sich eine Art Kapselmotor in die Dampfleitung eingeschaltet denken, dessen Drehzahl der Dampfmenge verhältnismäßig ist und welcher nun ein ähnliches Kapselgebläse für die Verbrennungsluft und eine Förderpumpe für den Brennstoff antreibt. Dann müßte zwangsläufig jederzeit das Gleichgewicht der drei Mengenströme vorhanden sein.

Der Aufwand für derartige Fördereinrichtungen wäre aber gar nicht zu bezahlen, und es ist deshalb sehr viel billiger und besser, die üblichen Fördereinrichtungen für Luft und Brennstoff durch Regler so zu steuern, daß jederzeit die *e r z u g t e* Wärmemenge der in Dampf-*form* *a b g e g e b e n e n* Wärmemenge entspricht.

Andererseits ist aber dieses Gleichgewicht der Mengenströme niemals theoretisch genau einhaltbar, und man muß deshalb den Dampfdruck — den man ja konstant halten will — als zweiten Regelimpuls hinzunehmen. Da über die Wirkung dieses Summenimpulses noch vielfach Unklarheiten herrschen, will ich kurz darauf eingehen. Abb. 1 zeigt einen Kessel mit einem Druckimpuls am Trommelwasserraum und einem

Mengenimpuls, der von dem Druckabfall im Überhitzer abgenommen ist. Beide Impulse werden durch Meßdosen ermittelt und an einem Gestänge als Kräfte summiert. Man erkennt nun, daß sich zwei von den drei Drücken gegenseitig aufheben und daß die gleiche Wirkung erzielt wird, wenn man nur einen ein-

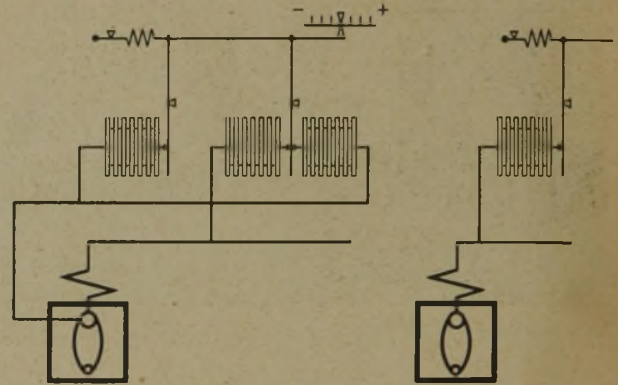


Abb. 1: Dampfdruck- und Mengen-Regelimpuls

zigen Druckimpuls am Kesselausgang benutzt. Man erhält dann immer einen aus Dampfmenge und Dampfdruck zusammengesetzten Mischimpuls. Sinkender Dampfdruck in der Trommel wirkt sich darin wie eine Vergrößerung der Dampfmenge aus.

Diesen *M i s c h i m p u l s* läßt man nun auf einen Regler beliebiger Bauart wirken, der die Brennstoff- und Luftzufuhr steuert, wobei die Meßwerte für diese Größen den Regler entgegengesetzt beeinflussen. (Abb. 2.)

Auf Einzelheiten der Regelung und die verschiedenen Reglerbauarten einzugehen, kann ich mir ersparen, sie sind im Schrifttum und in den Werbeschriften der Hersteller ausführlich behandelt.

Viel wichtiger ist es zu wissen, wie sich die verschiedenen Kesselbauarten in bezug auf die Regelung verhalten.

Wir unterscheiden hier:

- Kessel mit natürlichem Wasserumlauf,
- Kessel mit Zwangsumlauf,
- Durchlaufkessel.

Wie schon eingangs gesagt, richtet sich das regeltechnische Verhalten stark nach der Speicherzeit des Kessels.

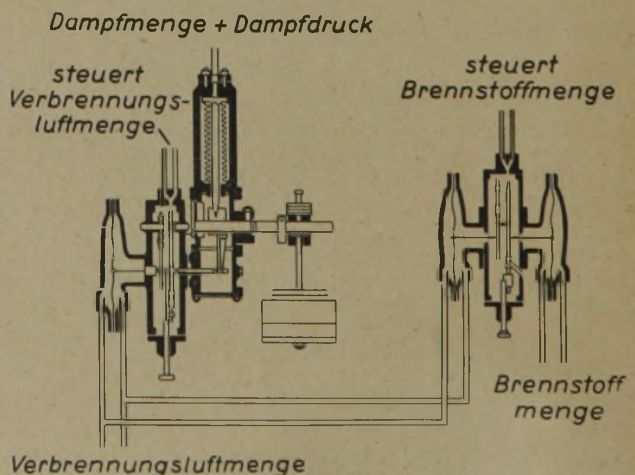


Abb. 2: Regler für Brennstoff- und Luftzufuhr

^{*)} Werkfotos: Askania-Werke (1—14, 16), Siemens & Halske (15).

Für Steilrohrkessel der üblichen Bauart kann man mit einer Speicherzeit von etwa 500 Sek. rechnen. Bei einem sehr starken und plötzlichen Laststoß von Halb- auf Vollast würde der Druck in

$$\frac{500 \text{ Sek.}}{\frac{1}{2}} \cdot \frac{1}{100} = 10 \text{ Sek.}$$

um je 1% absinken. Es bleibt hier offensichtlich noch Zeit, daß die Feuerung nachkommen kann.

Die Wirkung von Gas- und Ölfeuerungen ist nun praktisch sofort vorhanden, sobald der Regler die Brennstoffzufuhr verstärkt.

Wider Erwarten ist auch bei Wanderrosten und Stokerfeuerungen kaum eine Verzögerung in der Feuerleistung feststellbar. Dies liegt daran, daß stets ein erheblicher Vorrat an Kohle auf dem Rost vorhanden ist, so daß bei einer Steigerung der Luftmenge auch sofort eine stärkere Wärmeentwicklung einsetzt. Die glühende Rostkohle wirkt als zusätzlicher Speicher, der die Trägheit der Kohleverbrennung — Anwärmen, Entgasen, Zünden — überbrückt.

Bei Kohlenstaubfeuerungen können gewisse Verzögerungen auftreten, wenn zwischen Zuteiler (Schnecke, Zellenrad oder -band) und Brenner eine längere Transportstrecke eingeschaltet ist. Diese Verzögerungen sind aber nur selten so groß, daß sie störend empfunden werden.

Viel größere Verzögerungen treten bei manchen Mühlenfeuerungen auf. Von der verstärkten Kohlenaufgabe zur Mühle bis zum Erscheinen der gemahlten Kohle im Brenner können je nach Bauart der Mühle 10 bis 100 Sekunden vergehen.

Derartige Verzögerungen gefährden ernstlich die Stabilität der Regelung und können unter Umständen die Zuschaltung eines besonderen Speichers erforderlich machen, denn bei einem 50prozentigen Laststoß würde, wie vorher gezeigt, der Kesseldruck schon um sechs und mehr Prozent absinken, ehe die Feuerung eingreifen kann.

Auch auf der Luftseite können merkliche Verzögerungen auftreten, insbesondere wenn die Luftförderung durch Gebläse mit großem Trägheitsmoment erfolgt und wenn die Antriebsmotoren eine stark lastabhängige Charakteristik besitzen.

Am besten verhält sich regeltechnisch die Beeinflussung der Luftzufuhr durch eine einfache Drosselklappe; sie ist bei richtiger Ausbildung auch am betriebssichersten. Bei Drehzahlregelung ist Leonardtrieb oder Drehstromnebenschlus-Kollektormotor zu empfehlen.

Der Kessel selbst — das ist immer wieder bestätigt worden — hat keine nennenswerte Trägheit. Wenn der Trommeldruck genau konstant gehalten wird, so arbeitet der Kessel wie ein Kalorimeter; die Dampfbildung ist jederzeit der Wärmezufuhr proportional.

Kessel mit Zwangsumlauf (La Mont) verhalten sich regeltechnisch keineswegs ungünstiger als solche mit natürlichem Umlauf. Ihr Verhalten ist eher als besser anzusprechen, da sie meistens einen größeren Vorrat an siedendem Wasser besitzen und somit ihre Speicherfähigkeit größer ist.

Gänzlich anders verhalten sich jedoch die Durchlaufkessel. Hier treten für die Regelung Schwierigkeiten auf, deren Meisterung noch nicht restlos gelungen ist. Während beim Trommelkessel nur Luft und Brennstoff entsprechend der jeweils angeforderten Dampfmenge zugesteuert werden und das Speisewasser unabhängig von der Dampfmenge nach Maßgabe des Wasserstandes geregelt werden kann, müssen bei Durchlaufkesseln sowohl Luft wie Brennstoff als

auch Wasser genau der Dampfabgabe angepaßt werden.

Beim reinen Durchlaufkessel ist ferner an jeder Stelle des Rohrstranges ein anderer Zustand von Wasser und Dampf vorhanden, und dieser Zustand ist von der Last und der Feuerung (Luftüberschuß) abhängig. Der Wärmeinhalt des Kessels ist deshalb nicht gleichbleibend. Der Vorrat an siedendem Wasser ist sehr klein, und infolgedessen ist auch die Speicherfähigkeit gering. Nach den mir bisher vorliegenden Messungen kann die Speicherzeit weniger als 100 Sekunden betragen; man kommt also regeltechnisch schon in das Gebiet, in dem die Dampfmaschinen liegen. Das bedeutet aber, daß man die Wärmezufuhr so schnell und genau den Lastschwankungen nachsteuern muß, wie die Turbinensteuerung die Dampfzufuhr einstellt. Man erkennt, daß dabei die Art der Feuerung eine entscheidende

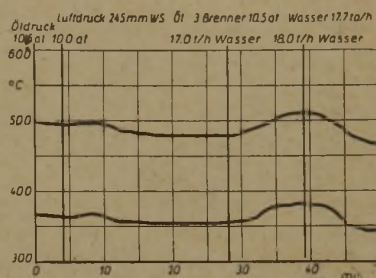


Abb. 3: Dampftemperatur bei Durchlaufkessel

Rolle spielen muß und daß ein Durchlaufkessel mit einer Mühlenfeuerungen ein sehr schwieriges Regelproblem darstellt.

Erschwerend kommt noch hinzu, daß auch im Wasserlauf des Kessels bis zur Siedezone Verzögerungen auftreten, deren Ursachen zu Teil noch unbekannt sind (Abb. 3). Genaue Messungen sind nur selten durchführbar; ich zeige Ihnen Meßergebnisse an einem Schiffskessel, der bei windstillem Wetter im Beharrungszustand mit völlig gleichbleibender Last gefahren werden konnte. Verändert wurde jeweils nur die Wassermenge bzw. die Heizölmenge, und dann die Auswirkung auf die Heißdampfaustrittstemperatur beobachtet.

Man sieht, daß eine plötzliche Verringerung des Heizöldruckes von 10,5 auf 10,0 atü erst nach 5 Minuten in der Dampftemperatur bemerkbar wird und daß erst nach ~ 16 Minuten der neue Gleichgewichtszustand bei einer um 20° niedrigeren Dampftemperatur erreicht wird. Eine Verringerung der Wassermenge von 17,7 auf 17,0 t/Std. macht sich dagegen schon nach ~ 2 Min. bemerkbar, das neue Gleichgewicht ist nach ~ 12 Min. erreicht. Dieselben Zeiten wurden auch bei Erhöhung der Wassermenge von 17 auf 18 t gemessen.

Will man also mit einem solchen Kessel den von der Dampfseite herkommenden Lastschwankungen folgen, so dürfen entweder die Laständerungen nur langsam

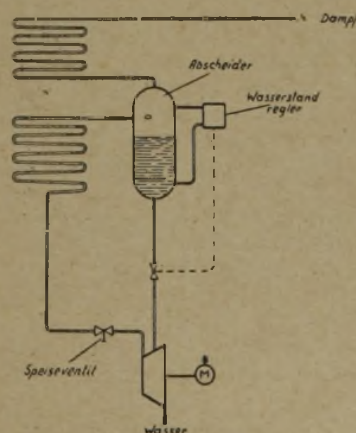


Abb. 4: Durchlaufkessel mit gesteuertem Rücklauf

vor sich gehen, oder aber es muß eine Speicherung eingeschaltet werden, welche zumindest die Verzögerung im Wasseranteil überbrückt. Das ist z. B. möglich durch Drucksteigerung, indem man den Kesseldruck mit sinkender Last stark ansteigen läßt. Diese Drucksteigerung muß natürlich von vornherein größer sein als der Strö-

mungsdruckverlust im Überhitzer, denn sonst würde ja der Druck des siedenden Wassers gar nicht ansteigen, und es würde überhaupt keine Energiespeicherung vorhanden sein. Man braucht dann meistens hinter dem Kessel einen Druckregler, der den Verbrauchsdruck hält.

Durch Einbau einer Nebenheizstrecke, das ist ein enges Rohr mit schnellem Wasserdurchlauf, kann man die Anzeigeverzögerung für das Auftreten von Ungleichheiten zwischen Dampfmenge und Wassermenge erheblich herunterdrücken, so daß man bei langsam veränderlicher Last den Kessel im Gleich-

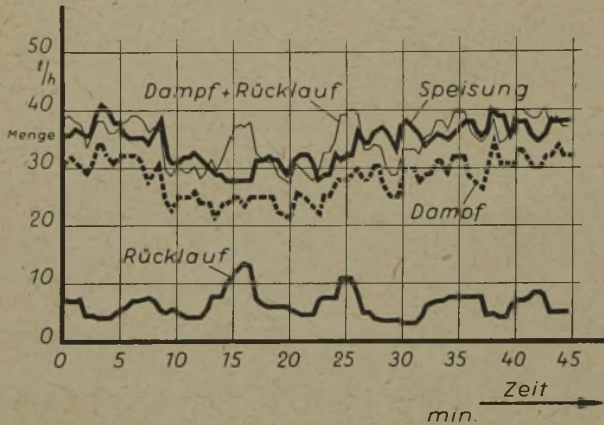


Abb. 5: Regelkurve von Durchlaufkessel mit Rücklauf

gewicht und die Überhitzungstemperatur auf gleichbleibender Höhe halten kann. Jedoch werden durch die Nebenheizstrecke die Verzögerungen im Wasserdurchlauf selbst in keiner Weise behoben.

Es sind nun große Anstrengungen und viele Versuche gemacht worden, um das regeltechnische Verhalten der Durchlaufkessel dem der Wasserumlaufkessel zu nähern. Ich möchte es mir ersparen, im einzelnen die verschiedenen Schaltungen und Verfahren zu besprechen, und will Ihnen nur die Schaltung zeigen, die sich bis jetzt am besten bewährt hat.

Bei dieser Schaltung ist die Länge des Überhitzerteils nicht mehr veränderlich, sondern auf einen bestimmten Wert festgelegt, indem zu Beginn der Überhitzungszone das Restwasser aus dem Dampf abgezapft wird, so daß nur trockener Dampf in den Überhitzer eintritt (Abb. 4). Das Restwasser wird in einem Zentrifugalabscheider gesammelt und einer Stufe der Speisepumpe wieder zugeleitet. An dem Abscheider ist ein Wasserstandsregler angeschlossen, der mit steigendem Wasserstand das Rücklaufventil im gleichen Maße öffnet. Durch die Zuführung des Rücklaufwassers zum Speisewasser entsteht eine sehr wirksame Selbstregelung, die die Kesselführung erheblich erleichtert. Nehmen wir an, die Dampfleistung betrage 40 t, die Rücklaufwassermenge 5 t und die Speisemenge dementsprechend 45 t. Auf diese Menge sei das Speiseventil eingestellt, und der ganze Kessel befinde sich im Beharrungszustand. Wenn nun das Gleichgewicht gestört würde, indem z. B. die Feuerleistung etwas anwächst und statt 40 t deren 42 verdampft werden, so wird dementsprechend die Rücklaufmenge schwächer werden und nach kurzer Zeit von 5 auf 3 t absinken. Da das Speiseventil aber unverändert auf 45 t Durchgang stehenblieb, so muß jetzt von selbst die Frischwassermenge ansteigen und sich auf $45 - 3$, d. h. auf 42 t, einstellen. Es ergibt sich bei dieser Schaltung eine genaue Anpassung der Speisung an die Dampfmenge innerhalb des Bereichs der Rücklaufmenge. Eine Vor-einstellung des Speiseventils innerhalb dieses Bereichs ist aber mit heutigen Mitteln unschwer durchzuführen.

Aus einer großen Zahl von Versuchsergebnissen möchte ich Ihnen einige Kurven vorführen, aus denen das Verhalten eines solchen Kessels ersichtlich ist (Abb. 5). Es handelt sich hier um einen Kessel von 40 t Stundenleistung mit Mühlenfeuerung, der auf ein großes Dampfnetz mit gleichbleibendem Druck arbeitete und durch Einstellen der Mühlenleistung auf beliebige Dampf-abgabe gebracht werden konnte. Die Steuerung des Rücklaufwassers erfolgt durch einen Wasserstandsregler, und Sie sehen eine recht gute Übereinstimmung zwischen Dampfmenge, Speisemenge und Rücklauf. Um die Vorgänge im Kessel deutlicher zu machen, ist übereinander aufgetragen Dampfmenge und Rücklauf und dazu die entsprechende Speisewassermenge. Der Druckunterschied am Speiseventil wird durch einen Differenzdruckregler, der die Dampfzufuhr zur Speisepumpe beeinflusst, konstant gehalten, so daß also jeder Stellung des Ventils unabhängig vom Gegendruck eine bestimmte Wasserdurchgangsmenge entspricht. Durch einen Stellungsregler mit Kurvenrückführung wird das Speiseventil nach Maßgabe der jeweiligen Dampfmenge grob eingestellt, die Feinregelung der Wassermenge erfolgt dann selbsttätig durch den Rücklauf.

Man sollte nun annehmen, daß es möglich wäre, das Speiseventil unmittelbar nach Maßgabe des Wasserstandes im Abscheider zu verstellen; demgemäß wurde versucht, den Wasserstand durch zusätzliche Verstellung des Speiseventils zu halten. Das Ergebnis war unbefriedigend. Man sieht aus dem Verlauf der Kurven (Abb. 6), daß sofort ein Überregeln eintritt, und zwar in einem Ausmaße, daß man die Möglichkeit einer stabilen Regelung bezweifeln muß. In Übereinstimmung mit dem Ergebnis der Versuche an einem Schiffskessel treten auch hier Verzögerungen von etwa 4 Minuten auf, ehe sich eine Änderung der

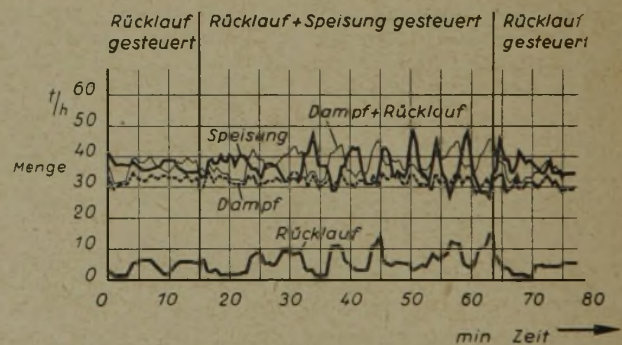


Abb. 6: Regelkurve von Durchlaufkessel mit Rücklauf

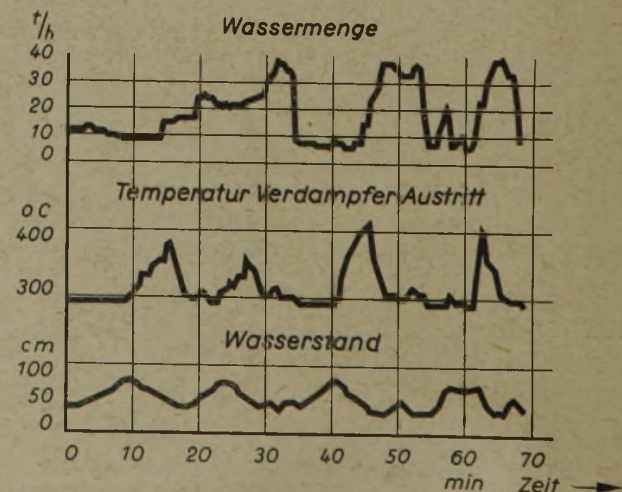


Abb. 7: Regelkurve von Durchlaufkessel, Speisung gesteuert vom Abscheider

Speisemenge am Wasserabscheider, also am Ende der Verdampfungszone, bemerkbar macht. Aus dem Unterschied der Mengenkurven ist zu ersehen, daß während des Regelversuchs der Wasserinhalt des Rohrsystems erheblich schwankt. Gegen Ende dieses Versuchs wurde wieder auf reine Rücklaufregelung umgeschaltet, bei der sofort Beruhigung eintritt und die Speisung dem Gleichgewichtszustande zustrebt.

Es sollen hier noch zwei weitere Kurvenbilder von Durchlaufkesseln mit Ölfeuerung für Schiffsbetrieb besprochen werden.

Die Kurven der Abb. 7 zeigen das Ergebnis eines Versuchs, den Wasserrücklauf aus dem Abscheider wegzulassen und die Speisung derart zu steuern, daß der Dampf beim Eintritt in den Abscheider im Mittel praktisch trocken, aber noch nicht überhitzt ist. Sie sehen, daß der Wasserstand im Abscheider in weiten Grenzen pendelt und dementsprechend auch die Temperatur, mit welcher der Dampf in den Abscheider eintritt, dauernd zwischen Sattedampf und etwa 80° Überhitzung schwankt. Regeltechnisch war die Schaltung instabil.

Die Kurven der Abb. 8 sind an einem 40-t-Kessel mit gesteuertem Rücklauf aufgenommen worden. Es sind übereinander gezeichnet:

Speisewassermenge als Maßstab für die Last,
Wasserstand im Abscheider,
Rücklaufwassermenge.

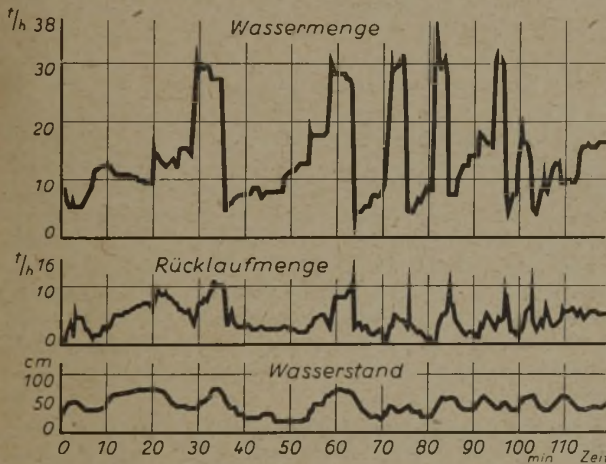


Abb. 8: Regelkurve von Schiffsdurchlaufkessel mit gesteuertem Rücklauf

Man sieht, daß hier sehr scharfe Lastwechsel gefahren wurden, wie sie im Schiffsbetrieb beim Manövrieren wohl auftreten können. Selbst bei diesen Lastwechseln, wie sie bei Landkesseln kaum vorkommen werden, hält sich der Wasserstand im Abscheider in durchaus zulässigen Grenzen, und das regeltechnische Verhalten des Kessels ist stabil; es ist keinerlei Neigung zu unangenehmen Schwingungen zu beobachten. Der Wasserinhalt des Abscheiders ändert sich bei den schärfsten Laständerungen um einen Wert, der etwa 1/2% der Stundenleistung des Kessels entspricht.

Es sind, wie ich schon eingangs darlegte, sehr viele andere Schaltungen versucht worden. Keine hat jedoch auch nur annähernd so gute Regelstabilität ergeben wie die Schaltung mit gesteuertem Rücklauf.

Allerdings bedingt der Rücklauf einen gewissen Energieverlust, jedoch beträgt dieser bei 120 atü Speisedruck und 5% Rücklauf in die 90-atü-Stufe nur ~1/30%, ist also ohne Bedeutung.

Welche Größe soll nun der Wasserabscheider haben? Nun, das Fassungsvermögen braucht nur so groß zu

sein, daß die Verzögerungen im Wasserlauf ausgeglichen werden können.

Bei Landkesselanlagen dürfte ein Fassungsvermögen von 1% der Stundenleistung des Kessels wohl immer genügen, für einen 100-t-Kessel also etwa 1 m³. Bei Schiffskesseln wird man, wenn der Kessel dem extremen Lastwechseln beim Anlegen und Manövrieren folgen soll — im Bruchteil einer Minute von Null- auf Voll- last —, zweckmäßig etwas höher, etwa bis 2% gehen. Ungleichheiten im Wasserlauf, die einen noch größeren Inhalt rechtfertigen, habe ich noch nicht beobachten können. Allgemein kann der Abscheider natürlich um so kleiner ausgelegt werden, je langsamer die Laständerungen vor sich gehen.

Materialbedarf und technischer Aufwand sind so gering, daß sie gegenüber den damit erzielbaren Verbesserungen gar nicht ins Gewicht fallen. Es ist jedenfalls abwegig, aus dem Vorhandensein eines Abscheiders einen Gegensatz: „Durchlaufkessel mit oder ohne Trommel“ konstruieren zu wollen; auch mit dem Abscheider bleibt ein solcher Kessel ein trommelloser Kessel, man müßte sonst auch den Sulzer-Durchlaufkessel und den Velox als Trommelkessel bezeichnen. Mit der Festlegung der Überhitzerfläche durch den Wasserabscheider verzichtet man darauf, die Überhitzungstemperatur durch Mehr- oder Minderspeisung zu beeinflussen. Das erscheint mir aber nicht als Nachteil. Einmal ist dieses Verfahren ohnehin nur bei sehr gleichbleibender Last anwendbar, und andererseits kann man natürlich an Stelle des abgeschiedenen Wassers hinter dem Abscheider wieder Frischwasser zusetzen. Man würde dann gewissermaßen das mit Salzen angereicherte Restwasser durch salzarmes Frischwasser ersetzen, und es würde damit zum mindesten die Versalzung des Kessels stark verringert werden.

Man braucht dann aber auch die Verzögerungen im Wasserlauf nicht mehr zu berücksichtigen, sondern kann das Frischwasser nach Belieben zusetzen und die Überhitzung durch einen Einspritztemperaturregler genau und praktisch verzögerungsfrei konstant halten. Anstatt einzuspritzen kann man die Überhitzung auch durch Klappen im Rauchgasweg beeinflussen und regeln. Wo aber Kondensat zur Verfügung steht, ist die Einspritzregelung die einfachste und billigste Lösung. Wo andererseits Kondensat nicht verfügbar ist, wird man vorläufig ohnehin mit der Verwendung von Durchlaufkesseln noch vorsichtig sein müssen.

Für die Überhitzungsregelung wird gern der Anbau-thermostat genommen (Abb. 9). Dieser benutzt als Impuls die Längenausdehnung eines Stückes der Rohrleitung, er benötigt also keine Anbohrungen oder Einbauten in die Dampfleitung. Bei großen Lastschwankungen verwendet man zweckmäßig mehrere Einspritzdüsen, die durch ein Kurvengetriebe hintereinander zu- bzw. abgeschaltet werden (Abb. 10).

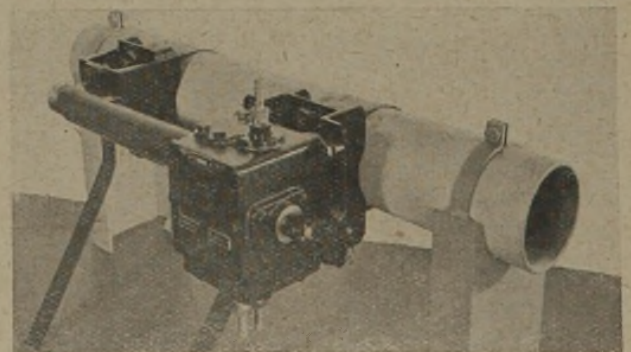


Abb. 9: Anbau-thermostat

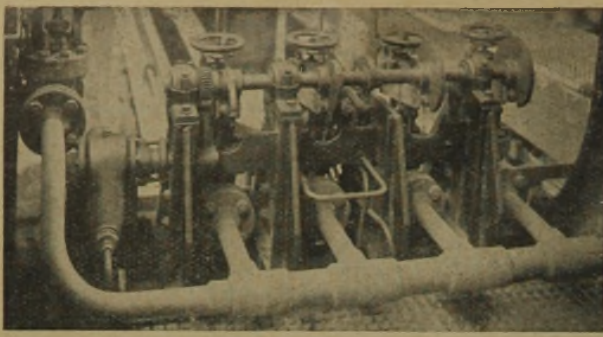


Abb. 10: Einspritzregler mit Kurvengetriebe

Zusammenfassend kann man sagen, daß die Überhitzung bei Kesseln mit gleichbleibender Überhitzerfläche heute regeltechnisch beherrschbar ist.

Selbstredend gibt es in manchen Fällen, z. B. bei Oberflächenkühlern oder bei großen Rohrlängen — eben dort, wo erhebliche Zeitverzögerungen im Regelkreislauf vorhanden sind — noch Schwierigkeiten zu überwinden, aber meistens lassen sich diese durch eine verständnisvolle Zusammenarbeit zwischen Kessel- oder Apparatebauer und Reglerfirma beheben.

Als Ergebnis der Entwicklungsarbeiten, von denen ich einiges an Hand der Kurvenbilder schildern konnte, darf festgestellt werden:

Man kann Kessel bauen, die alle Vorzüge des Durchlaufkessels — geringen Materialaufwand, einfache Bauart usw. — besitzen, sich aber andererseits genau so einfach und betriebssicher fahren lassen wie Kessel mit natürlichem Wasserumlauf, ja, diese Kessel sind sogar derart elastisch und gut regelbar, daß man ihnen die schärfsten Lastschwankungen im Schiffsbetrieb ohne Bedenken zumuten kann.

In Deutschland sind bisher etwa 1000 Kessel mit Reglern ausgerüstet worden. Dabei hat sich an Hand der gemachten Erfahrungen bereits eine gewisse Norm herausgebildet.

Die Regler werden heute fast immer hinter oder auf einer Tafel angeordnet, welche die Bedienungsrufe, die für die Einstellung der Regler erforderlichen Meßgeräte und die Hebel für Eingriff von Hand enthält. Die Einrichtung eines solchen Normalfeldes für die Regelung eines Einzelkessels ist aus folgender Aufstellung ersichtlich (Abb. 11).

Handelt es sich um die Regelung einer Gruppe von mehreren Kesseln, so sieht die Aufstellung folgendermaßen aus (Abb. 12).

Bei Parallelbetrieb mehrerer Kessel ist es schaltungstechnisch meistens einfacher, zuerst den Brennstoff und dann Luft einzusteuern. Man kann auch vom Hauptimpuls aus Brennstoff und Luft parallel anstatt nacheinander fahren.

Regelung eines Einzelkessels			
Regler für:	vom Regler bewegtes Regelorgan	Bedienung des Reglers	Meßgeräte (mindestens erforderlich)
Verbrennungsluft	Drosselklappe für Unterwind oder Zonenklappen oder Drehzahlverstellung des Gebläsemotors	1) Einstellung des Dampfdruckes in der Trommel bei Nulllast 2) Einstellung der Drucksperrung (Druckwechsel Null- bis Vollast)	Manometer für Trommeldruck Dampfmeß Differenzdruckmesser als Maß für Luft- bzw. Rauchgasmenge
Brennstoff	Drehzahlverstellung der Wandlermotoren oder der Förderschnecke für Kohlenstaub oder des Zutapses zur Kohlenmühle oder die Brennerventile bei Gas- bzw. Ölfeuerung	2) Einstellung des Brennstoff-Luft-Verhältnisses Luftmenge/Luftüberschuß - CO ₂ -Gehalt	CO ₂ -Meßer umschaltbarer Temperaturmesser
Feuerumdruck	Reichgaschieber oder Saugzugklappe oder Drehzahlverstellung des Saugzugmotors	4) Einstellung der Druckhöhe im Verbrennungsraum gegen Außenluft - Kesselhaus	Druckmesser für Feuerumdruck Druckmesser für Unterwind Zugmesser für Saugzug

Abb. 11: Regelung eines Einzelkessels

Die folgenden Bilder zeigen einige ausgeführte Anlagen:

Abb. 13 zeigt den Reglerschrank für einen Einzelkessel mit Wanderrostfeuerung. Die ölbetriebenen Strahlrohrregler sind im Schrank untergebracht, die drei Bedienungsrufe sowie die Umschaltklappe für Handsteuerung sind auf der Tafel deutlich erkennbar.

Abb. 14 zeigt die Anlage für Regelung eines Großkessels mit Mühlenfeuerung. Das linke Feld enthält die Regler mit den zugehörigen Bedienungsinstrumenten, das Mittelfeld nimmt die Überwachungs- und Registrierinstrumente auf, während im rechten Feld die Schalt- und Anzeigeräte für die Mühle untergebracht sind.

Regler für:	vom Regler bewegtes Regelorgan	Bedienung des Reglers	Meßgeräte (mindestens erforderlich)
gemeinsam für alle Kessel			
	Regler gibt Kommandowert gemäß der Dampfentladung an alle Kesselregler	1) Einstellung des Dampfdruckes in der Trommel bei Nulllast 2) Einstellung der Drucksperrung (Druckwechsel Null- bis Vollast)	Manometer für Trommeldruck Anzeiger für Kommandowert
für jeden Kessel			
Verbrennungsluft	Drosselklappe für Unterwind oder Zonenklappen oder Drehzahlverstellung des Gebläsemotors	Einstellung: Anteilige Laufaufnahme des Kessels	Dampfmeß Differenzdruckmesser als Maß für Luft- bzw. Rauchgasmenge
Brennstoff	Drehzahlverstellung der Wandlermotoren oder der Förderschnecke für Kohlenstaub oder des Zutapses zur Kohlenmühle oder die Brennerventile bei Gas- bzw. Ölfeuerung	Einstellung des Brennstoff-Luft-Verhältnisses Luftmenge/Luftüberschuß - CO ₂ -Gehalt	CO ₂ -Meßer umschaltbarer Temperaturmesser
Feuerumdruck	Reichgaschieber oder Saugzugklappe oder Drehzahlverstellung des Saugzugmotors	Einstellung der Druckhöhe im Verbrennungsraum gegen Außenluft - Kesselhaus	Druckmesser für Feuerumdruck Druckmesser für Unterwind Zugmesser für Saugzug

Abb. 12: Regelung einer Kesselgruppe

Abb. 15 zeigt eine Überwachungs- und Regeltafel für zwei Hochdruckkessel in vollelektrischer Ausführung, und Abb. 16 gibt die Vorderansicht einer Regleranlage für zwei große Schiffskessel wieder. Diese Regleranlage ist wegen der beschränkten Platzverhältnisse außerordentlich gedrängt gebaut. Die beiden Handräder, die mit den Ventilen für das Brennöl gekuppelt sind, drehen sich bei selbsttätigem Betrieb mit. Ihre Stellung, die an einer untergelegten Skala abzulesen ist, ist gleichzeitig ein Maß für die jeweils durchgesetzte Ölmenge.

Noch vor wenigen Jahren hat man die Kesselregelung als eine zwar interessante Sache, aber doch als einen gewissen Luxus angesehen. Das hat sich inzwischen gewandelt. Man weiß heute allgemein, daß die Kesselregelung keine technische Spielerei, kein geheimnisvolles „eisernes Gehirn“ ist, sondern daß die Regler nichts weiter als eine notwendige Vervollkommnung der Fördereinrichtungen für Luft und Brennstoff darstellen. Unter diesem Gesichtswinkel muß m. E. auch die künftige Entwicklung ausgerichtet werden.

Zur Zeit sind zwei verschiedene Entwicklungsrichtungen festzustellen. Bei der einen werden alle Vorgänge am Kessel, also Mengenströme und Drücke, gemessen und auf eine Zentrale fernübertragen. Dort werden die Meßwerte zu Regelimpulsen zusammengesetzt, und diese steuern dann von der Zentrale aus die Stellwerke am Kessel. Die zweite Richtung will die Messung, Impulsbildung und Regelung in der Nähe des Kessels haben und betrachtet den Regler als einen Teil des Kessels bzw. der Fördereinrichtungen.

Ich glaube, daß die Verbindung beider Bauarten die besten Aussichten bietet. Die Turbinensteuerung gibt hierbei das Vorbild. Der eigentliche Regler ist organisch dem Kessel anzugliedern und auf höchste Betriebssicherheit weiterzuzüchten. Auch bei Störungen in der Meßwarte muß er zuverlässig weiterarbeiten.

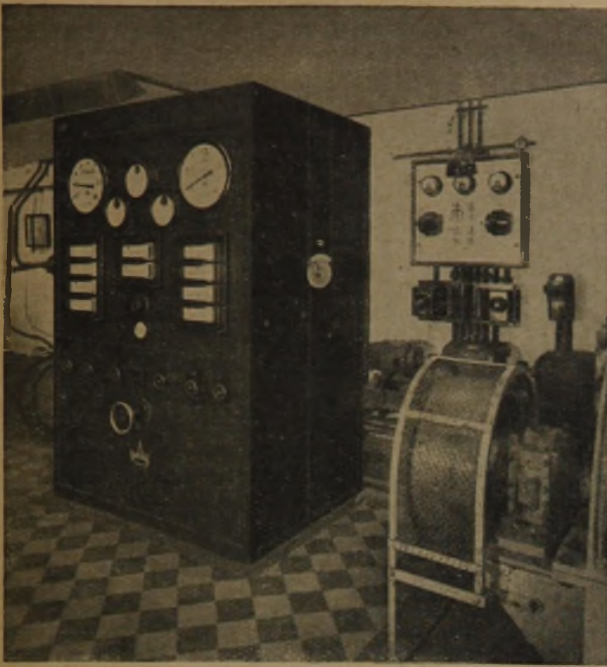


Abb. 13: Meß- und Regelschrank für Hochdruckteilrohrkessel

Dagegen soll die Einstellung und Überwachung des Reglers von der Meßwarte aus möglich sein. Dampfdruck, anteilige Lastaufnahme und CO_2 -Gehalt sollen Feineinstellung erhalten in ähnlicher Weise, wie ja auch der Drehzahlregler jeder Turbine mit Feineinstellung ausgerüstet wird. Diese Feineinstellung wird man wohl immer elektrisch ausführen; ob man dagegen die Regler selbst besser elektrisch oder hydraulisch (Öl) arbeiten läßt, kann nur an Hand von langen Betriebserfahrungen entschieden werden. Bei der Dampfturbine hat sich bis jetzt die Ölsteuerung überlegen gezeigt.

Im Rahmen dieses Vortrages habe ich einige Fragen, wie z. B. die Speisewasserregelung, nur streifen können, obgleich deren Klärung recht dringend zu werden scheint. Ebenso habe ich nur wenig über den Einfluß der Feuerungsart auf die Kesselentwicklung sagen können.

Beim Übergang zu Kesseln mit geringer Speicherkapazität muß man die Feuerung nicht nur nach der Brennstoffbeschaffenheit, sondern auch mit Rücksicht auf den Verwendungszweck, also auf die dampfseitige Beanspruchung, planen und bemessen. Man wird grundsätzlich unterscheiden müssen

Kessel, die nur eine von der Feuerungsseite her gegebene Grundlast fahren sollen, und

Kessel, die den Dampfdruck halten, also der jeweiligen Dampfplast folgen sollen.

Das gleiche Problem ist bei den Kraftmaschinen der E-Werke vorhanden: Maschinen, die Grundlast fahren, und Maschinen, die die Frequenz halten sollen. Im ersten Fall braucht die Maschine keinen Drehzahlregler, im zweiten ist sie ohne Regler nicht zu betreiben. Im E-Betrieb verlangt man, daß notfalls jede Maschine Frequenz fahren kann und gibt deshalb jeder Turbine einen Drehzahlregler. Beim Dampfkessel braucht man nicht so weit zu gehen, man muß sich nur darüber klar sein, daß gewisse Arten von Kesseln nur zum Grundlastfahren geeignet sind, daß sie aber zur Druckhaltung — ohne Zuschaltung von Kesseln mit guten Regeleigenschaften — nicht zu brauchen sind. Man kann nun durch Zuschaltung von Speichern auch schlecht regelbare Kessel zur Druckhaltung brauchbar machen, wenn man die Speicher entsprechend dem Lastgradienten, d. i. die Änderungsgeschwindigkeit

der Last, laden oder entladen läßt. Man kommt dann unter Umständen mit sehr kleinen Speichern aus, da man ja bei diesen Speichern das nutzbare Gefälle sehr viel größer machen kann, als dies bei der Speicherung von siedendem Wasser im Kessel der Fall ist. Es würde jedoch den Rahmen dieses Vortrages weit überschreiten, wenn ich darauf näher eingehen wollte.

Es liegt mir nur daran, auf diese kommenden Dinge, deren Probleme und Lösungsmöglichkeiten hinzuweisen. Die bisher geleisteten Vorarbeiten werden dabei sicher gute Dienste tun.

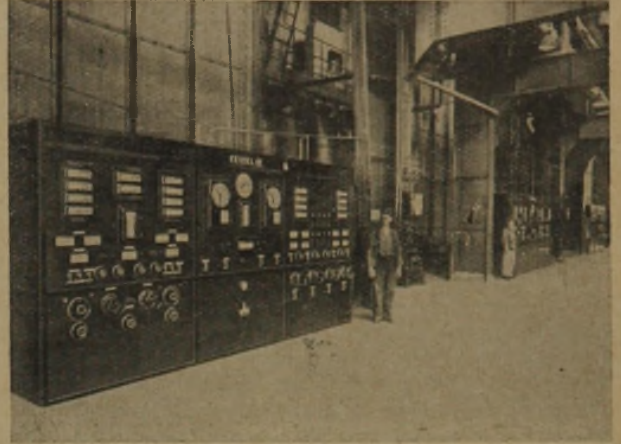


Abb. 14: Meß- und Regelschrank für KSG-90-I-Strahlungskessel mit Mühlenfeuerung

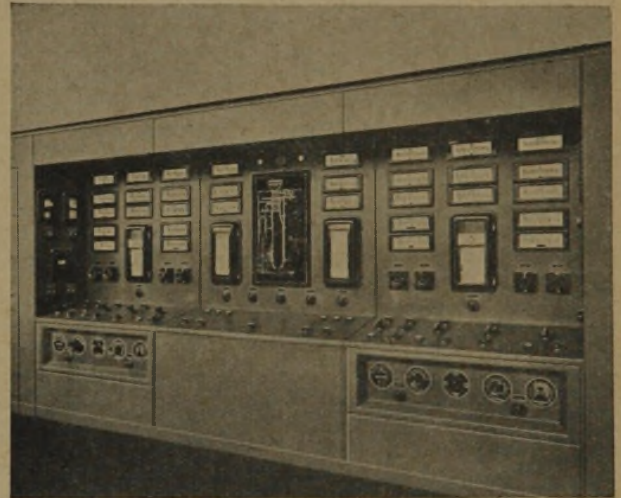


Abb. 15: Ueberwachungs- und Regeittafel für 2 Hochdruckkessel

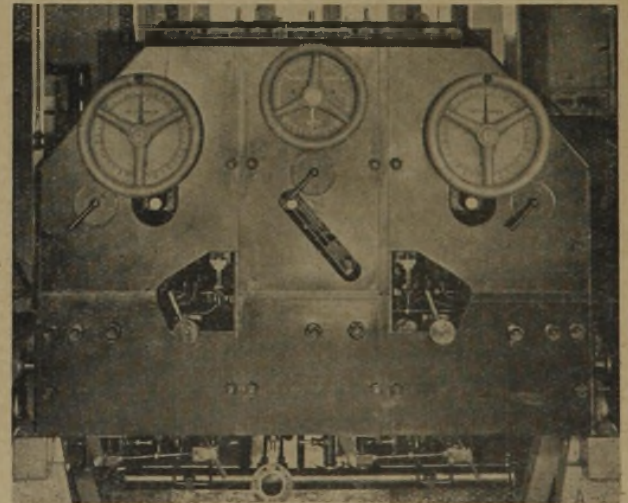


Abb. 16: Regelschrank für 2 HD.-Schiffskessel

Speisewasserfragen für Hochdruckkessel^{*)} Von Dipl.-Ing. E. Schumann, Essen

Die in der Natur vorkommenden Oberflächen- und Quellwässer eignen sich als Kesselspeisewasser nicht. Sie enthalten mehr oder weniger große Mengen Kalzium- und Magnesiumsalze, die zur Steinbildung im Kessel Anlaß geben, die Wärmeverluste vergrößern und auch die Sicherheit der Anlage gefährden. Diese Rohwässer sind zuvor aufzubereiten, d. h. ihre steinbildenden Salze müssen entweder entfernt oder in nicht steinbildende Salze umgewandelt werden. Es wurden auf der Grundlage der chemischen Fällung und Umsetzung eine Anzahl Aufbereitungsverfahren entwickelt, die, um die wichtigsten zu nennen, unter dem Namen Kalk-Soda-Trinatriumphosphat, Aetznatron-Trinatriumphosphat, Aetznatron-Soda-Trinatriumphosphat jeweils mit oder ohne Kesselwasserrückführung bekannt geworden sind. Die Vielzahl der Verfahren erklärt sich aus der Verschiedenheit der anfallenden Wässer, von deren chemischer Zusammensetzung die Wahl der Verfahren abhängt. So wird man das Kalk-Soda-Trinatriumphosphat-Verfahren für die Aufbereitung von Wässern mit hoher Karbonathärte vorsehen, während die Aufstellung einer nach dem Aetznatron-Trinatriumphosphat-Verfahren arbeitenden Anlage bei anteilig etwa gleicher Menge von Karbonathärte und Nichtkarbonathärte zweckmäßig ist. Allen Fällungsverfahren ist die Anwendung von Phosphorsäure oder Phosphatsalzen gemeinsam, durch deren Nutzbarmachung für den Kesselbetrieb es erst möglich war, praktisch härtefreies Wasser zu erhalten. Die bekannten Basenaustauscher liefern durch Umwandlung von Kalzium- und Magnesium-Ionen in Natrium-Ionen ein ebenfalls praktisch härtefreies Speisewasser, dabei ohne Rücksicht auf etwaige Änderungen in der Zusammensetzung des Rohwassers. Damit ist in der Speisewasser-Aufbereitung ein gewisser Abschluß erreicht. Es war somit ein folgerichtiger Schritt, ein durch chemisches Fällungsverfahren oder durch Basenaustausch aufbereitetes, praktisch härtefreies Wasser auch zur Speisung von Kesseln von über 60 atü zu verwenden. Dabei ergaben sich aber Betriebsschwierigkeiten. Mit steigender Dichte und zunehmender Alkalität des Kesselwassers wurden Salze vom Dampf mitgeführt. Dadurch setzten sich die Ueberhitzer mit Salzen zu und an den Turbinenschaukeln bildeten sich Salzbeläge von Kieselsäure und Natronhydroxyd.

Sollten die bekannten Aufbereitungsverfahren für die Erzeugung von Speisewasser für Hochdruckkessel noch in Frage kommen, mußten sie so verbessert werden, daß Steinbildung im Kessel ebenso unmöglich wurde wie das Mitreißen von Kesselwasser vom Dampf oder auch der Angriff von Gasen auf den Werkstoff. Außer einer Verringerung der Dichte des Kesselwassers mußte eine Ab- bzw. Ausscheidung aller schaum-erregenden und schaumfördernden Salze auf ein ungefährliches Maß erreicht werden.

Welche Maßnahmen konnten bei den chemischen Fällungsverfahren hierfür in Betracht kommen? Es ist bekannt, daß die Kesselwasserdichte, bei der auf die Dauer keine unzulässig großen Dampfverunreinigungen durch Salze eintreten, abhängig ist von der Bauart des Kessels und von den im Speisewasser enthaltenen Salzen. Diese sind aber mengenmäßig größtenteils schon im Rohwasser vorhanden. Soll die Einhaltung des obersten Grenzwertes der Dichte durch Abschläm- men von Kesselwasser und durch vermehrte Pumpen- arbeit nicht mit allzu großen wirtschaftlichen Verlusten

verbunden sein, wird man sich bei der Wahl verschiedener Wässer für das salzärmste entscheiden. Stehen zwei Wässer etwa gleicher Gesamthärte oder sonst gleicher Eigenschaften zur Wahl, so verdient das Wasser mit höherer Karbonathärte den Vorzug, da die Abscheidung der Karbonathärtebildner leicht durchzuführen ist und zu einer Verringerung des Salz- gehaltes führt.

Man wird sich in diesem Falle für die Aufstellung einer Kalkaufbereitungsanlage oder eines Vorwärmers entschließen. Die Entkalkungsanlage arbeitet besonders günstig bei niedrigen Temperaturen, so daß sich eine Erwärmung des Wassers erübrigt, was besonders bei Dampfknappheit angenehm empfunden wird. Auf der Suche nach der Ursache der Salzanreicherung stößt man auf die Kesselwasserrückführung, durch die außer Neutral- salzen und organischen Substanzen des Kesselwassers erhebliche Mengen von schäumungserregender Natron- lauge und Phosphatsalzen in den Vorreaktor wieder eingeführt werden. Der Gewinn durch Einsparen von Natronlauge, Soda und Phosphat wiegt nicht die Nach- teile auf, die durch Vermehrung der im Wasser gelösten Salze sowie durch Rückführung von orga- nischen Substanzen aus dem Kessel entstehen. Höherer Speisewasserbedarf, höhere Pumpenleistung, höhere Abschlämungen und damit Wärmeverluste sind dabei in Rechnung zu stellen.

Unangenehm wirken sich noch die organischen Substanzen aus. Sie hemmen die Bildung sowie das Ausflocken der unlöslichen Salze. Dadurch dürfte der wirkliche Bedarf an Natronlauge, Soda und Phosphat erheblich die für den Reaktionsablauf theoretisch errechneten Mengen übersteigen. Vor allem läuft die Rückführung von Salzen der Forderung zuwider, im Speisewasser für Hochdruckkessel keine unzulässig hohen Ueberschüsse an Natronlauge zu haben. Der Zusatz an Natronlauge darf deshalb nicht viel höher als errechnet sein.

Eine möglichst schnelle und dabei vollständige Um- setzung der einzelnen Salze mit der Natronlauge und den Phosphatsalzen wird man deshalb durch andere Maßnahmen zu erreichen suchen. Möglichkeiten, den Reaktionsablauf zu beschleunigen und vollständig zu machen, sind gegeben durch Temperaturerhöhung im Reaktor, durch eine innige Durchmischung der Zusätze mit dem Rohwasser sowie durch ausreichende Bemessung der Reaktionsbehälter schon deshalb, um Nachreaktionen im Filter oder gar im Kessel zu vermeiden. In der gleichen Richtung zielen die Versuche, Kontaktverfahren für die Reaktionsbeschleunigung nutzbar zu machen. Als Vorteil ergibt sich die Ver- ringerung der Behälterausmaße.

Schwieriger ist die Entfernung von schädlicher Kieselsäure aus dem Roh- bzw. Speisewasser. Eine Teilabscheidung wird schon allein durch Vor- schaltung einer Entkalkungsanlage erreicht. Ueber- haupt bringt jedes Verfahren eine mehr oder weniger große Verminderung der Kieselsäure mit sich, bei dem größere Mengen der im Wasser vorhandenen Ionen miteinander in Reaktion treten und dabei unlösliche Verbindungen bilden, die sich ausscheiden und mit einem Teil Kieselsäure zu Boden sinken. Je größer die Schlammengen sind, die dabei anfallen, desto größer dürfte dabei auch der Anteil mitgerissener Kieselsäure sein. Allerdings wird nur die kolloidal verteilte Kieselsäure vom Schlamm niedergeschlagen, während die molekular gebundene Kieselsäure sich hierdurch kaum oder nur unvollständig abscheiden

^{*)} Abb. des Verfassers.

läßt). Die Möglichkeit, durch Schlamm oder Ausflockungsmittel den Kieselsäuregehalt des Speisewassers zu verringern, wird in einem Verfahren der IG-Farbenindustrie ausgenutzt, demzufolge noch reaktionsfähiger Schlamm dem Reaktor wieder zugeführt oder aufgeschlämmtes Magnesiumoxyd dem Wasser zugesetzt wird. Die Kieselsäure läßt sich bei entsprechender Reaktionstemperatur hierdurch bis unter 1 mg/l verringern. Diese auf Verringerung der Kieselsäure abzielenden Maßnahmen haben nur dann einen Wert, wenn das nachgeschaltete Kiesfilter völlig unlöslich gegen heißes alkalisches Speisewasser ist. Auch bei geringer Abgabe von Kieselsäure durch den Kies des Filters muß von der Benutzung Abstand genommen werden. Bei höheren Speisewassertemperaturen über 120° hinaus ist das Kiesfilter nicht mehr beständig. An seine Stelle tritt das Magnofilter, das nach entsprechender Vorbehandlung auch bei höheren Speisewassertemperaturen keine Veränderung zeigt (Abb. 1).

Auch die Basenaustauschverfahren sind verbessert worden, um der Entwicklung der Dampfkessel auf höhere Drücke folgen zu können. Die bekannten Austauschstoffe, wie Permutit, Invertit, Filtrol usw., liefern ein praktisch härtefreies Speisewasser, ohne jedoch den Salzgehalt im Speisewasser wesentlich zu verringern. Deshalb sah man für karbonathaltige Wasser zunächst zusätzlich einen Kalksättiger und Kalkreaktor mit nachgeschaltetem Filter vor, wodurch die im Wasser enthaltene Karbonathärte bis auf wenige Härtegrade ausgeschieden wurde. Als Vorteil dieser Vorschaltanlage ergaben sich nach dem

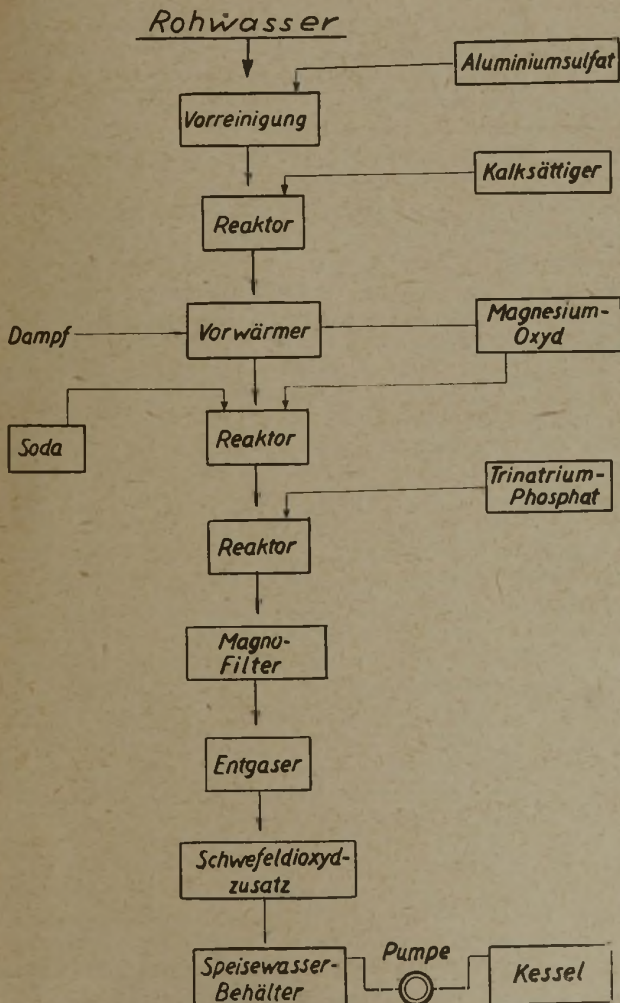


Abb. 1: Schema einer chemischen Wasseraufbereitungsanlage

Austausch im Filter ein geringerer Natriumbikarbonatgehalt und somit auch geringere Mengen von NaOH bei der Spaltung von Soda im Kessel.

Eine Verbesserung des alten Entkalkungsverfahrens zur Entfernung von Karbonathärte bedeutet das nach dem gleichen Vorgang arbeitende Wistrosverfahren, bei dem das mit Aetzkalk versetzte Rohwasser durch eine aus kohlensaurem Kalk bestehende, im Schwebезustand gehaltene Kontaktmasse feiner Kügelchen geleitet wird (Abb. 2). Die Reaktion ist in kurzer Zeit zu Ende, wobei sich die Reaktionsprodukte an den Kügelchen festsetzen, die dabei nicht miteinander verbacken. Durch den Reaktionsablauf auf kleinem

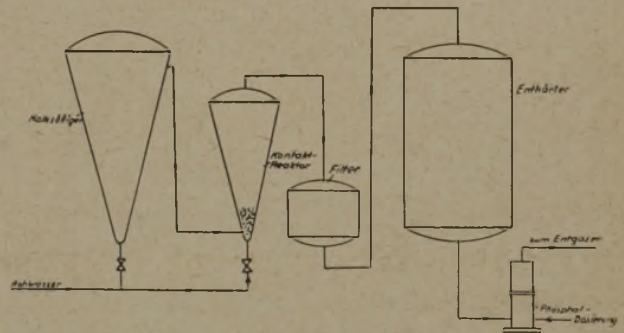


Abb. 2: Basen-Austauschanlage mit vorgeschalteter Entkalkung (Wistrosverfahren)

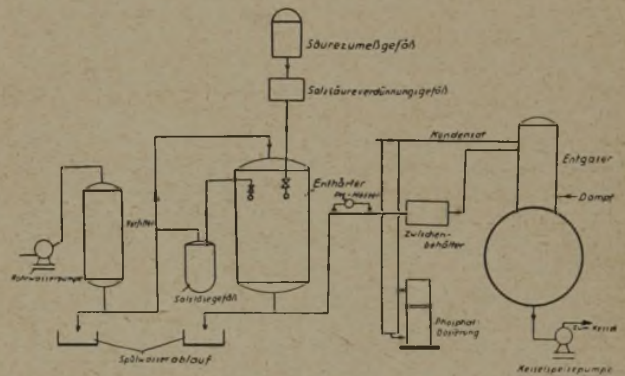


Abb. 3: Schema einer Wasserstoffpermutit-Enthärtungsanlage

Raum können die Anlagen kleiner als bei den üblichen Entkalkungsanlagen ausgeführt werden. Einen weiteren Schritt in dieser Richtung bedeutet die Schaffung eines Wasserstoff-Austauschfilters (Abb. 3). In diesem Filter, das sich äußerlich den anderen bekannten Austauschfiltern angleicht, entsteht aus der Karbonathärte unter Zurückhaltung des Kalziums Kohlensäure, während die Nichtkarbonathärtebildner, wie bei den üblichen Basenaustauschverfahren, in die entsprechenden Natriumsalze übergeführt werden. Zur Sicherheit gegen das Auftreten freier Säure wird der Bikarbonatgehalt nach Austritt des Rohwassers aus dem Filter auf etwa 0,5° eingestellt. Die beim Austausch entstehende Kohlensäure wird durch Auskochen verjagt. Die Aufbereitung des Filters nach Erschöpfung des Austauschvermögens wird mit Schwefelsäure und Kochsalz vorgenommen, die in einer Mischung dem Filter zugeführt werden können. Die Austauschkraft des Wasserstoffpermutits ist größer als die der bisher bekannten Austauschstoffe. Infolgedessen kann die Filterdurchlaufgeschwindigkeit erhöht werden. (Betriebsergebnisse s. Zahlentafel 1.)

Einen weiteren Fortschritt bedeuten die Wasserstoff-Austauschstoffe der IG-Farbenindustrie, die auf der Harzgrundlage erstellt sind. Mit diesen Harzaustauschern lassen sich in erster Stufe die Kationen, wie Kalzium, Magnesium und Natrium, aus dem Wasser entfernen, wobei die betreffenden zuge-

Zahlentafel 1

Art des Wassers	Rohwasser	Reinwasser
Aussehen	klar	klar
Abdampfrückstand	408	220
Glührückstand	370	202
Eisen Fe	Spuren	Spuren
Kalzium Ca	92	0
Magnesium Mg	10	0
Kieselsäure	22	15
Chlorid Cl	70	65
Sulfat SO ₄	36	36
freie Kohlensäure	4	160
ph	7,0	5,9
p	0	0
m	4,7	0,6
Kalkhärte	15,2	0
Magnesiumhärte	2,3	0
Gesamthärte	17,5	0
Karbonathärte	14,0	0
Nichtkarbonathärte	3,5	0

Betriebsergebnisse einer Wasserstoff-Permutit-Anlage

hörigen freien Säuren entstehen. Durch die Nachschaltung von OH-Austauschern werden auch die Anionen der Salze im Wasser, wie Chloride und Sulfate, zurückgehalten. Die genannten Harze sind außerdem in verdünnten Säuren und Laugen unlöslich. Mit diesen Austauschharzen soll es möglich sein, den Salzgehalt eines Rohwassers bis auf 10 mg/l zu senken. Betriebserfahrungen liegen bisher darüber noch nicht vor.

Alle bisher bekannten Austauschverfahren bringen keine mengenmäßig bedeutsame Abnahme der im Rohwasser vorhandenen Kieselsäure hervor. Zur Ausscheidung der Kieselsäure sind deshalb bei den Austauschverfahren besondere Maßnahmen und Anlagen erforderlich.

Neuerdings laufen Versuche, die Elektrolyse des Rohwassers zur Erzeugung von salzfreiem Wasser zu verwerten. Die aufzuwendenden Stromkosten, bezogen auf 1 m³ aufbereitetes Wasser, übersteigen jedoch jetzt noch das Vielfache des Preises der anderen Verfahren, so daß die Speiswasser-Aufbereitung durch Elektrolyse für größeren Bedarf vorerst nicht in Frage kommt.

Bei sämtlichen Verfahren geht die Entfernung von organischen Kolloiden, Suspensionen und Emulsionen aus den Wässern voraus. Schwebestoffe werden durch Filter aufgehalten, während Oelsuspensionen und -emulsionen mit Flockungsmitteln abgetrennt werden. Der Abscheidungsprozess erfolgt auch hier in vorgeschalteten Behältern, da Versuche der gleichzeitigen Entfernung von organischen Zersetzungsprodukten und der Härtebildner durch Zusatz von Eisenchlorid und Natronlauge keinen befriedigenden Erfolg hatten. Die günstigste Wirkung der Ausflockung ist stark vom pH-Wert des Wassers abhängig.

Das Bestreben der Wasseraufbereitung für Hochdruckkessel führt somit deutlich in Richtung der völligen Entfernung der im Speiswasser vorhandenen schädlichen Salze und Stoffe. Das erstrebenswerte Ziel bildet die Schaffung eines kondensatähnlichen Speisewassers. Die natürliche Folgerung daraus für den Betrieb ist die Sammlung und Rückführung sämtlichen Kondensats. Das Kondensat bildet die Grundlage für das Speiswasser der Hochdruckkessel, da nach der Empfindlichkeit des Kessels oftmals reines Kondensat erforderlich oder ein Gemisch von größeren Anteilen Kondensat und Destillat oder aufbereitetes Wasser

zulässig ist. Deshalb wird bei unzureichendem Anfall von Kondensat es notwendig sein, das Kondensat von Kesseln mittlerer und niedrigerer Leistung zur Speisung von Hochdruckkesseln zu verwenden. Die Mitteldruckkessel können unbedenklich mit chemisch aufbereitetem Wasser gespeist werden. Reicht der Gesamtanfall von Kondensat nicht aus, so wird das Zusatzwasser durch Destillat eines Verdampfers gedeckt oder durch chemisch aufbereitetes Wasser, sofern keine Bedenken entstehen.

Die Eingliederung eines Verdampfers in den Kondensatumschlag zeigt Abb. 5. Der Verdampfer liefert ein Destillat mit 6 mg/l Abdampfrückstand und darunter, sofern er nicht zu stark belastet ist und der Wasserstand nicht über das zulässige Maß erhöht wird. Ferner ist der Salzgehalt der Brüden davon abhängig, von welcher Beschaffenheit die Verdampfersole und wie hoch ihre Dichte ist. Auch der Verdampfer ist empfindlich gegen Schäumen und Spucken und versteinert bei Speisung von nicht aufbereitetem Wasser, wodurch seine Leistung nachläßt. Bei Erreichen einer Grenzdichte von 0,3 bis 0,5° Bé muß ständig Verdampfersole abgelassen werden, wobei nach Möglichkeit der darin enthaltene Wärmeinhalt durch Vorwärmen neuen Speisewassers ausgenutzt wird. Eine Umwandlung der vorübergehenden Härte des Verdampferspeisewassers durch Zusatz von Salzsäure ist nicht ratsam. Diese Säure setzt bei karbonathaltigem Wasser Kohlensäure in Freiheit und führt bei höherem Magnesiumgehalt zur Bildung von korrosiv wirkendem Magnesiumchlorid. Zweckmäßiger ist für Verdampfer eine mechanische und chemische Aufbereitung des Rohwassers nach den üblichen bekannten Verfahren. Neben Einfachverdampfern sind Mehrfachverdampfer in Gebrauch. Mehrfachverdampfer haben hohen thermischen Wirkungsgrad infolge weitgehender Ausnutzung der Verdampferwärme des Heizdampfes. Man hat versucht, die Wirtschaftlichkeit durch Bau von Vierfach- bis Sechsfachverdampfern zu steigern. Diese Anlagen sind aber in ihrem Aufbau nicht mehr so übersichtlich. Auch sind sie in der Beschaffung erheblich teurer und stellen an die Wartung größere Anforderungen.

Allgemein arbeiten die Verdampfer nur dann wirtschaftlich, wenn der Kondensatverlust 15 Prozent des gesamten Kondensatbedarfs der Hochdruckkessel nicht übersteigt. Auch das anfallende Kondensat darf nicht ohne besondere Nachbehandlung den Speisepumpen zugeführt werden. Vielfach enthält es noch Oelspuren und muß Aktivkohlefilter durchlaufen, oder durch chemische Ausflockung mit Eisen- oder Aluminiumsalzen davon befreit werden. Außerdem besteht bei undichten Kondensatoren die Möglichkeit des Eindringens von härtehaltigem Kühlwasser in den Vakuumraum. Härtebildner in geringer Menge im Kondensat sind nur sehr schwer nachzuweisen und werden bei Fehlen einer sich stetig wiederholenden Untersuchung auch nicht erkannt. Die fortschreitende Mechanisierung des Ueberwachungsdienstes dürfte zur Aufstellung von sicher und zuverlässig arbeitenden Leitfähigkeitsmeßgeräten führen. Auch dürfte es nicht schwer sein, diese Geräte so auszubilden, daß bei Ueberschreitung eines bestimmten Salzgehaltes im Kondensat Tonsignale oder Lichtzeichen ausgelöst werden.

Außer Härtebildnern enthält das Kondensat oftmals noch Sauerstoff und muß deshalb entgast werden. Sauerstoffhaltiges Kondensat und verminderte Natronzahl unter den Grenzwert von 400 muß bei Hochdruckkesseln zu Schäden führen. Die Entgasung des Speisewassers ist deshalb unerlässlich. Sie wird in Ueberdruck- oder Unterdruckentgasern durchgeführt. Im

Unterdruckentgaser ist ein besonderes Vorwärmen des Wassers nicht notwendig, dafür stellt sich leicht als Nachteil ein, daß durch jede Undichtigkeit im Rohrsystem Sauerstoff angesaugt wird, was Korrosionen zur Folge hat. Dazu sind Vakuumdichtigkeiten sehr schwer auffindbar und zur Sicherheit laufende Sauerstoffuntersuchungen notwendig. Wird Sauerstoff festgestellt, so bereitet die Auffindung der undichten Stellen sehr oft große Schwierigkeiten. Die bekannten Ueberdruckentgaser arbeiten mit einem Ueberdruck von 0,2 bis 0,6 atü,

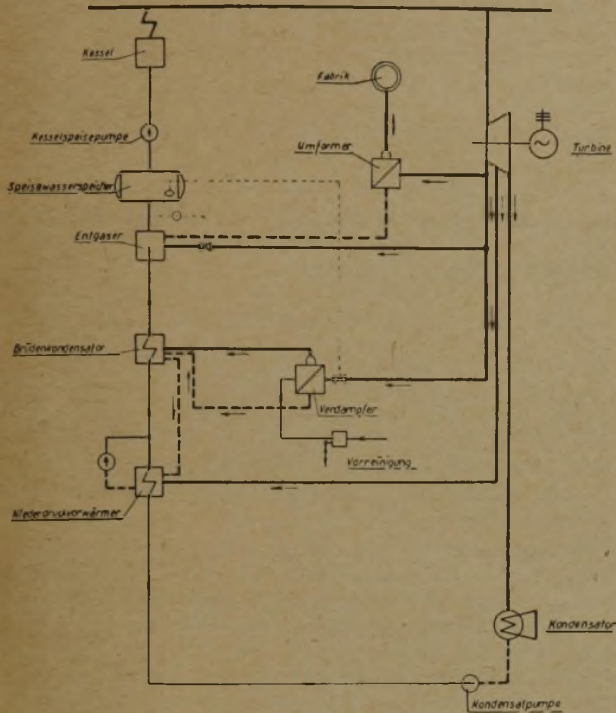


Abb. 4: Einstufung von Verdampfer und Dampfumformer in den Speisewasser- bzw. Kondensatmlauf

bei der dem genannten Druck entsprechenden Temperatur verliert das Wasser seinen Sauerstoff und nimmt bei dieser Temperatur auch keinen neuen mehr auf, so daß ein besonderer Gasschutz sich erübrigt. Als nachteilig wird die Vorwärmung des Wassers auf die notwendige Temperatur empfunden. Auch gehen mit dem Gasabzug ständig Dampfschwaden verloren. In neuerer Zeit finden Hochdruckentgaser immer mehr Anwendung. Auch wird häufig zur Sicherheit eine zweimalige Entgasung vorgenommen, wobei die eine Entgasungsanlage in der Niederdruckstufe, die andere in einer höheren Druckstufe eingegliedert ist. Um sämtliche selbst bei den üblichen Bestimmungsverfahren nicht mehr nachweisbare Sauerstoffreste abzubinden, werden geringe Mengen von Natriumsulfit zum Speisewasser gegeben und stets im Ueberschuß gehalten. Auch ist ein geringer Gehalt an Natriumphosphat zur Sicherheit gegen das Auftreten kleiner Härtereste erwünscht. Die für Kessel mittlerer Leistung geforderte Einhaltung der Alkalitätszahl läßt sich naturgemäß bei Hochdruckkesseln nicht einhalten. Erst Natronzahlen von unter 100 erlauben einen störungsfreien Betrieb. Meist liegen die Zahlen noch unter 50.

Ein anderer Weg, der Empfindlichkeit von Hochdruckkesseln bei Speisung von aufbereitetem salzhaltigem Wasser Rechnung zu fragen und etwa befürchtete Betriebsschwierigkeiten dabei zu umgehen, führt zur Aufstellung von D a m p f u m f o r m e r n (Abb. 4). Sie sind dort am Platz, wo der weitaus größte Teil des erzeugten Dampfes an Verbraucher abgegeben und nicht wieder durch Kondensation zurückgeführt wird. Dem Dampfumformer wird der vom Kessel erzeugte Dampf auf

dem Wege des Wärmeaustausches zugeführt, erzeugt hierbei Zweidampf¹, der an Verbraucherstellen abgegeben wird. Der Erstdampf wird dabei entweder kondensiert oder bei höherer Spannung zunächst zum Vorwärmen des Speisewassers oder des Entgasers benutzt, erst dann kondensiert und dem Kessel wieder zugeleitet. Etwa auftretende Kondensatverluste werden durch Aufstellung eines Verdampfers (s. Abb. 4) oder bei kleinen Anteilen, wenn keine Bedenken bestehen, durch aufbereitetes Wasser gedeckt (Abb. 5). Das umlaufende Kondensat bedarf ebenso wie bei anderen Kondensaten zur Sicherheit eines Zusatzes an Natriumphosphat, sofern nicht aufbereitetes phosphathaltiges Speisewasser mitgespeist wird. Ferner ist eine Entgasung des Wassers anzuraten, wie auch zur Abbindung des restlichen Sauerstoffs ein geringer Ueberschuß von Natriumsulfit unerlässlich ist, was bereits geschildert wurde.

Die Frage, ob die Aufstellung von Verdampfern oder einer Dampfumformeranlage bei Hochdruckkesseln die günstigste Lösung darstellt, ist dahingehend allgemein zu beantworten, daß bei Kondensatverlusten über 15 Prozent die Aufstellung eines Verdampfers wegen der zu großen Ausmaße nicht zweckmäßig erscheint. Ob in diesem Fall der Wasseraufbereitung mit oder ohne Kondensatzusatz oder dem Dampfumformer der Vorzug zu geben ist, hängt von der Empfindlichkeit der aufgestellten Kessel und von den Betriebsverhältnissen ab. Es sind eine Anzahl Kraftanlagen in Betrieb, von denen ein Teil mit Mischungen von Kondensat und aufbereitetem Wasser in wechselnden Anteilen arbeiten, während andere reines Kondensat unter Zusatz von Destillat speisen. Mit aufbereitetem Wasser werden heute noch mehrere Hochdruckdampfmaschinen gespeist, ohne daß dabei nachhaltige Störungen aufgetreten sind. Die Entwicklung der Speisewasseraufbereitung ist dabei noch nicht abgeschlossen. Es dürfte nicht einfach sein, durch chemische Fällungsaufbereitung allein ein kondensatähnliches Gemisch zu erreichen oder die störenden Salze im Kesselwasser soweit zu senken, daß mit diesem Wasser ohne Bedenken gefahren werden kann.

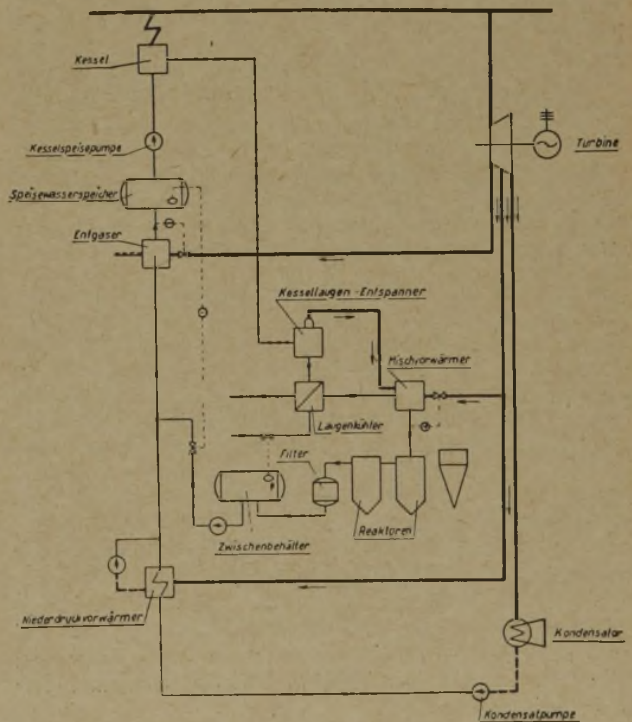


Abb. 5: Anordnung einer Speisewasseraufbereitungsanlage im Speisewasser- bzw. Kondensatmlauf

Zudem wird durch die Zugabe immer neuer Reagenzien zum Kessel die Wartung und Uebersicht der Anlage sehr erschwert und macht eine ständige Ueberwachung der Anlage erforderlich. Die chemischen Kurzprüfungen bei der Ueberwachung verlangen von dem Ausführenden eine gewisse Kenntnis der chemischen Umsetzung, so daß nur geschulte Kräfte zur Ueberwachung der Anlage eingesetzt werden können.

Die Aufbereitung des Wassers nach dem Wasserstoffaustauschverfahren scheint dem Ziel der völligen Entfernung der Salze aus dem Speisewasser nahezu kommen. Außerdem sind die Anlagen sehr elastisch und dauernd betriebsbereit sowie von der Beschaffenheit des Rohwassers ziemlich unabhängig. Da die Anlage infolge der hohen Austauschkraft der Filter-

masse kleiner als bei den üblichen Basenaustauschverfahren gehalten werden kann, dürften die Kosten der Erstellung nicht allzu hoch sein.

Die Verwendung von reinem Kondensat mit Zusatz von Destillat aus Verdampfern ist bei den meisten bisher erstellten Hochdruckdampfanlagen üblich und ihr Anteil dürfte in dem Maße zunehmen, je höher der Druck und je empfindlicher der Kessel gegen das Zusetzen von Rohren mit Salzen sowie gegen das Schäumen und Spucken ist. Besonders bei den empfindlichen Zwangsdurchlaufkesseln wird man nicht gut auf reines Kondensat verzichten können. Auch bei weniger empfindlichen Kesseln gelangt man immer mehr zu der Auffassung, daß die Speisung mit aufbereitetem Wasser zwar möglich ist, daß aber die Versorgung mit Kondensat immer noch die wirtschaftlichste Lösung darstellt.

Über das Versalzen und Verkieseln von Überhitzern und Turbinen durch Kesselwassersalze und Abhilfemaßnahmen

Von Dr. phil. A. Splittgerber, Berlin

Versalzungen im Überhitzer und im Hochdruckteil der Turbinen sind nach unseren bisherigen Erfahrungen bei allen Kesselwassertemperaturen und Dampfdrücken möglich, sowohl bei Speisung der Kessel mit salzhaltigem als auch mit salzfreiem Wasser; im letzteren Fall vergeht nur mehr Zeit bis zur fühlbar werdenden Versalzung. Dieses Auftreten von Versalzungen in Überhitzern und Turbinen wird nun schon seit vielen Jahren beobachtet, ohne daß aber diese Tatsache bei den damaligen Kesselwasser- und Überhitzertemperaturen große Beunruhigung hervorgerufen hat. Erst beim Übergang zum Hochdruck traten Betriebsschwierigkeiten auf, die Abhilfe erforderten.

Ein geringer, häufig nur ganz minimaler Teil der im Kesselwasser enthaltene Salze wird stets vom Dampf mitgerissen. Wenn nun auch diese Menge nur klein sein mag, so kommen doch bei dem Dampfumsatz großer Turbinen ganz erhebliche Ablagerungen zustande, sofern diese Maschinen lange genug ohne Auswaschen in Betrieb bleiben. Das vielfach vorkommende Stillsetzen der Anlagen an Sonntagen bewirkt z. B. stets ein wenn auch unbeabsichtigtes Auswaschen von Überhitzern und Turbinen, so daß in solchen Betrieben die Versalzungen nicht stören und daher auch nicht bemerkt werden. Beim Durchfahren auch über die Sonntage können aber Versalzungen auch bei Speisung der Kessel mit salzärmsten Wässern eintreten, wenn die Turbinen wirklich geraume Zeit lang ununterbrochen laufen.

Wenn z. B. die Ingenieurversuchsanstalt der Universität Illinois annimmt¹⁾, daß bei einem Salzgehalt des Kesselwassers von nur 300 mg/l = 0,03° Bé vom Dampf 0,1% Salz mitgerissen werden, so enthält der Dampf in der Turbine 0,3 mg je kg an Salz. Eine solche anscheinend durchaus zu vernachlässigende Menge jagt aber doch bei einer Turbine von 50 000 kW und einem Dampfumsatz von 500 t/h während der 24 Tagesstunden insgesamt 3,6 kg feste Bestandteile durch die Turbinen hindurch, wovon sich 10% = 0,36 kg auf den Schaufeln ablagerten, so daß die Leistung der Maschine innerhalb etwa eines Monats um 20% sank. Das 91-atü-Kraftwerk in Lakeside hat schon im Jahre 1927 nach Anderson beobachtet²⁾, daß dort bei 800 mg/l Salzgehalt im Kesselwasser im Zeitraum von nur 1½ Tagen eine 30%ige Leistungsabnahme der 84-atü-Turbine aufgetreten war.

Im Kraftwerk Long-Beach³⁾ sank infolge Versalzung die obere Grenzleistung der Turbine um 2½% je Monat. Den Leistungs- und Druckabfall in einer anderen 10 000-kW-84-atü-Turbine des Kraftwerks North-East²⁾ in Abhängigkeit vom Schaufelbelag zeigt Abb. 1. Der Belag fiel hier z. T. infolge der Abkühlung beim Stillstellen ab.

Sehr interessant ist ein Fall in einem deutschen Kraftwerk, wo bei Kesselwasserdichten von 0,16° bis herunter zu 0,03° Bé entsprechend rund 1600—300 mg/l Salzgehalt im Kesselwasser, also bis herab auf den Salzgehalt des vorher gebrachten amerikanischen Beispiels, die durch die Gewichtseinheit Dampf aus dem Salzgehalt des Kesselwassers mitgerissenen Salzmenge prozentual sich nicht änderten, ganz gleichgültig, welcher Salzgehalt im Kesselwasser herrschte. Stets fanden sich 0,06%, genau 0,07—0,055%, dieser Salzmenge im Dampf wieder, also prozentual noch etwas weniger

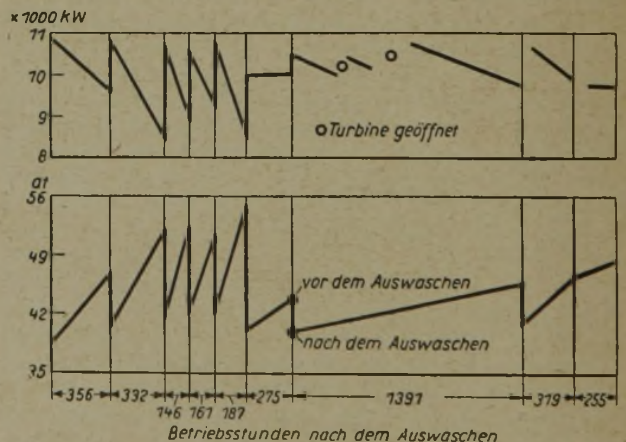


Abb. 1: Leistung und Druckverlust einer Hochdruckturbine, abhängig vom Salzbelag der Beschaufelung (10 000-kW-84-atü-Turbine, Kraftwerk North-East)

als bei dem amerikanischen Versuch. Die naturgemäß bei höherem Salzgehalt auch entsprechend höhere absolute Gewichtsmenge an Salz in der Tonne Dampf ist daher in unserem deutschen Beispiel eine mathematisch-physikalische Funktion des jeweiligen Salzgehaltes im Kesselwasser.

Scharf zu trennen von diesen Versalzungen sind die ausgeprägten Verkieselungen der Turbinenschaufeln

¹⁾ Nach L. Evolution des grandes centrales thermiques, Sonderheft. Science et Industrie 1938, S. 147; Bericht in „Wärme“ 1938, Bd. 61, H. 41, S. 745.

²⁾ Sonderausgabe Heft Nr. 28 (1930), S. 167—176, der Mitteilungen der Vereinigung der Großkesselbesitzer (VGB.).

im Temperaturbereich zwischen 300 bis 260°, die nur durch kiesel-säurehaltige Wässer, nicht durch kiesel-säurefreie Kondensate hervorgerufen werden.

Die chemische Zusammensetzung der Ablagerungen in Überhitzern und Turbinen kann also ganz verschieden sein, obgleich für beide Arten, Versalzen und Verkieseln, die Feststellung zutrifft, daß es sich um Salze aus dem Kesselwasser handelt.

Schon vor Jahren war festgestellt worden, daß die Sulfate und Phosphate des Kesselwassers, also z. B. das Glaubersalz oder das Natriumphosphat, sich ganz anders verhalten als die sonstigen im Wasser gelösten Salze. Glaubersalz kann bevorzugt aus dem Kesselwasser mitgerissen werden, bleibt aber dann sozusagen restlos schon im Überhitzer stecken:

In einem Falle z. B.³⁾ konnte vor 10 Jahren an einem 120-atü-Löffler-Kessel festgestellt werden, daß die schäumungsfördernde Gegenwart von Glaubersalz bei gleichzeitigem Vorhandensein von feinstverteilten Schwebestoffen in unverhältnismäßig hohem Maße Glaubersalz zusammen mit den mitgerissenen Wassertropfen überreißt, und zwar so stark, daß unter bestimmten Voraussetzungen sogar eine Verminderung des Kesselinhaltes an Sulfaten eintritt. Bei einer Durchprüfung hatte ein an und für sich fast sulfatfreies, aus Destillat und Kondensat bestehendes Speisewasser mit allerdings 0,8—1,4° Resthärte bei der Eindickung im Kessel auf höchstens 3800 mg/l Abdampfückstand und bei Natronzahlen zwischen nur 10—50 infolge der Ausscheidung der Resthärte in feinsten Verteilung im Kesselinnern fast den ganzen Sulfatgehalt, der dem Kesselwasser aus besonderen Versuchs-rücksichten absichtlich in Form von Natriumsulfatlösung bis zu einer rechnermäßigen Eindickung auf 5500 mg/l Na₂SO₄ zugeführt worden war, bis auf einen zurückbleibenden Rest von 170 mg/l Na₂SO₄ mit übergerissenen, und zwar ausschließlich in den Überhitzer hinein. Das verdichtete Heißdampf-kondensat dagegen war fast völlig sulfatfrei. Diese damals nur als Tatsache niedergelegte Feststellung gewinnt heute im Zusammenhang mit den neuen Beobachtungen über die Turbinenversalzung ganz besondere Bedeutung.

Parallelversuche am gleichen Kessel mit absichtlicher Zugabe von Kochsalzlösungen (anstatt Glaubersalz) zu dem gleichfalls ursprünglich fast chloridfreien Speisewasser bis zur Eindickung auf 3200 mg/l NaCl (wiederum bei Natronzahlen zwischen 10 und 50) liefen übereinstimmend im Saldampf- und im Heißdampf-kondensat nur 4 mg/l NaCl wiederfinden. Soweit also Kochsalz überhaupt vom Dampf mitgeführt wird, geht es restlos durch den Überhitzer hindurch und mit dem Heißdampf weiter bis in die Turbine.

Weiterhin erlauben die damaligen Versuche noch die Folgerung, daß die Anwesenheit von Öl und von freiem Alkali unter den gleichen Versuchsbedingungen ebenfalls das Wassermittreiben gefördert hat.

Der andere Fall betrifft die 91-atü-Kraftanlage in Lakeside. Hier hat Anderson²⁾ gefunden, daß auch ohne das geringste Schäumen und Spucken selbst bei Speisung von salzärmstem Wasser (Destillat und Kondensat mit ganz geringen Zusätzen von Sulfid und alkalischem Phosphat) geringe Mengen wasserlöslicher Salze mit übergehen, die sich unterwegs in die einzelnen Salze trennen, derart, daß wiederum das aus Sulfid gebildete Sulfat ausschließlich im Überhitzer, das Ätznatron und Silikat dagegen in der Turbine abgeschieden wird.

Das vorher schon gestreifte Kraftwerk Long Beach fand z. B. im Turbinenbelag 61% Kochsalz und 28% Soda sowie 11% Kieselsäure, wobei man zu der Annahme berechtigt ist, daß die vorgefundene Soda ursprünglich

im Dampf als Ätznatron enthalten gewesen ist, daß also, anders ausgedrückt, der Turbinenbelag 66% Kochsalz und 21% Soda neben 13% Kieselsäure in frischem Zustand enthalten hat. Demgegenüber enthält der Überhitzerbelag 81% Glaubersalz, ein Beweis dafür, daß die Zusammensetzung des ursprünglichen Kesselwasser-Salzgemisches durch das vorhergegangene Abtrennen eines oder mehrerer Neutralsalze auf dem Wege bis zur Turbine hin sich an Kochsalz und Natronlauge angereichert hat.

Umfangreiche Untersuchungen der Vereinigung der Großkesselbesitzer, die in ihren Anfängen schon viele Jahre zurückliegen, haben gleichfalls erkennen lassen, daß mit steigenden Drücken und damit steigenden Temperaturen bestimmte Salze bevorzugt mit dem Dampf den Kessel verlassen (Abb. 2). Wie man hier sieht, liegt die Grenze, von der ab der Anstieg verhältnismäßig steil erfolgt, bei etwa 100 atü entsprechend 310°. Von den im Kessel-

wasser vorhandenen Salzen gehen in besonders starkem Maße Kochsalz NaCl und Ätznatron NaOH in den Dampf über. Es hat bis heute noch nicht eindeutig geklärt werden können, wie dieses Übergehen erfolgt, wobei natürlich ein Mitreißen von Kesselwasser mit seinen gelösten Bestandteilen ausgeschlossen werden muß. Eine Salzverdampfung kann nach den rechnermäßigen Untersuchungen von Koch⁴⁾ nur zu einem Bruchteil erfolgen; wahrscheinlich ist, daß der hochgespannte Dampf infolge seiner größeren Dichte ein höheres Lösungsvermögen besitzt.

Schon vor Koch hatte Klein-hans⁵⁾ versucht, die Unmöglichkeit einer Salzverdampfung durch das Raoult'sche Gesetz nachzuweisen. Aber dieser Versuch muß auf Grund der Arbeiten von Koch als mißlungen bezeichnet werden. Immerhin kommt aber auch Koch unter Anwendung der Duhem'schen Gleichung doch zu dem gleichen Ergebnis wie Klein-hans, daß, wenn auch offenkundig Schäumen oder Spucken nicht in Betracht kommt, ein gewisser Teil des Salzgehaltes auf Grund der anscheinend nicht zu vermeidenden Dampffuchtigkeit entstehen muß. Rechnungsgemäß ergibt schon eine Feuchtigkeit von nur 0,1% bei einem Salzgehalt des Kesselwassers von 2000 mg/kg einen Salzgehalt von 2 mg/kg im Dampf.

Die Abscheidung des Salzes im Überhitzer erfolgt aus einer übersättigten Lösung, deren Entstehen in einem Überhitzer leicht möglich ist, und zwar ist der Ort der Ablagerung durch die bei einer bestimmten Temperatur gegebene Löslichkeit des betreffenden Salzes bedingt. An einem Zwangdurchlaufkessel wurden diese Verhältnisse bei Drücken von 30 bis 140 atü näher untersucht. Es zeigte sich hierbei, daß verschiedene Umstände von Einfluß sind⁶⁾: zunächst die physikalisch-chemischen Eigenschaften, d. h. die Schmelztemperatur und die Kristallform der einzelnen Salze. Bei Salzen, deren Schmelzpunkt unterhalb oder nahe der Verdampfungstemperatur im Kessel liegt, bildet sich praktisch keine Ablagerung in fester Form im Überhitzer,

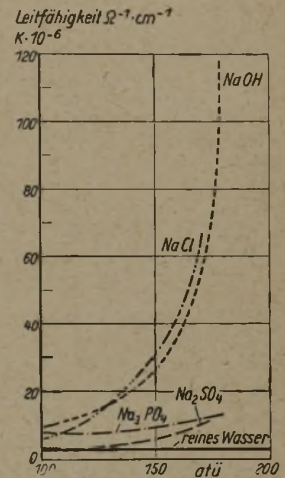


Abb. 2: Versuche über das Übergehen verschiedener Salze (Dichte 70 g/l)

¹⁾ Mittlg. Forschungsanstalten GHS.-Konzern 1937, Bd. 5, H. 6, S. 156, und H. 8, S. 206—212, VDI-Verlag, Berlin

²⁾ Arch. Wärmew. 1936, Bd. 17, S. 127.

³⁾ Nach russischen Berichten.

eine Erscheinung, die z. B. bei NaOH (Ätznatron) bei Drücken über etwa 100 atü beobachtet wurde. Salze mit Kristallwasser, wie Glaubersalz, neigen stärker zur Abscheidung als solche ohne Kristallwasser, z. B. Kochsalz. Maßgebend ist ferner die absolute Salzmenge selbst und die Zusammensetzung der Salze. Bei gleichzeitiger Anwesenheit von Salzen mit verschieden starker Neigung zum Ablagern ändert sich nicht nur die Gesamtmenge, sondern auch der Ausscheidungsgrad der einzelnen Bestandteile. Diese Verhältnisse gehen aus der Abb. 3a hervor.

Herrscht z. B. die Natronlauge gegenüber dem Glaubersalz vor, so tritt eine geringfügigere Herabsetzung

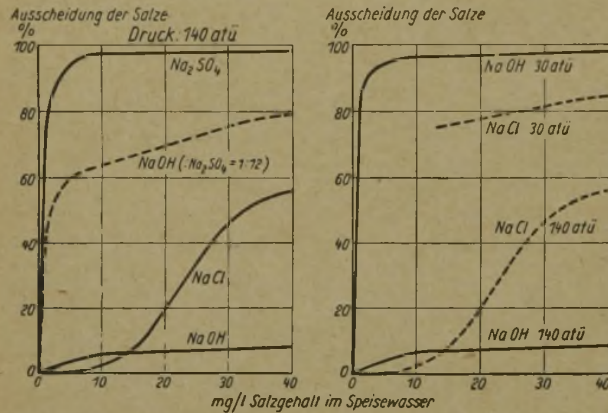


Abb. 3: Salzablagerungen in dem Kessel und Ueberhitzer eines Zwangdruckkessels

der Ausscheidung des Sulfates ein, als wenn dieses nur allein vorhanden wäre; es wird offenbar ein kleiner Anteil, von flüssigem Ätznatron umhüllt, durch den Überhitzer hindurchgerissen. Ist jedoch umgekehrt mehr Glaubersalz-Na₂SO₄ vorhanden, so wird bei dem eingezeichneten Verhältnis von 1:12 nicht nur dieses nahezu vollständig, sondern auch ein erheblicher Anteil Natronlauge in fester Form abgeschieden.

Schließlich sind von Einfluß der Dampfdruck und in allerdings verhältnismäßig geringem Maße die Dampfgeschwindigkeit. Wie aus der Abb. 3b zu erkennen ist, steigt die Ausscheidung der Salze im Überhitzer bei niedrigeren Drücken sehr stark an. Das hängt mit der niedrigeren Temperatur und der geringeren Dichte und Zähigkeit des Dampfes zusammen.

Anderson²⁾ machte sich schon Gedanken über die artliche und mengenmäßige Verschiedenheit der Ablagerungen; sie kommt ihm aber so unwahrscheinlich vor, daß er seine Zuflucht zu einer ganz merkwürdigen Erklärung nimmt. Er sagt nämlich, daß aus dem Turbinenbelag schon ein Teil der wasserlöslichen Verbindungen herausgewaschen worden sei, während beim Überhitzerbelag alle wasserlöslichen Bestandteile mit untersucht worden seien. Diese Überlegung kann aber schon deshalb nicht das Richtige darstellen, weil auch von den noch gefundenen Turbinenbelägen ein erheblicher Anteil wasserlöslich ist, und weil zudem nicht angenommen werden kann, daß ausschließlich die Sulfate durch den kondensierenden Dampf herausgelöst werden, die gleich gut löslichen Alkalien aber zurückgeblieben wären.

So hat die Anwesenheit von Glaubersalz, das nicht nur gegen allgemeine Korrosionen des Werkstoffes von Trommeln und Rohrnetz schützt⁷⁾, sondern nach neueren Feststellungen von Kaifling auch die bekannte Zerstörung von Siederohren durch Dampfspaltung auf

jeden Fall mildert, wenn nicht ganz verhindert, leider auch Nachteile, und zwar nicht nur eine schäumungsfördernde Wirkung, sondern viel mehr noch das Mitreißen in den Überhitzer, woraus sich nun „auch die Unzweckmäßigkeit der Empfehlungen von Straub⁸⁾ ergibt, den Sulfatgehalt im Kessel- bzw. Speisewasser künstlich zu überhöhen, um die Turbinenversalzung zu vermeiden, denn man würde die Schwierigkeiten nur in den Überhitzer verlegen“.

Die Frage des Salzmitreifens ist im Laufe der letzten Jahre sehr ausführlich in Amerika behandelt worden. Straub⁸⁾ zeigte dabei, wie vom Dampf mitgerissenes Kochsalz oder Glaubersalz bei Überschreitung bestimmter Temperaturen trocken, staubförmig wird, während konzentrierte wässrige Lösungen von Ätznatron schon bei gewöhnlichem Druck, vielmehr aber noch bei erhöhtem Druck sehr hoch sieden. Abb. 4 läßt erkennen, daß z. B. eine Lösung von 75% NaOH unter einem Druck von 45 atü bei 350° verdampft, eine Lösung von 90% NaOH beim gleichen Druck aber erst bei 450°. Auf Grund dieser von unserer Geschäftsstelle selbst nachgeprüften und als richtig befundenen Kurve (Abb. 5) sind daher auch bei hohen Überhitzertemperaturen im mitgerissenen Ätznatron immer noch 25—10% Wasser enthalten. Im chemischen Sinne ist daher dieses Ätznatron noch eine Lösung. Wenn nun bei der Dampfdehnung in der Turbine die Sättigungslinie des Wasserdampfes unterschritten wird, so nimmt das Ätznatron zunächst weiter Wasser auf. Mit seinem Wassergehalt von 25—10% befindet sich nun das Ätznatron

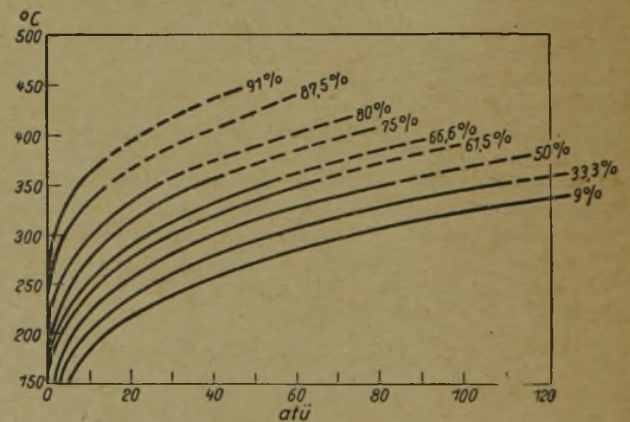


Abb. 4: Siedepunkte wässriger NaOH-Lösungen hoher Dichte bei wechselnden Drücken (nach F. G. Straub)

in einem zähflüssigen oder pastenförmigen Zustand und klebt an den Turbinenschaufeln fest, wenn es im Wassertropfen durch den Dampf mitgenommen wird. Die anderen Salze, die bei den gleichen Temperaturen schon zum Teil als feiner Staub mitgehen, werden an der Paste festkleben, aber nicht notwendigerweise in dem anteiligen Verhältnis, in dem sie in einem Kesselwasser vorhanden waren. Diese Salze lösen sich aber wieder zusammen mit dem Ätznatron, wenn die Dampftemperatur unter die Sättigungslinie gesenkt wird. Würde man nach dem Vorschlage von Straub⁸⁾ im Kesselwasser ein Natronlauge-Glaubersalz-Verhältnis von mindestens 1:4,4 erzeugen, so würde theoretisch bei solchem Überschuß an Glaubersalz die dicke Natronlaugepaste im Überhitzer äußerlich vollkommen eingehüllt und dadurch trocken werden, so daß sie an den Schaufeln nicht mehr festkleben könnte.

7) a) Forschungsarbeiten H. 295. Festgabe an Carl von Bach, VDI-Verlag, Berlin, 1927, S. 7—17; b) Arch. Wärmew. 1928, Bd. 9, H. 6, S. 165—169.

8) a) Transact. Amer. Soc. Mech. Engrs. 1935, S. 447; b) Combustion Dezember 1935, S. 23—37.

Diesem Vorschlag steht aber das schon behandelte Verhalten des Glaubersalzes, das zum größten Teil schon im Überhitzer steckenbleibt, entgegen.

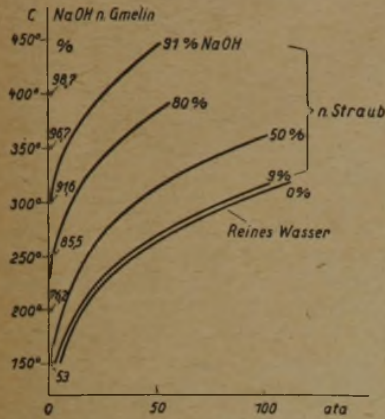


Abb. 5: Dampfdrucke über NaOH-Lösungen bei verschiedenen Temperaturen (nach Straub)

Die soeben behandelten Straubschen Ausführungen sind nur zu einem Teil zufriedenstellend und bringen keine Aufklärung aller bisher unklaren Punkte. Hier kommt uns nun die „Glatteistheorie“ von M. Werner (IG. Leverkusen) zu Hilfe: Sind Salzanteile in flüssiger Form, also als Nebel, im Dampf vorhanden,

so werden sie auf den kälteren Turbinenschaufeln als fest haftender Überzug abgeschieden, ähnlich wie Regen auf gefrorenem Boden als Glatteis haften bleibt. Liegt dagegen der Schmelzpunkt der Salzanteile über der Dampftemperatur, so werden sie bei der hohen Dampfgeschwindigkeit und dem nahezu tangentialen Auffall auf die Turbinenschaufeln nicht kleben bleiben. Diese Auffassung bleibt auch noch gültig, wenn die Salzanteile infolge ihrer hohen Verdünnung und ihres Teildrucks in der Gasform vorliegen. Dann sollen allerdings die Salzanteile des Dampfes auf den Turbinenschaufeln als „Rauhreif“ abgeschieden werden, und zwar genau wie dieser in so lockerer Form, daß sie nicht festhaften und sofort wieder abgeschleudert würden. Zwischen den beiden Endzuständen bestehen natürlich Übergangsfälle, in denen die Salze dann an den Turbinenschaufeln nicht festkleben, wenn der geschmolzene Anteil verhältnismäßig gering ist, ähnlich wie ein aus einer Spritzpistole abgeschossener Anstrich an einer glatten Eisenoberfläche nicht haften wird, wenn der Bindemittelanteil entsprechend niedri-

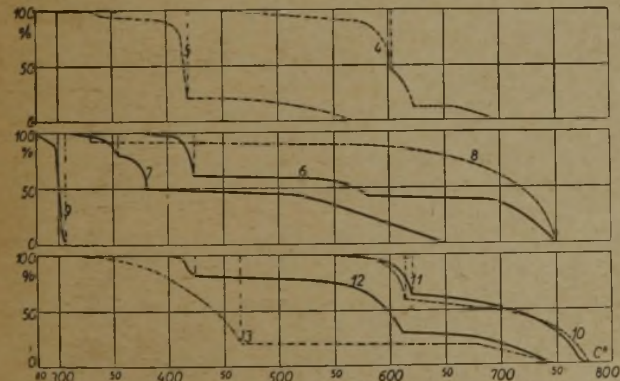


Abb. 6: Schmelz- bzw. Erstarrungskurven: Abhängigkeit des erstarrten Salzanteils von der Temperatur

- Kurve 4: Gemisch aus 122 Tl. NaCl, 126 Tl. Na₂SO₄, 20 Tl. NaNO₃, 10 Tl. SiO₂ und 4 Tl. Na₃PO₄
- Kurve 5: Gemisch aus 62 Tl. NaCl, 119 Tl. Na₂SO₄ und 10 Tl. NaOH
- Kurve 6: Gemisch aus 120 Tl. NaCl, 10 Tl. Na₂SO₄, 10 Tl. SiO₂ und 6 Tl. NaOH
- Kurve 7: Gemisch aus 122 Tl. NaCl, 126 Tl. Na₂SO₄, 20 Tl. NaNO₃, 10 Tl. SiO₂, 80 Tl. NaCH₃, 4 Tl. Na₃PO₄ und 60 Tl. Na₂CO₃
- Kurve 8: Gemisch aus 120 Tl. NaCl und 19,5 Tl. NaOH
- Kurve 9: Gemisch aus gleichen Teilen NaCl, Na₂SO₄ und NaOH
- Kurve 10: Gemisch aus 120 Tl. NaCl, 10 Tl. Na₂SO₄, 10 Tl. SiO₂ und 6 Tl. Na₃PO₄
- Kurve 11: Gemisch aus 120 Tl. NaCl, 10 Tl. Na₂SO₄, 10 Tl. SiO₂ und 6 Tl. Na₃HPO₄
- Kurve 12: Gemisch aus 60 Tl. NaCl, 10 Tl. Na₂SO₄, 10 Tl. SiO₂ und 6 Tl. NaOH
- Kurve 13: Gemisch aus 120 Tl. Na₂SO₄ und 10 Tl. NaOH

ger ist. Man muß also durch sachgemäße Behandlung im Speisewasser und Kesselwasser ein Salzgemisch erzeugen, dessen wesentliche Anteile nicht im Temperaturbereich der Überhitzung schmelzen bzw. nicht im Temperaturbereich der Dampfdehnung in der Turbine erstarrten.

Durch Ermittlung des Schmelzbereiches von Salzgemischen (Abb. 6) wurde nun festgestellt, daß ein aus gleichen Teilen von Kochsalz, Glaubersalz und Ätznatron bestehendes Salzgemisch (Kurve 9) ganz besonders ungünstig ist, da seine Schmelze einheitlich erst bei 300° erstarrt. Ihm folgt das Gemisch aus der Kurve 7, von dem bei etwa 380° erst 50% erstarrt sind; der Rest kristallisiert sogar erst bei etwa 350°. Auch die Eutektika der Gemische 5 und 6 kristallisieren bei rund 420°, für einen Hochdruckkessel reichlich tief. Selbst eine Mischung nach Kurve 13, die gemäß den Straubschen Befunden (4,4 Glaubersalz auf 1 Ätznatron) keine klebenden Eigenschaften mehr haben sollte, besitzt noch einen erheblichen, unterhalb 500° nicht erstarrten Anteil.

In Übereinstimmung mit Straub geht aber aus den Zahlen von Werner die nachteilige Wirkung von Ätznatron klar hervor. Man soll daher schon bei der Speisewasseraufbereitung versuchen, Ätznatron und Soda zu entfernen, letztere deshalb, weil aus ihr bei höherer Temperatur (Abb. 7) durch Kohlensäureabspalten ebenfalls Ätznatron entsteht (vgl. dazu weiteres unten).

Wird die Natronlauge mit Schwefelsäure oder Salzsäure restlos abgestumpft, so weist das auf diese Weise entstehende neue Salzgemisch (Kochsalz und Glaubersalz allein) einen Schmelzpunkt von über 623° auf.

Den größten Vorteil würde nach Werner eine Abstumpfung der Natronlauge mit Phosphorsäure

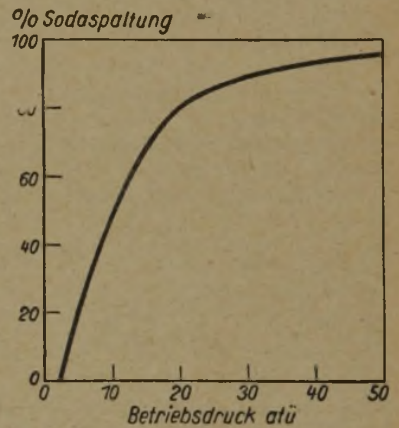


Abb. 7: Sodaspaltung im Kesselwasser in Abhängigkeit vom Betriebsdruck

bringen. Hier entsteht ein phosphathaltiges Dreistoffsystem mit einem Schmelzpunkt von etwa 550° gegenüber vorher 300°. In diesem Dreistoffsystem mit Phosphat ist sogar ein mäßiger Überschuß an Ätznatron nicht mehr schädlich.

Im übrigen soll ein gewisser Überschuß an Ätznatron auch noch aus folgendem Grunde stets vorhanden sein: Durch eine restlose Wegnahme der letzten Spur Ätznatron durch Säureimpfung ist sehr leicht die Fehlermöglichkeit gegeben, daß sich neben Trinatriumphosphat auch noch Dinatriumphosphat bildet, das bei gleichzeitigem Vorhandensein von Sulfaten oder Chloriden bei hoher Wassertemperatur Schwefelsäure oder Salzsäure in Freiheit setzen kann. Für die Durchführung einer solchen Säurebehandlung besitzt die IG. Farbenindustrie einen vorläufigen Patentschutz durch Auslegung der Patentanmeldung I. 51 627⁹).

Als weiteres Abstumpfungsmittel für einen Ätznatronüberschuß könnte theoretisch auch noch die Chromsäure in Frage kommen, die bekanntlich korrosionshemmend wirkt.

⁹) Kl. 85 b 1/01, angemeldet 7. 2. 1935, ausgelegt 12. 8. 1937.

Unter Beobachtung aller Untersuchungsergebnisse entsteht so ein neues Patent¹⁰⁾ der IG. Farbenindustrie, nach welchem die Aufbereitung von Wasser zur Dampferzeugung von Hochdruckdampfturbinen mit einem bekannten Mittel oder mehreren solcher (wie Basenaustauscher, Phosphaten, Chloriden, Bariumverbindungen, Ätzkalk, Sulfit) unter Einhaltung solcher Mengenverhältnisse durchführbar wird, daß die im enthärteten Wasser verbleibenden Salze einen Schmelzpunkt besitzen, der entweder oberhalb oder unterhalb der Grenzen des in den Dampfturbinen vorkommenden Temperaturunterschiedes von etwa 150 bis 500° liegt. Die vom Dampf mitgerissenen Salzteilchen durchqueren dann die Turbine entweder in völlig starrem oder in völlig geschmolzenem Zustande, ohne an den Schaufeln zu haften und Verkrustungen zu bewirken.

Gegen Werners Glätteistheorie ist schon eingewendet worden, daß nach ihr die Zusammensetzung der Salze des Kesselwassers und diejenige der auf der Turbinenbeschaufelung abgeschiedenen Salze die gleiche sein müsse. Hierzu sagt Werner folgendermaßen:

„Erstarren drei Salzgemische in einem Temperaturbereich, so müssen, da sich die Zusammensetzung der Gemische durch Primär-, Sekundär- usw. -ausscheidungen dauernd ändert, die Salzablagerungen vom Überhitzer bis hinter die Turbine fortlaufend andere Zusammensetzung haben. In Übereinstimmung hiermit findet man Salzablagerungen im Überhitzer und in der Leitung zur Turbine, die sehr reich an Kochsalz und Glaubersalz sind und primär bei hohen Temperaturen kristallisieren, aber keine alkalischen Salze. Ferner überwiegen — abgesehen von der Kieselsäure — in den bei tiefen Temperaturen abgeschiedenen Salzverkrustungen der Turbinenschaufeln niedrig schmelzende alkalisch reagierende Salze. Die Verschiedenheit der Salzzusammensetzung unterstreicht daher die Theorie noch.“

Die bisher besprochenen Abscheidungen sind wasserlöslich und müßten daher nach oberflächlichen Überlegungen sich durch Wasser (bzw. Dampf) auswaschen lassen. Das dabei angewandte Verfahren zeigt die Abb. 8.

Aber schon einige amerikanische Mitteilungen²⁾ machen darauf aufmerksam, daß auch wasser unlösliche Verbindungen vorhanden waren, die also wohl nachträglich durch Umsetzungen entstanden sein müßten.

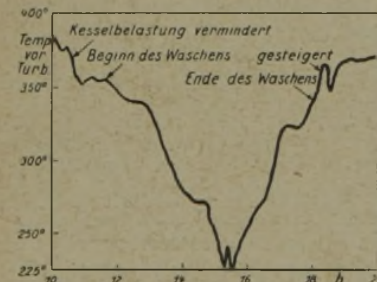


Abb. 8: Verfahren zur Turbinenauswaschung

Im Kraftwerk North East wurden in den letzten Schaufelreihen der 10 000-kW/84-atü-Turbine Eisen- und Aluminiumsilikate gefunden. Der Leistungs- und Druckabfall in der Turbine in Abhängigkeit vom Schaufelbelag ist aus der Abb. 1 ersichtlich

gewesen. Aus deutschen Werken gibt zuerst H. Richter aus einem Berliner Kraftwerk bekannt, daß dort seit Jahren regelmäßig beim Öffnen der Turbinen ein geringer Salzbelag auf den Turbinenschaufeln und Schaufelrädern gesehen wird, ohne Rücksicht auf die Höhe der Natronzahl. Der Salzbelag bestand in der Hauptsache aus Soda und Kochsalz sowie 1/2% Natrium-

phosphat; auf Kieselsäure ist nicht geprüft worden, wohl in der Annahme, daß in dem aus Kondensat und Destillat bestehenden Speisewasser keine Kieselsäure enthalten sein kann.

In der 117-atü-Kesselanlage der IG. Farbenindustrie AG. in Werk Ludwigshafen wurde bei einem Durchschnittsalzgehalt des Dampfes von 3,2 mg/l die Vorschaltturbine auch noch in geringem Maße versalzen; immerhin konnte der Zeitraum zwischen zwei Auswaschungen auf mindestens vier Monate verlängert werden. Hier in Ludwigshafen ist, selbst bei nur 3 mg/l Gesamtsalzgehalt im Dampf, das allmähliche Versalzen der Turbine beobachtet worden, während in Mitteldruckanlagen bei gleichem Ausgangskesselwasser solche Ablagerungen noch nicht eingetreten sind. Dabei hat sich im Laufe von 4000 Betriebsstunden

trotz mehrfachen Auspülens mit feuchtem Dampf auf den Leitschaufeln des Zwischendeckels ein Belag abgesetzt, der zu 96,9% aus SiO₂ bestand, sehr fest haftete und durch mehrstündiges Auskochen mit Wasser bei 100 bis 120° weder gelöst noch erweicht werden konnte.

Schuld an diesen betriebsungünstigen Auswirkungen trägt die Kieselsäure, die nunmehr einer besonderen Betrachtung unterzogen werden muß.

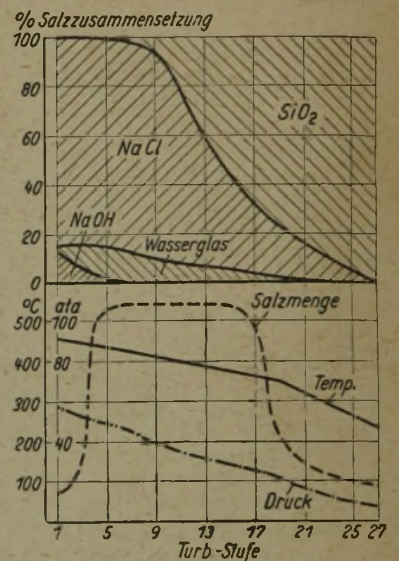


Abb. 9: Salzzusammensetzung auf den Schaufeln einer Gegendruckturbine 120 atü 500°

Die Abb. 9 zeigt die Mengen, die Verteilung und die Zusammensetzung von Salzablagerungen auf den Schaufeln einer Gegendruckturbine. Über den einzelnen Stufen sind die dort herrschenden Drücke bzw. Temperaturen und die jeweils ermittelte Zusammensetzung des Belages aufgetragen. Es sei gleich betont, daß es sich hierbei nicht um irgendeinen Einzelfall handelt, sondern das Bild grundsätzlich die Verteilung der Salze wieder, wie sie bei der Untersuchung von verschiedenen Schaufelbelägen übereinstimmend ermittelt wurde.

Festgestellt wurde Natronlauge, Wasserglas, Kochsalz und Kieselsäure, nicht aber Glaubersalz. Während die drei ersten Bestandteile wasserlöslich sind und durch Auswaschen der Turbine in der bekannten Weise entfernt werden können, kann die festhaftende wasserunlösliche Kieselsäure, deren Ausscheidung in größeren Anteilen bei Temperaturen etwa von 200—150° abwärts erfolgt, nur durch Abkratzen, Abblasen z. B. mit Flugasche oder durch Waschen mit 10- bis 20prozentiger heißer Natronlauge entfernt werden.

Die Spüleinrichtung einer Gegendruckturbine zur Beseitigung der SiO₂-Ansätze wird in Abb. 10 gezeigt.

Die verschmutzten Niederdruckturbinen wurden zunächst durch Einhängen der ausgebauten Läufer in heiße, starke Natronlauge gereinigt. Das Verfahren wird auf die Dauer zu zeitraubend und vielleicht auch nicht unbedenklich, so daß man entsprechend einem Vorschlag von Speidel (IG., Höchst) in die zu

¹⁰⁾ Franz. Pat. Nr. 802 429 v. 26. 2. 1936, ausgegeben 4. 9. 1936, deutsche Priorität 26. 2. und 23. 7. 1935; vgl. Chem. Zentralbl. 1936, II, S. 3829.

diesem Zweck abgestellten, noch betriebswarmen Turbinen ein Gemisch von Dampf und Natronlauge einblies. Dieses Dampfgemisch wird erzeugt durch Zer-

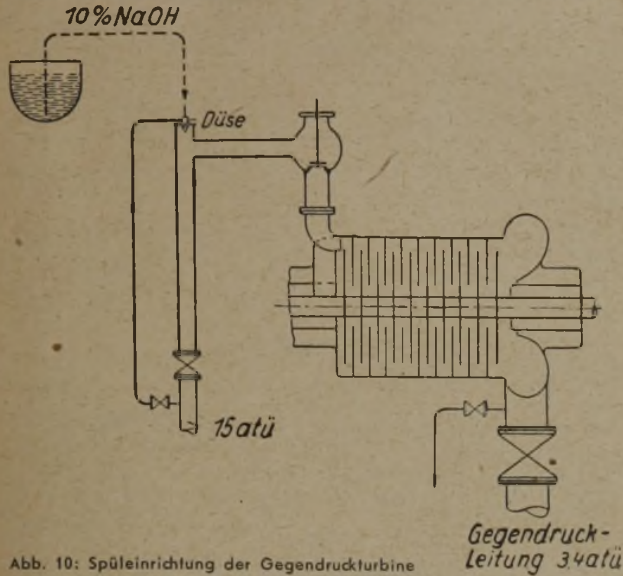


Abb. 10: Spüleinrichtung der Gegendruckturbine

stäuben von 10prozentiger Natronlauge mit 15 atü Dampf in einer Nubilosa-Düse. Der Abdampfschieber ist dabei geschlossen, und der Druck im Turbinengehäuse wird durch Drosselung der Entwässerung auf 0,5 atü gehalten. Nach einer Waschzeit von 3 bis 4 Stunden sind die Krusten in befriedigendem Maße gelöst. Der Radkammerdruck erreicht nach kurzer Laufzeit wieder die Regelwerte. Beschädigungen an Schaufeln oder sonstigen Teilen treten nicht auf.

Bei Abb. 9 war betont worden, daß es sich bei der Verteilung der Salzablagerungen auf den Turbinenschaukeln nicht um einen einzelnen Fall handele. Einen Beweis dafür gibt die weitere eingehende Prüfung der Ausscheidungen in einer versalzten und verkieselten 6000-kW-Turbine, die bei voller Ausnutzung 55 t/h Dampf von 56 atü und 430° Überhitzung verarbeitet; angezapft werden 12—15 t/h bei der 9-atü-Stufe, 28 bis 35 t/h bei der 2-atü-Stufe, der Rest wird kondensiert. Hier hatte sich in Übereinstimmung mit bisherigen Beobachtungen an Hochdruckturbinen über 50 atü im Hochdruckteil ein stark salziger, alkalischer, zum Teil klebriger Belag angesetzt, während nach dem Niederdruckteil hin sich immer mehr wasserunlösliche Kieselsäure vorfand. In der Abb. 11 ist die mengenmäßige Verteilung und chemische Zusammensetzung der Ablagerungen an den einzelnen Entnahmestellen in Verbindung mit den jeweils gegebenen Drücken und Temperaturen zusammengefaßt.

Auf die unterschiedliche chemische Zusammensetzung weisen schon an Ort und Stelle bei der Entnahme vorgenommene Prüfungen hin:

Der Belag der Probe 1 (Hochdruck-Curtis-Düse) war durch das Vorhandensein von freiem Ätznatron deutlich klebrig.

In Probe 2 (Hochdruck-Curtis-Umlenkkrantz) wurde diese Klebrigkeit nicht mehr bemerkt.

Die Proben 3 (Laufräder 11 und 12 des Hochdruckteiles mit zwischenliegendem Leiteinsatz) und 4 (Laufräder und Leitschaukel der 9-atü-Stufe) waren leider schon vor der Besichtigung durch Waschen von dem größten Teil der wasserlöslichen Bestandteile befreit worden, so daß hier unverhältnismäßig viel wasserunlöslich gewordene freie Kieselsäure gefunden

wurde; Ätznatron bzw. Soda, welche letztgenannte wohl ursprünglich in Form von Ätznatron vom Dampf mitgeführt und erst nach dem Stillsetzen durch die Einwirkung der Luft unter Anziehen von Kohlensäure in Soda umgewandelt worden ist, waren nicht mehr vorhanden.

Bei Probe 5 (Entspannungsdüse 9—2 atü) und bei Probe 6 (Niederdruckdüse 2 atü) machte sich bei der Geschmacksprobe die Empfindung bemerkbar, als ob man Sand auf die Zunge bekommen habe. Hiernach ist daher schon ein sehr erheblicher Teil an wasserunlöslicher freier Kieselsäure ausgeschieden in der gleichen Form, wie sie z. B. in den Sandkörnern vorhanden ist. Die ausgeschiedene Kieselsäure läßt sich nicht mehr durch einfaches Waschen, sondern nur noch mechanisch durch Abblasen mit Flugasche, durch Abkratzen oder chemisch durch Behandeln mit heißer, hochprozentiger Natronlauge entfernen.

In Probe 7 (Laufräder und Leitschaukel der 2-atü-Stufe) ist nunmehr die SiO_2 überhaupt nicht mehr an Ätznatron gebunden, während bei den beiden vorhergehenden Proben immerhin noch etwa 15% der insgesamt vorhandenen Kieselsäure mit Natron als wasserlösliches Wasserglas vereinigt gewesen sind.

Ähnlich wie bei allen früheren Beobachtungen kann weiterhin grundsätzlich festgestellt werden, daß in solchen Turbinenablagerungen niemals Sulfat (Glaubersalz) in irgendwie wesentlichen Mengen ermittelt werden konnte, selbst wenn der Glaubersalzgehalt des zugehörigen Kesselwassers durch Speisung mit chemisch aufbereitetem Wasser bis in die Tausende von mg/l gegangen ist.

Es kommt natürlich vor, daß Sulfat auch an Turbinenablagerungen ermittelt wird, dann sind aber die Mengen prozentual so gering, daß die grundsätzliche Regel dadurch nicht hinfällig wird.

Der fast ausschließlich aus Kieselsäure bestehende Belag der letzten Stufen ist so hart, daß er selbst mit dem Messer nur schwer geritzt werden kann. Normalerweise sollte man annehmen, daß ursprünglich nicht schon wasserunlösliche Kieselsäure, sondern nur wasserlösliches Wasserglas aus dem Kesselwasser mitgegangen sein kann. Dann wäre weiter zu folgern, daß entweder das Natrium-Ion nachträglich aus dem Belag der letzten Stufen herausgelöst worden ist, oder daß Wasserglas, die Natriumverbindung der Kieselsäure, im Dampf dissoziiert ist und nur die Kieselsäure aus der Gasphase niedergeschlagen wird,

% Salzzusammensetzung

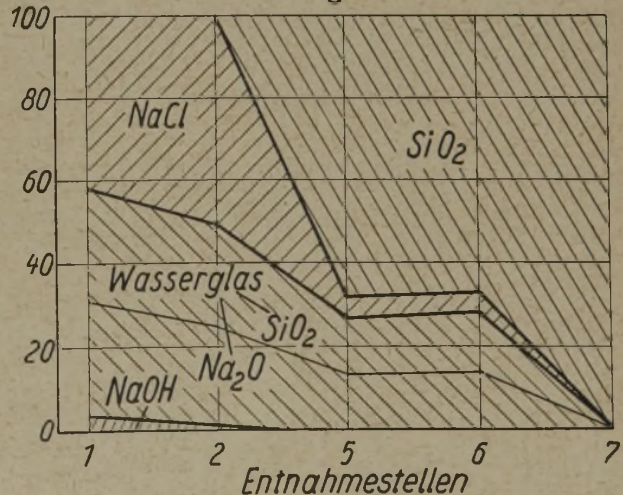


Abb. 11: Salzablagerungen auf den Schaufeln einer Gegendruckturbine 6000 kW 56 atü 430° an den Entnahmestellen 1, 2, 5, 6, 7 der Zahlentafel

während der Natriumanteil mit in den Gegendruckdampf oder das Kondenswasser geht. Wie dieser Mechanismus verläuft, ist allerdings noch unklar, jedoch lassen sich hierzu auch Annahmen machen, die den Vorgang verständlich erscheinen lassen.

Ein Erklärungsversuch geht dahin, daß in schwach alkalischen Wässern oder auch in Wässern, deren P_H -Zahl sogar unter der Neutralzahl liegt, die Kieselsäure in einer niedrig molekularen Form zugegen ist, deren Dampfdruck sehr groß ist. Infolgedessen würde die Kieselsäure mit dem Wasserdampf bevorzugt mitgehen, bei der Temperatur der Endstufe zu einer höheren molekularen Verbindung koagulieren und an den Schaufeln festkleben. Hiermit steht in Übereinstimmung, daß das Eindampfungsverhältnis von Kieselsäure in einer niedrig-molekularen Form zugegen ist, faches größer ist als im Kesselwasser. Dieses besagt, daß die Kieselsäure aus dem Kesselwasser abgetrieben wird.

Vielleicht tritt durch Umsetzung mit abgespaltener Kohlensäure, z. B. aus einem noch geringen Sodagehalt; des Kesselwassers, folgende chemische Umsetzung ein: $\text{CO}_2 + \text{Na}_2\text{O} \cdot (\text{SiO}_2)_x = \text{Na}_2\text{CO}_3 + x \text{SiO}_2$. Wenn diese Umsetzung stattfindet, wobei dann gemäß dem Massenwirkungsgesetz der Ausdruck:

$$\frac{\text{Na}_2\text{O} \cdot (\text{SiO}_2)_x \cdot \text{CO}_2}{\text{Na}_2\text{CO}_3 \cdot x \text{SiO}_2} = K$$

eine konstante Größe sein muß, so wird mit steigendem CO_2 -Gehalt, aber gleichbleibendem Wasserglasgehalt, auch die SiO_2 -Abscheidung größer werden.

Führt man diese Überlegung weiter, so kommen auf je 44 Teile Kohlensäure genau 60 Teile Kieselsäure oder auf 1 Teil Kohlensäure 1,37 Teile Kieselsäure. Wenn im kondensierten Dampf nur 0,05 mg/l SiO_2 vorhanden sind, so würden sogar nur 0,036 mg/l abgespaltene Kohlensäure genügen, um die beschriebene Umsetzung einzuleiten.

Die bisherigen Überlegungen geben immer noch keine Erklärung für die Tatsache, daß unterhalb 40 atü oder 250° Verkieselungen bisher noch niemals beobachtet worden sind. Man muß also noch ergänzend annehmen, daß diese Umsetzung nur innerhalb einer ganz bestimmten Temperatur einsetzt.

Darauf deuten ja auch die Unterschiede in der chemischen Zusammensetzung der Ablagerungen bei sehr hohen und weniger hohen Temperaturen:

Die Kieselsäuremenge im Hochdruckdampfcondensat eines Werkes lag z. B. zwischen 0,2 und 0,5 mg/l SiO_2 ; trotzdem enthielt ein Belag der letzten Turbinenstufen 65 Gewichtsprozent SiO_2 , während z. B. ein Niederschlag von der Außenwand der Speiserinne in der Overtrommel des Höchstdruckkessels nur 1,4% SiO_2 aufwies.

Wegen der Schwierigkeiten, die durch Kieselsäureablagerungen auf den Turbinenschaufeln verursacht werden, ist es eine wichtige Forderung für den Hochdruckkesselbetrieb, die SiO_2 aus dem Kesselwasser zu entfernen.

Dafür stehen uns zur Zeit nur zwei Verfahren zur Verfügung, das eine in Höchstentwickelte und seit zwei Jahren mit bestem Erfolg angewandte Verfahren, das durch W. Geisler¹¹⁾ ausführlich beschrieben wurde. Bei diesem Verfahren wird hinter einer thermischen Vorenhärtung bei 100° Ätznatron und mit diesem eine wässrige Aufschlammung von Magnesia mit bestimmten Eigenschaften zugegeben, wodurch die SiO_2 fast

restlos absorbiert und mit in den Bodensatz niedergeschlagen wird. Während einer zweijährigen Betriebszeit hat die Entkieselungsanlage zunächst nicht ganz so zufriedenstellend gearbeitet, wie es erwartet worden war, unterdessen aber hat man betriebsmäßig zwei Verbesserungen eingeführt, die nunmehr allen Wünschen Genüge tun.

Die eine Verbesserung ergab sich durch die Verlegung der Zugabe der Magnesia (Abb. 12) aus dem Vorenhärter nach weiter vorn in die Kaskade, auch Kolonne genannt.

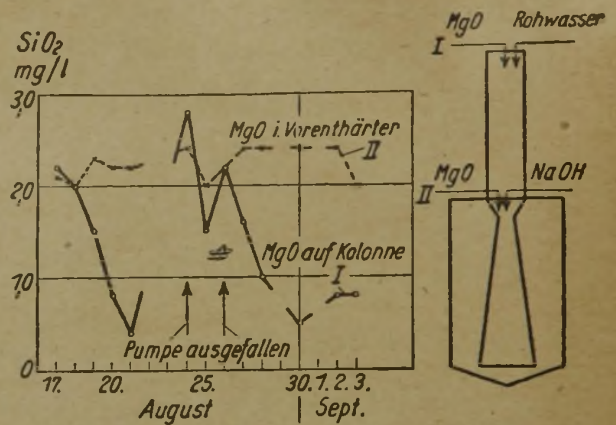


Abb. 12: Abfall des SiO_2 -Gehaltes durch Zugabe des MgO in die Kolonne des Vorenhärters (I) gegenüber dem Ergebnis bei Zugabe des MgO in den Vorenhärter (II)

Der SiO_2 -Gehalt des aus dem Vorenhärter ablaufenden Wassers sank nun langsam bis auf 1 mg/l. Der Fortschritt war zweifellos, denn in der zweiten Reinigungsanlage wurde das Magnesiumoxyd wie bisher in den Vorenhärter gegeben, wo dann 2 mg/l SiO_2 festgestellt wurden. Aber die neue Arbeitsweise war recht empfindlich. Trat eine Störung in der Zufuhr des MgO ein, so stieg sofort der SiO_2 -Gehalt wieder an. Das Wasser muß also, um ausreichend entkieselt zu werden, einen immer sich erneuernden Filterschleier von MgO durchfallen.

Es gab aber noch eine zweite Möglichkeit. Auch der untere Teil des Vorenhärters konnte für die Entkieselung nutzbar gemacht werden, d. h., daß man die

Entschlammung des Behälters drosselte und damit das Wasser zwang, den angestauten Schlamm zu durchfließen. Dies erwies sich als außerordentlich wirksam (Abb. 13), und der Erfolg der Entkieselung zeigt sich am Zustand der Turbinen.

Durch Herabdrücken des SiO_2 -Gehaltes im Kesselwasser von 60 auf 20 mg/l konnten die Turbinen in die Lage versetzt werden, zunächst das Doppelte an kWh abzugeben wie bisher, bei einem Gehalt von 15 mg/l SiO_2 im Kesselwasser das Vierfache, bei 10 atü das Sechsfache; im letzteren Fall ist es gelungen, die Turbine fünf Monate lang ohne Spülen zu betreiben.

Der Hochdruckdampf wird natürlich mit fortschreitender Entkieselung auch immer SiO_2 -ärmer; Beweis Abb. 14.

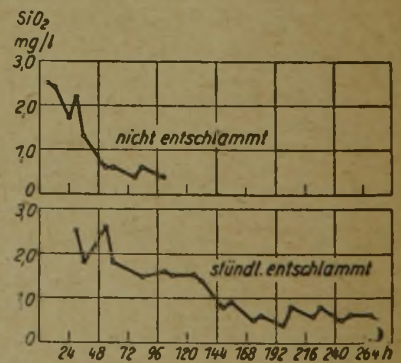


Abb. 13: Kieselsäuregehalt in Abhängigkeit von der Entschlammung des Vorenhärters

¹¹⁾ Jahrbuch „Vom Wasser XII“, 1937, S. 381—386.

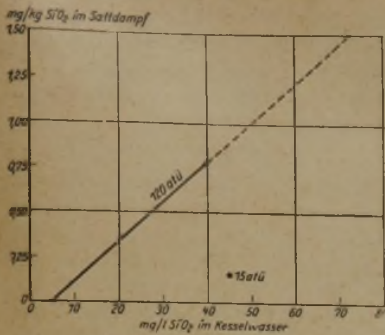


Abb. 14: Kieselsäure im Sattdampf (mg/kg) bei wechselndem Kieselsäuregehalt des Kesselwassers

Die Abbildung zeigt endlich auch noch den Unterschied zwischen Hochdruck- und Mitteldruck: Das Sattdampfkondensat einer 15-atü-Anlage enthält bei 45 mg/l SiO₂ im Kesselwasser nur 0,16 mg/l, also nur 1/5 der Menge, die im Sattdampfkondensat eines 120-atü-Kessels

bei gleichem SiO₂-Gehalt des Kesselwassers festgestellt wurde.

Die Betriebserfahrungen zeigen zusammenfassend, daß bei einem Gehalt von 5 mg/l SiO₂ im Kesselwasser die Hochdruckturbinen nicht mehr verkieseln wird. Dieses Ziel muß bei der Entkieselung des Speisewassers angestrebt werden.

Ein anderes Entkieselungsverfahren ist durch die Permutit AG. aus dem in der Tschecho-Slowakei schon be-

kannten Elektralverfahren weiterentwickelt worden. Bei diesem Verfahren durchfließt Gleichstrom von 100 W eine Anzahl Aluminiumplatten. Das in Lösung gehende Metall erzeugt mit den OH-Ionen des Wassers flockiges Aluminiumhydrat, das — im Entstehen besonders wirksam — die Kieselsäure durch Absorption weitgehend entfernt, z. B. von 16 auf 1 mg/l SiO₂. Schwierigkeiten macht bei dem Aluminium noch die Reinigung der Platten, die sich mit einem Al₂O₃-Überzug bedecken, der so fest haftet, daß er mit Salzsäure kaum entfernt werden kann und deshalb mit einem eisernen Schaber entfernt werden muß. Die Säurebehandlung hat aber einen wirtschaftlich nur schwer tragbaren Aluminiumverlust, die zweite einen derartigen Zeitverlust zur Folge, daß eine wirklich befriedigende Betriebsführung nicht möglich ist.

Bei Eisenplatten, die im Gegensatz zu Aluminium auch in stärker alkalischem Wasser verwendet werden können, geht die Entkieselung sogar noch zuverlässiger vor sich¹²⁾, da ganz allgemein für die Entkieselung ein pH-Wert zwischen 8,2—8,4 besonders wirksam ist. Zur Reinhaltung der Eisenplatten hat sich ein etwa in Zeiträumen von 1 bis 2 Tagen vorzunehmendes Umpolen sehr bewährt.

¹²⁾ J. M. Koltzoff, „Der Gebrauch von Farbindikatorens“, Verlag J. Springer, Berlin 1926, 3. Aufl., S. 204 und 229.

Kühlung im Kraftwerksbetrieb^{*)}

Gekühlt wird überall dort, wo Wärme geringer Qualität, d. h. Wärme, für welche kein nutzbares Temperaturgefälle mehr vorhanden ist, also technisch nicht mehr unter wirtschaftlichen Bedingungen ausgenutzt werden kann, abgeführt werden muß. Die Arten und Anwendungsgebiete der Kühlung sind mannigfaltig. Als Kühlmittel selbst kommen jedoch nur Wasser und Luft in Frage. Die Kühlung erfolgt in Wärmeaustauschern, in welchen die abzuführende Wärme direkt oder über Wärmeträger (Öle oder Destillate), die sich nach der Eigenart der Kühleinrichtungen oder des zu kühlenden Mediums richten, übertragen wird.

Der wichtigste Anwendungsbereich der Wasserkühlung ist die Kondensation unserer Dampfkraftmaschinen, in welcher die Verdampfungswärme des Abdampfes in das Kühlwasser abgeführt wird.

Im Kraftwerksbetrieb finden ferner Wärmeaustauscher, Wasser gegen Wasser, Anwendung für die Uebertragung der Wärme aus rückzukühlendem gereinigtem Wasser, z. B. die Zweikreislaufkühlung der Gleichrichter, die mit Destillat gekühlt werden müssen usw. Ölkühler dienen zum Abführen der Verlustwärme von Lagern, Getrieben, Kuppelungen, Umspannern usw. Die Kühlung der Wicklungen elektrischer Maschinen durch gefilterte Frischluft ist nahezu durch das Kreislaufkühlverfahren mit Generatorluftkühlern verdrängt worden, da dieses gegenüber der Frischluftkühlung erhebliche Vorteile besitzt. Große Reinheit und Trockenheit der Kühlluft bei guter Abdichtung von Maschine und Lufträumen, geringe Temperaturschwankungen zwischen Sommer und Winter, daher größere Schonung des Isolierstoffes der Wicklungen, keine Maschinenschäden durch Gase und Dämpfe usw. Große Kühlwassermengen werden bei allen Kompressionsmaschinen benötigt, um die Kompressionsarbeit aus dem Medium abzuführen und die Zustandsänderung der Kompression dem Ideal der Isotherme zu nähern. Diese kleine Uebersicht über die Kühlwasserverbraucher soll zeigen, welche Bedeutung die Kühlung heute

^{*)} Werkfotos: Maschinenbau-AG., Balcke.

Von Dipl.-Ing. Wartenberg, Essen

im Kraftwerk hat. Wir wissen, daß ein moderner Kraftwerksbetrieb ohne diese Kühleinrichtungen undenkbar ist. Errechnet man aber den Wasserbedarf, den die einzelnen Einrichtungen benötigen, um ihren Zweck vollständig erfüllen zu können, so ergeben sich Wassermengen, die als Frischwasser nicht beschafft werden können, da sie dann die Wirtschaftlichkeit des ganzen Betriebes in Frage stellen würden, wenn nicht ergiebige Wasserlieferanten, Flüsse oder Seen, in der Nähe des Werkes zur Verfügung stehen. Es verbleibt also nur der Weg, das in den Austauschern erwärmte Wasser dem Betrieb wieder nutzbar zu machen. Diese Nutzbarmachung geschieht in großem Umfange durch Rückkühlanlagen, über deren Wirkungsweise und Wert im folgenden berichtet werden soll.

Die Wirksamkeit dieser Kühleinrichtungen beruht auf der Kühlwirkung der Luft durch Verdunstung und Konvektion. Die Verdunstung geht in der Weise vor sich, daß an der Berührungsfläche des Wassers mit Luft Wasser verdunstet und sich durch Diffusion in der umgebenden Luft verteilt. Zu diesem Verdampfungsvorgang ist Wärme erforderlich, die dem Wasser entnommen wird und auf die Luft übergeht.

Wie tief nun Wasser bei gegebenem Luftzustand höchstens abgekühlt werden kann, ergibt sich aus folgender Ueberlegung: Der Gesamtdruck des Wasserdampf-Luft-Gemisches setzt sich aus den Teildrücken von Wasserdampf und Luft zusammen. In gesättigter Luft ist der Teildruck des Wasserdampfes gleich dem Dampfdruck des Sattdampfes. Ist aber der Gehalt an Wasserdampf kleiner, so ist auch der Teildruck des Dampfes kleiner als der Sättigungsdruck bei gegebener Lufttemperatur.

Dieser Teildruck des Dampfes bei gegebener relativer Feuchtigkeit stellt die Grenze dar für den Grad der Abkühlung unter die Lufttemperatur. Hat nämlich das Wasser die diesem Druck entsprechende Sättigungstemperatur erreicht, so ist eine weitere Abkühlung nicht mehr möglich, weil dann die Luft in unmittelbarer Nähe der Wasseroberfläche die gleiche Temperatur

annimmt und bei dieser Temperatur wasserdampfgesättigt ist. Diese Temperatur wird mit Bezug auf die Rückkühlwerke die Kühlgrenze genannt. Da die Kühlgrenze nur von dem Dampfgehalt der Atmosphäre abhängt, so kann der gleiche Wert bei verschiedenen Temperaturen und verschiedenen den Temperaturen zugeordneten Sättigungsgraden auftreten.

Diese Verhältnisse sind aus der Abb. 1 zu ersehen, in welcher eine Kurvenschar aufgezeichnet ist, die die Punkte gleicher Luftfeuchtigkeit bei verschiedenen Temperaturen, gemessen am trockenen Thermometer, mit-

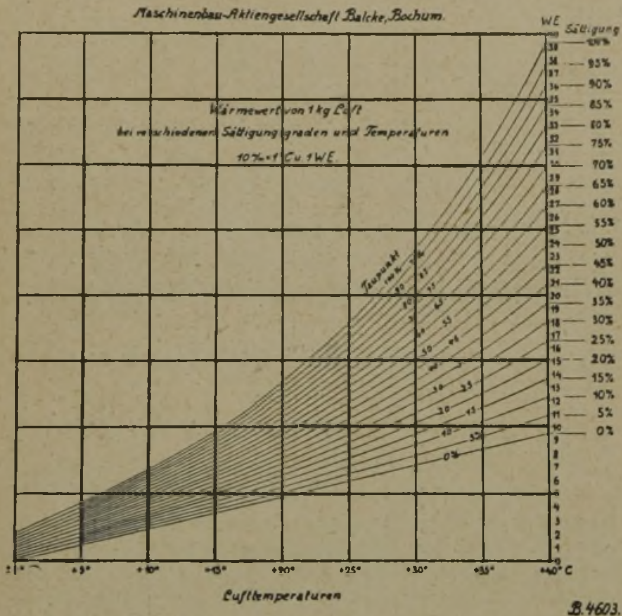


Abb. 1: Wärmewert von 1 kg Luft bei verschiedenen Sättigungsgraden und Temperaturen.

einander verbinden. Danach ist die Kühlgrenze für eine Außenlufttemperatur von 25° C und eine relative Feuchtigkeit von 50% 18° C. Für alle anderen Verhältnisse lassen sich die Kühlgrenzen ebenfalls aus der Tabelle entnehmen. Auf der rechten Ordinate der Abbildung sind die den einzelnen Luftzuständen zugehörigen Wärmeinhalte eingetragen, und man erkennt, daß die von der Luft dem Wasser durch Verdunstung und Wärmeübergang entzogene Wärmemenge durch die Differenz zweier Wärmeinhalte ausgedrückt werden kann. Das ist der Wärmeinhalt der gesättigten Luft von der Warmwassertemperatur und der Wärmeinhalt der Reiluft. Der Wärmeinhalt gesättigter Luft nimmt mit der Temperatur sehr rasch zu. Als Folge davon nimmt auch die Kühlwirkung auf einer bestimmten Wasseroberfläche mit steigender Wassertemperatur stark zu. Die Temperaturerniedrigung des Wassers hört dagegen auf, wenn der Wärmeinhalt der gesättigten Luft bei Kaltwassertemperatur gleich dem Wärmeinhalt der Reiluft ist.

Tritt das Wasser mit der Temperatur t_1 in den Kühler ein, und wird auf die Temperatur t_2 abgekühlt, so nennt man die Differenz der beiden Temperaturen die Kühlzonenbreite oder die Kühllzone. Diese Kühlzone hängt nicht, wie irrtümlich häufig angenommen wird, vom Kühler, sondern nur von den Betriebsbedingungen des Kondensators, Abdampfmengen im Verhältnis zur Kühlwassermenge, ab. Der Kühler bestimmt die Höhenlage der Kühlzone, d. h. den Abstand der Kaltwassertemperatur von der Kühlgrenze. Je besser der Kühler ist, um so geringer wird dieser Abstand. Für bestimmte Verhältnisse gibt es eine wirtschaftlichste Kühlzonenbreite. Man darf sich jedoch nicht verleiten lassen, die

Güte eines Kühlwerkes nur nach der Lage der erreichten Kühlwassertemperatur zu beurteilen, da diese vielleicht durch besonders hohen Kraftverbrauch für die Kühlwasserförderung oder durch andere unwirtschaftliche Maßnahmen erreicht sein kann.

Als letzte Kennzahl der Rückkühlwerke soll die Regenhöhe oder Regendichte angeführt werden. Für die Rückkühlung einer bestimmten Wassermenge ist eine bestimmte Wasseroberfläche bzw. bei Kaminkühlern und Gradierwerken eine bestimmte Grundfläche erforderlich. Dieser Ausdruck gerechnet in $m^3/h \cdot m^2$ oder m/h charakterisiert die Wirkung eines Kühlwerkes auch in wirtschaftlicher Hinsicht, da durch die Größe der erforderlichen Grundfläche die Kosten der Einrichtung wesentlich beeinflusst werden. Es gibt für gegebene Verhältnisse eine wirtschaftlichste Regenhöhe, bei deren Ermittlung der Kühler im Zusammenhang mit der Kondensationsanlage betrachtet werden muß.

Entsprechend den Erfordernissen der modernen Maschinentechnik ist auch die Wirksamkeit und Leistung der Rückkühlanlagen gesteigert worden, und die modernen Kaminkühler werden für Leistungen bis zu 20 000 m^3/h Wasser gebaut.

Aus der Überlegung des physikalischen Vorganges der Kühlung ergibt sich, daß zur Erzielung hoher Leistungen und guter Kühlung drei Forderungen zu erfüllen sind:

1. Möglichst feine Verteilung des Wassers zur Erzielung einer möglichst großen luftberührten Oberfläche.
2. Die Luft muß der gesamten Wasseroberfläche in ausreichender Menge zugänglich gemacht werden.
3. Möglichst große Berührungszeit zwischen Wasser und Luft.

Außerdem spielt die relative Geschwindigkeit von Luft und Wasser eine wesentliche Rolle für die Kühlung. Dem Konstrukteur verbleibt nun die Aufgabe, ein Kühlwerk zu schaffen, welches unter Erfüllung obiger Forderungen den größten Nutzeffekt bei ausreichender Wirtschaftlichkeit gewährt. Zur Erreichung der gewünschten niedrigen Temperaturen sind aber große und teure Kühlwerke erforderlich, wobei außerdem insbesondere bei großen Leistungen und großen Wasserfallhöhen die Frage des Kraftbedarfs von großem Einfluß wird. Unter Berücksichtigung all dieser Verhältnisse lassen sich bestimmte Kaltwassertemperaturen als die günstigsten errechnen. Im allgemeinen werden die Kühlwerke heute so bemessen, daß bei einer Kühlzonenbreite von 15° C, einer Lufttemperatur von 15° C und einer relativen Luftfeuchtigkeit von 70% eine Abkühlung von 43 auf 28° und bei einer Kühlzonenbreite von 10° C und dem gleichen Luftzustand eine Abkühlung von 37° C auf 27° C erreicht wird.

Wie die einzelnen Forderungen konstruktiv gelöst sind, also durch richtige Bemessung des Kühlers dafür zu sorgen, daß auch die erforderliche Luftmenge durch das Kühlwerk gelangen kann, das Wasser fein genug verteilt wird usw., soll im folgenden besprochen werden.

Nach der Entwicklung oder Strömungsrichtung des Wassers zur Luft unterscheidet man Gegenstromkühler, Querstromkühler und Quergegenstromkühler. Abb. 2 zeigt zwei reine Gegenstromkühler. Die ältere Bauart auf dem Bild links hat den Nachteil, daß die Hubhöhe des Wassers wegen der seitlichen Einführung der Luft groß wird und daß der innere Teil des Kühlers eine schlechtere Wirkung besitzt als der Umfang. Im Kern des Kühlers bildet sich ein toter Raum, und die Luft wird insbesondere bei großen Abmessungen schlecht ausgenutzt. Um auch dem Kern kalte Luft

zuzuführen, hat man horizontale oder geneigte Leitflächen eingebaut und so der Luft den Weg vorgeschrieben. Unter beiden Kühlern ist der wahrscheinliche Verlauf der Kaltwassertemperatur über den Querschnitt aufgetragen, aus welchem ohne weiteres der Einfluß der Leitflächen auf die Kaltwassertemperatur hervorgeht. Der Vorteil der Gegenstromwirkung besteht in der guten Ausnutzung der Luft bei richtiger Verteilung, wie es von der Gegenstromwirkung der Wärmeaustauschapparate bekannt ist. Die Luft tritt dort ein, wo das Wasser die tiefste Temperatur hat, und tritt mit ihrer höchsten Temperatur dort aus, wo auch das Wasser seine höchste Temperatur hat. Die Schwierigkeiten für diese Bauart wachsen jedoch mit der Vergrößerung der Leistung. Leistungserhöhung erfordert nämlich eine Vergrößerung der Lufteintrittsöffnungen, so daß bei gleichbleibender Wasserfallhöhe für den Rieseleinbau immer weniger Platz bleibt, weil man nicht durch Vergrößerung der Wasserfallhöhe und damit Vergrößerung des Kraftbedarfs die Wirtschaftlichkeit der Einrichtung in Frage stellen darf. Die Kühlerkonstruktion nach dem Gegenstromprinzip verlangt außerdem, daß der Abzugsschlot für die Abluft sich über der ganzen Rieselfläche befinden muß. Bei großen Leistungen ergeben sich dadurch Abmessungen, welche sehr stark ausgeführt werden müssen, um den angreifenden Windkräften standhalten zu können.

Um die Schwierigkeiten, die der Gegenstromkühler bei großen Leistungen bietet, zu überwinden, kam man auf die Anwendung des Querstromprinzips Abb. 3. Der Querstromkühler bietet den Vorteil, daß reichliche Querschnitte für den Luftzutritt frei werden und der Strömungswiderstand der Luft erheblich vermindert wird. Im Gegenstromkühler hatte die Luft nicht nur den Widerstand des ihr entgegenströmenden Wassers zu überwinden, sondern auch den weit größeren Widerstand, den das Rieselwerk selbst darstellt. Im Querstromkühler ist der Kamin bis zum Boden herabgezogen. Rings um den Kamin ist das Rieselwerk angeordnet. Die Luft tritt an den Seiten ein und bewegt sich im Querstrom, durch Leitflächen geführt, senkrecht zu den herabrieselnden Wassertropfen in das Innere des Kamins. Der Kamin selbst bleibt meist ohne Einbauten; wegen des dadurch geringen Widerstandes wird hier bei gleichbleibender Erwärmung die Abluftgeschwindigkeit groß. Das erlaubt aber bei gleicher Leistung geringere Abmessung des Turmes und niedrigeren Gesamtpreis. Den durch diese Bauart bedingten Vorteilen stehen aber auch Nachteile gegenüber. Durch die Querstromführung der Luft kommt diese im oberen Teil des Rieselwerkes nur mit Wasser hoher Temperatur und im unteren Teil dagegen nur mit Wasser niedriger Temperatur in Berührung. Da nun die Wärmeübertragung durch Verdunstung und Berührung mit der Temperaturdifferenz steigt, wird die Luft im oberen Teil besser ausgenutzt als im unteren Teil. Bei Eintritt beider Luftströme in den Kamin findet eine Mischung statt, wobei sich die Luft aus dem oberen Teil des Rieselwerkes abkühlt und Wasser in Form feinsten Tröpfchen ausfällt, die durch die hohe Luftgeschwindigkeit mitgerissen werden und beim

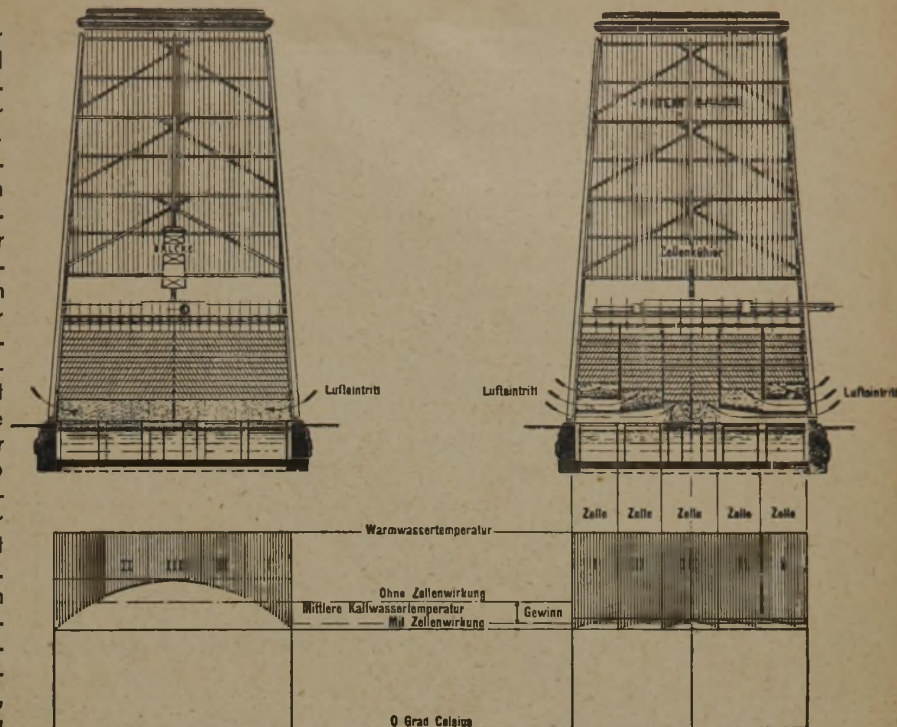


Abb. 2: Gegenstromkühler älterer (links) und neuerer Bauart

Niederfallen die Umgebung belästigen. Die Wasserverluste dieser Kühlerbauart können bei schlechter Bemessung des Turmes sehr hoch werden. Bis zu welcher Größenordnung die Wasserverluste durch zu hohe Abluftgeschwindigkeit ansteigen können, zeigen die Versuchsergebnisse, die an einem Querstromkühler für eine Leistung von $5500 \text{ m}^3/\text{h}$ gewonnen wurden. Zur Bestimmung der Abluftmenge sind an 160 Punkten des Querschnitts Geschwindigkeitsmessungen durchgeführt worden. Außerdem wurden der Zustand der Abluft, der der Außenluft und die notwendige Zusatzwassermenge gemessen. Die mittlere Geschwindigkeit der Abluft ergab sich zu $3,04 \text{ m/sec}$. Die Höchstgeschwindigkeit im Kern des Turmes zu $5,19 \text{ m/sec}$. Daraus errechnet sich die Abluftmenge und auch die Wassermenge, die theoretisch im günstigsten Falle von der Luft aufgenommen wird. Ist außerdem die notwendige Zusatzwassermenge bekannt, so ergibt sich die mechanisch durch die Luft ausgetragene Wassermenge, die im vorliegenden Falle $1250 \text{ m}^3/24 \text{ h}$ betrug. Die mittlere Geschwindigkeit in Höhe der Verteilerrinnen soll bei Kühlwerken 2 m/sec ., die Höchstgeschwindigkeit 3 m/sec . in keinem Falle überschreiten. Diese Angaben sind durch Vergleichsmessungen in einer Reihe neuer Kühlwerke bestätigt. Bei Einhaltung dieser Grenzwerte wird außer der Verdunstung Wasser nur als Schwaden abgeführt. Die Wassertröpfchen im Schwaden sind so klein, daß sie schon kurz nach dem Austritt aus dem Kühlerschlot nachverdampfen. Werden dagegen bei höheren Luftgeschwindigkeiten größere Wassertropfen mitgerissen, so können diese nach Austritt aus dem Schlot auf Grund ihrer größeren Masse und Sinkgeschwindigkeit nicht mehr vollständig verdunsten.

Um diesen Übelstand zu beseitigen, kam man zum Bau der Quergegenstromkühler (Abb. 4). Ähnlich dem reinen Querstromkühler liegt ein Teil der Berieselung außerhalb des Turmes, in dem sich die Luft im Querstrom zum Wasser bewegt. Der übrige Teil der Berieselung liegt unter dem Turm, in dem Luft und Wasser im Gegenstrom zueinander fließen. Die im

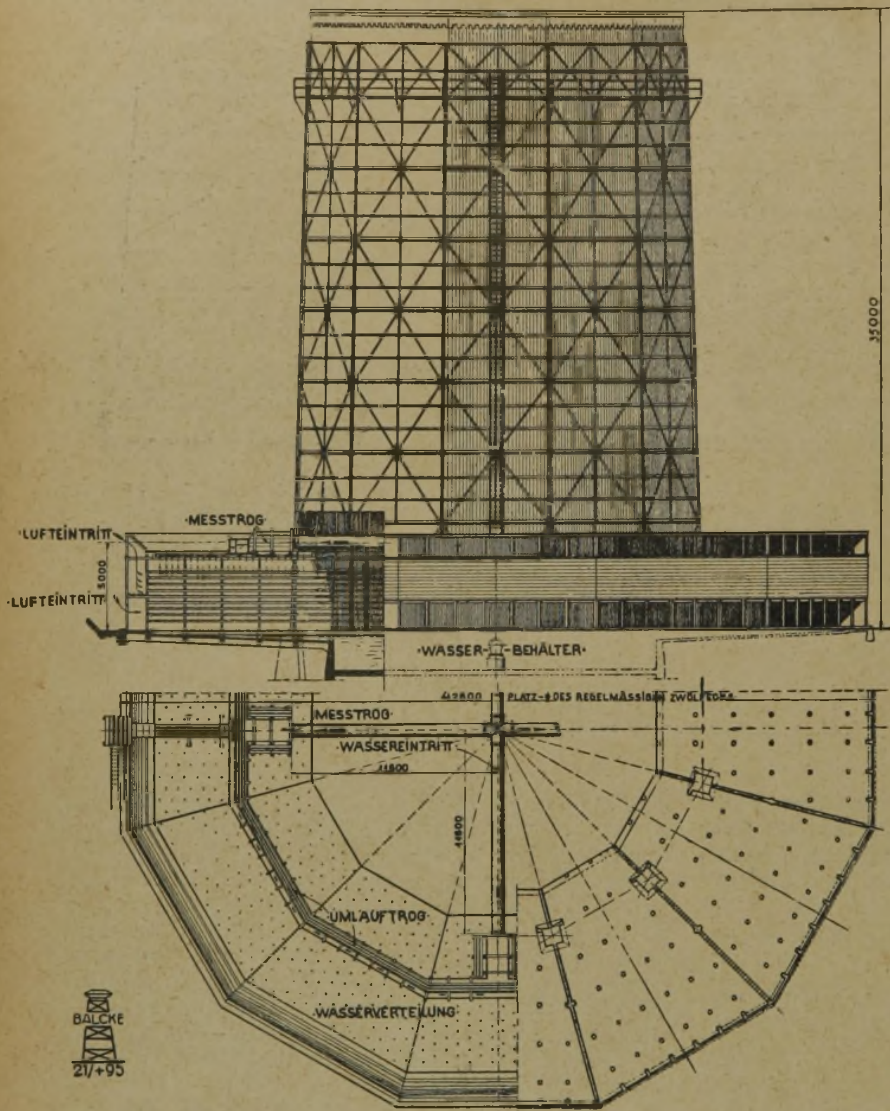


Abb. 3: Ausführung eines reinen Querstromkühlers

Querstromteil oben strömenden Luftschichten erwärmen sich in diesem am meisten und haben im Gegenstromteil nur noch einen kurzen Weg zurückzulegen. Dagegen haben die beim Querstromkühler erwärmten, wenig ausgenutzten Luftströme des unteren Teils des Rieselwerkes im Gegenstromteil den längsten Weg zurückzulegen und werden daher ebenfalls gut ausgenutzt.

Als Abschluß über die Bauarten ist noch einiges über den Ventilator Kühler zu erwähnen. Mit diesen künstlich belüfteten Kühlwerken lassen sich die höchsten Grundflächenleistungen erzielen, da man es in der Hand hat, jede notwendige Luftmenge durch das Kühlwerk zu fördern. Die Grenze wird nur durch die Luftgeschwindigkeit am Austritt aus dem Rieselwerk gesetzt, da bei zu hoher Geschwindigkeit die Wasserverluste ein untragbares Maß erreichen. Ventilator Kühler sind überall dort anzuwenden, wo besonders tiefe Kühlung erforderlich ist, oder wo der Platz für einen Kühler mit natürlichem Luftzug nicht zur Verfügung steht.

Der innere Einbau eines Kühlers besteht aus dem Wasserverteilungssystem, der eigentlichen Kühlvorrichtung und den bei einzelnen Konstruktionen notwendigen Luftleitflächen. Das warme Wasser gelangt aus den Haupttrögen in Nebentröge, an welche sich

die Verteilerrinnen anschließen, die mit einer Anzahl kurzer Ansatzrohre versehen sind. Aus diesen tritt das Wasser auf die Spritzteller und von da in fein verteilten Tropfen auf die Rieselvorrichtung. Um ein Verspritzen von Wassertropfen nach außen durch die Lufteintrittsöffnungen, Verwehen von Schwaden durch Wind sowie Eisbildung an den Öffnungen zu verhindern, umgibt man die Rieselvorrichtung mit einer geschlossenen Bretterwand.

Als Rieselvorrichtung werden zwei verschiedene Bauarten heute bevorzugt, das sind die Ausführungen als Kühler mit freiem Tropfenfall, bei denen das Rieselwerk aus Lattenrosten besteht, in welchen das Wasser von Rost zu Rost heruntertropft. Die zweite Ausführung sind die Rieselflächenkühler. Hierbei wird das Wasser nur einmal in Tropfen zerlegt, um dann auf die Rieselflächen zu gelangen, denen die Aufgabe zukommt, das Wasser in möglichst feinen Schleiern nach unten zu leiten. Durch diese Anordnung wird erreicht, daß der Luftwiderstand erheblich kleiner ist, was sich vergleichsmäßig durch die spezifische Grundflächenleistung ausdrücken läßt. Bei den Tropfenfallkühlern kann man mit einer Regenhöhe von 5 m/h rechnen, bei Rieselflächenkühlern beträgt diese bis zu 8 m/h. Zur Erreichung dieser Leistung ist aber eine bedeutend größere Holzmenge erforderlich, so daß bei der Projektierung die Frage zu entscheiden ist, ob die Aufstellung eines solchen Kühlers trotz seines geringen Platzbedarfes und seiner geringen Fundamentkosten gerechtfertigt ist.

Meine kurzen Ausführungen über die Kühlwerke sollen zeigen, daß man bei der Wahl und Bestellung

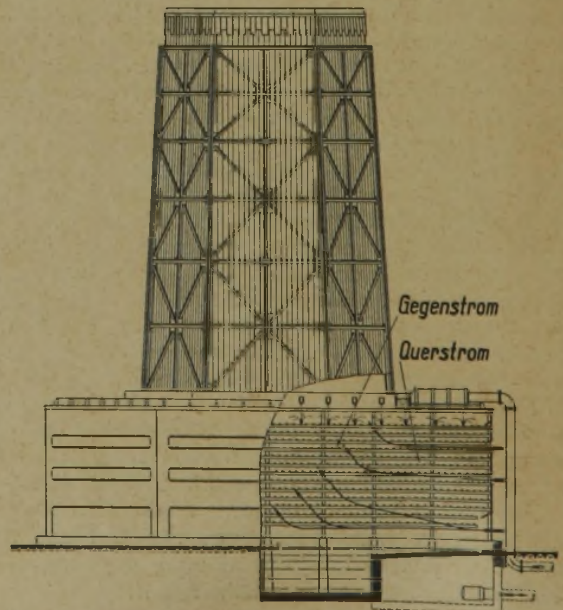


Abb. 4: Quergegenstromkühler

eines Kühlturmes mit der gleichen Sorgfalt zu Werke gehen muß, wie man es bei der Wahl und Bestellung einer Turbine für selbstverständlich hält. Was nutzt die beste und genauest ausgelegte Turbine, mit welcher der geringstmögliche Dampfverbrauch erreichbar ist, wenn nicht dauernd die Vorbedingungen zur Erreichung dieser Ausnutzungsgrade gegeben sind. Das gleiche gilt für die Projektierung der Reserve. Es ist nicht angängig, daß für die Kühlvorrichtungen eines Kraftwerkes keinerlei Reserve vorhanden ist und der Betrieb von dem Arbeiten eines einzigen Kühlers abhängig ist. Wenn sich auch im Kühlturm keine bewegten Konstruktionselemente befinden, die schnellem Verschleiß unterliegen, so ist eine Leistungsunterteilung nach ähnlichen Gesichtspunkten, wie sie bei der Aufstellung von Dampfkesseln maßgebend sind, auf jeden Fall ratsam, ebenso muß den Kühleinrichtungen die gleiche Wartung und Pflege zuteil werden, welche jede Maschine verlangt.

Zum Schluß noch ein Wort über Luftkondensatoren:

Bei der Betrachtung des Problems der Rückkühlung stellt man sich bald die Frage, ob es nicht zweckmäßig ist, das Wasser als Wärmeträger auszuschalten und die Luft sofort als Kühlmittel heranzuziehen. Der Grund für die Entwicklung der Wasserkondensation ist in den außerordentlich günstigen Wärmeübertragungsverhältnissen bei Wasser und in der Verdunstungswirkung zu suchen. Heute hat man es aber schon gelernt, auch den Luftkondensator wirtschaftlich zu gestalten. Auf einen Gesichtspunkt möchte ich noch hinweisen. Die Kühlturme sind mit ihren großen Abmessungen und Schwadentafeln sehr gute Orientierungspunkte für den Flugzeugpiloten. Der Luftkondensator läßt sich dagegen so gestalten, daß er kein Orientierungsmerkmal darstellt, und es wäre denkbar, daß dieser militärisch wichtige Gesichtspunkt für die weitere Entwicklung richtunggebend sein kann.

Die Luftkondensation im Dampfkraftwerk^{*)} Von Dr.-Ing. Kurt Lang, Essen

Stand der Entwicklung

Oggleich das Problem der Luftkondensation ebenso alt ist wie der Bau von Dampfkraftmaschinen, wendet man bis heute doch ziemlich ausschließlich die Wasserkondensation an. Es liegt ohne Zweifel näher, zumindest in jenen Fällen, bei welchen eine Rückkühlung des Wassers erfolgen muß, die Kondensation unmittelbar durch stets und überall vorhandene Luft zu bewirken, als den Umweg über das oft genug schwer zu beschaffende Wasser zu machen. Aber in der Fachwelt besteht die Ansicht, daß eine unwirtschaftlich große, praktisch kaum unterzubringende Oberfläche notwendig ist, um die Kondensationswärme des Abdampfes an trockene, atmosphärische Luft überzuführen. Weiter wird angenommen, daß die Förderung der erforderlichen Luftmengen unwirtschaftlich hohe Betriebskosten verursache. Sinn und Zweck der vorliegenden Ausführungen ist nun, nachzuprüfen, wie weit diese Ansichten berechtigt sind, sowie Mittel und Wege zu zeigen, die eine wirtschaftliche Lösung des Problems der Luftkondensation ermöglichen.

Vergleich Wasserkondensation mit Luftkondensation

Während bei der Wasserkondensation mit Rückkühlbetrieb die gesamte Kondensationswärme zunächst im Kondensator an das Kühlwasser und dann im Kühlturm an die angesaugte Luft durch Konvektion und Diffusion übertragen wird, erfolgt bei der Luftkondensation die Wärmeübertragung der gesamten Kondensationswärme unmittelbar durch Konvektion an trockene Luft. Physi-

kalisches gesehen unterscheiden sich die beiden Kondensationsarten vor allem darin, daß der bei der Wasserkondensation vorhandene Anteil der Verdunstungskühlung durch höheren Wärmeübergang bzw. durch entsprechende Bemessung der kühlenden Oberfläche ausgeglichen werden muß.

Wie Abb. 1 zeigt, liegt bei dem Rückkühlbetrieb eine Teilung des Temperaturgefälles zwischen Dampf und Luft vor, während dem Luftkondensator das gesamte Temperaturgefälle für die Bemessung der Kühlfläche zur Verfügung steht. Läßt dieses Temperaturdiagramm die Vereinfachung des Kühlprozesses bei der Luftkondensation erkennen, so zeigt es aber auch, daß es wirtschaftlich nicht tragbar ist, etwa den Kühlturm durch einen Oberflächen-Wärmeaustauscher zu ersetzen. Ein solcher Wärmeaustauscher müßte mit einer sehr großen Kühlfläche infolge des geringen zur Verfügung stehenden Temperaturabstandes und des Verzichtes auf die Verdunstungskühlung gebaut werden.

Die wirtschaftlichen Bedingungen für den Luftkondensator

Entscheidend für die Anwendung von Luftkondensatoren ist die Wirtschaftlichkeit der Bau- und Betriebskosten im Vergleich zur Wasserkondensation mit Rückkühlung, wenn man von bestimmten Fällen absieht, in welchen wehrpolitische Gründe immer der Luftkondensation den Vorzug geben werden. Geht man davon aus, daß man für Bewegung des Kühlmittels gleiche Leistungsaufnahme zugrunde legt, d. h. die Kühlwasserpumpenleistung gleich der Lüfterleistung beim Luftkondensator setzt, so ergibt sich, daß der Widerstand in den Kühlelementen bei optimalen Verhältnissen nur etwa 10 mm WS betragen darf. Eine Luftmenge, die sich aus der Kondensationswärme bei dem günstigsten mittleren Temperaturabstand errechnet, muß also mit einer solchen Geschwindigkeit an der Kondensatorkühlfläche vorbeigeführt werden, daß einerseits der Widerstand etwa bei 10 mm WS liegt, andererseits aber der Wärmedurchgangswert so groß bleibt, daß die Anlagekosten jene der Wasserkondensationsanlage einschließlich Kühlturm nicht wesentlich übersteigen.

Es liegen viele Untersuchungen vor, die immer wieder erkennen lassen, daß die Lösung dieses Problems nur mit einem elliptischen Rohr bei enger Rippen- teilung, und zwar auch hier nur bei der Anwendung optimaler Bedingungen für die Abmessungen und Ge-

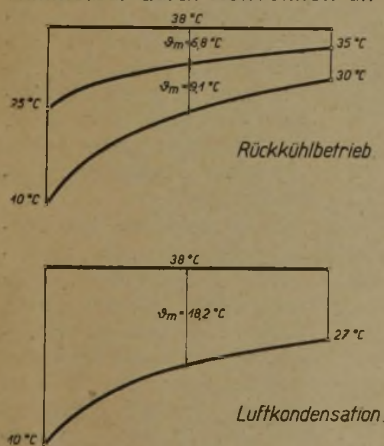


Abb. 1: Temperaturverlauf bei Rückkühlbetrieb und bei unmittelbarer Kondensation

^{*)} Werkfotos: GEA-Luftkühler G. m. b. H., Bochum

schwindigkeiten möglich ist. Setzt man gleiche Kühlleistung und gleichen Luftwiderstand voraus, so werden bei rundem Rippenrohr Oberfläche, Ansichtsfläche und Anlagekosten des Kondensators 40 bis 50 Prozent größer. Das bedeutet aber eine wirtschaftlich nicht mehr tragbare Verteuerung der Anlage.

Auch bei dem elliptischen Rohr muß das Optimum für die Wirtschaftlichkeit bezüglich der Anlage- und Betriebskosten für jeden Fall ermittelt werden. Mit der Luftmenge steigen bei gleichem Widerstand der Kraftbedarf und damit die Betriebskosten, allerdings verringern sich die Anlagekosten. Das für einen bestimmten Fall errechnete, in Abb. 2 dargestellte Beispiel zeigt, daß es für die Wirtschaftlichkeit der Anlage unter Zugrundelegung eines bestimmten Strompreises,

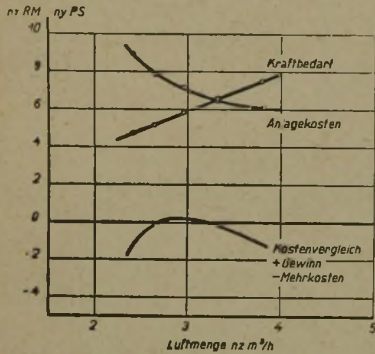


Abb. 2: Betriebs- und Anlagekostenvergleich für verschiedene Luftmengen

einer bestimmten Abschreibung und Verzinsung für den Aufwand einen Mindestwert gibt. Bei diesem Bestpunkt sind die Baukosten eines Luftkondensators im Durchschnitt nicht wesentlich höher als die Gesamtkosten für einen wassergekühlten Kondensator und einen Kühlturm. Ist eine eigene Anlage zur Gewinnung des Zusatzwassers erforderlich, so fällt der Vergleich der Baukosten zugunsten des Luftkondensators aus. Die Betriebskosten sind geringer als die einer Rückkühlkondensation. Nimmt man an, daß die laufenden Betriebskosten für die Bewegung der Luft bei gleicher Luftleere ebenso hoch sind wie diejenigen des Kühlwasserkreislaufes, so werden große Einsparungen dadurch erzielt, daß der Aufwand für die Beschaffung des Zusatzwassers in Wegfall kommt. Man rechnet, daß etwa 1,5 Prozent der stündlich umlaufenden Kühlwassermenge zugesetzt werden müssen. Bei einer Anlage von 50 000 kW sind dies immerhin bei einem Wasserpreis von 0,10 RM./m³ jährlich 150 000 RM. Allein diese Summe dürfte genügen, um zu beweisen, welche Bedeutung der Luftkondensation im modernen Kraftwerksbau zukommt.

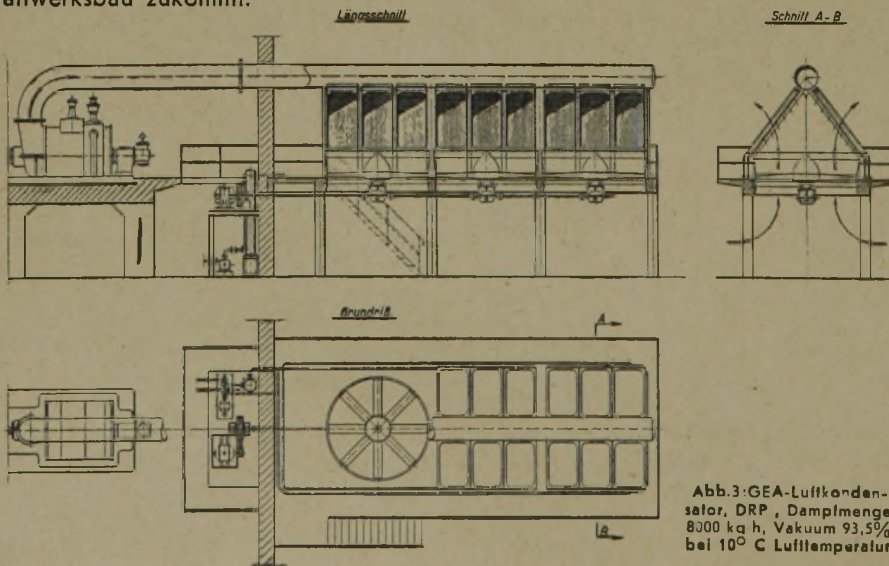


Abb. 3: GEA-Luftkondensator, DRP, Dampfmenge 8000 kg/h, Vakuum 93,5% bei 10° C Lufttemperatur

Bauart des GEA-Luftkondensators

Die grundlegenden Erfahrungen für den Bau des von der GEA Luftkühler G. m. b. H., Bochum, entwickelten stationären Luftkondensators für Dampfkraftwerke wurden bei der Planung und dem Bau von Lokomotivkondensatoren gewonnen. Bereits seit dem Jahre 1932 ist eine bei den Argentinischen Staatsbahnen laufende, von der Firma Henschel & Sohn, Kassel, gebaute Kondensationslokomotive in Betrieb, deren Kondensator, für atmosphärische Kondensation ausgelegt, von der GEA entworfen und hergestellt ist¹⁾. Die Kühlfläche wurde für 45° Lufttrittstemperatur berechnet.

Abb. 3 zeigt Bauform und Anordnung eines stationären GEA-Luftkondensators für eine Leistung von rund 8000 kg/h (\approx 2000 kW). Der Kondensator ist unmittelbar neben dem Maschinenhaus auf einem Betongerüst im Freien aufgestellt. Die Abdampfleitung ist hier von der Turbine aus unmittelbar nach oben in schlankem Krümmer zum Kondensator geführt. Der Kondensator besteht, wie der Schnitt a—b zeigt, aus flachen, schräggestellten Kondensatorelementen. Sie bilden mit dem Podest etwa ein gleichseitiges Dreieck. Die Grundfläche dieses Dreiecks enthält kreisrunde Öffnungen zur Aufnahme der mit senkrechten Wellen eingebauten Schraubenlüfter. Der Abdampf gelangt durch Blechstützen, die an der Abdampfleitung angeschweißt sind und über die ganze Länge und Tiefe eines Elementes reichen, in die Kondensatorelemente. Die Tiefe eines Rohrbündels beträgt in Richtung des Luftstromes nur etwa 200 mm.

Die Kondensat- und Luftleitungen sind am unteren Ende der Kondensatorelemente getrennt angeordnet. Sie werden zum Maschinenkeller oder in einen besonderen Pumpenraum zurückgeführt, wo die Kondensat- und die Luftpumpe aufgestellt sind.

Die Schraubenlüfter eignen sich besonders für die hier vorliegenden Anforderungen, da sie große Luftmengen gegen geringen Druck zu fördern haben und nach dem heutigen Stand der Forschung mit hohem Wirkungsgrad arbeiten. Die Strömung der Kühlluft von unten nach oben wird noch durch den natürlichen Auftrieb unterstützt. Die sich hieraus ergebende Entlastung des Schraubenlüfters wird als Leistungsreserve betrachtet. Es läßt sich aber errechnen, daß durch den Auftrieb allein bei betriebsmäßiger Luftleere und stillstehenden Lüftern etwa 15 Prozent der Normallast-Dampfmenge kondensiert werden können. Das gibt die Möglichkeit, die Maschine anzufahren, ohne die Lüfter zuvor in Betrieb zu setzen. Die Luftgeschwindigkeiten vor dem Eintritt in die Lüfter überschreiten an keiner

Stelle 4—5 m/s. Einerseits werden dadurch unnötige Saugwiderstände, zum anderen aber auch Belästigungen durch übermäßige Luftbewegung vermieden. Die Drehzahl und die Umlaufgeschwindigkeit bleiben so niedrig, daß auch keine störenden Geräusche zu erwarten sind.

Abb. 4 zeigt ein Kondensatorelement mit elliptischen Rippenrohren. Die mit ihren aufgerundeten Enden in kräftige Rohrböden eingewalzten Rohre bestehen aus Kupfer und haben, wie die Erfahrungen

¹⁾ Imfeld & R. Roosen. A New Condensing Lokomotive. The Railway Engineer, June 1932

mit dem gleichen Rohr für Luffterhitzer und Lufftkühler beweisen, eine fast unbegrenzte Lebensdauer. Eine Verschmutzung der äußeren Rippenfläche durch Industrieluft tritt in schädlichem Maße nicht auf, weil einerseits die verzinnte Oberfläche sehr glatt ist und sich andererseits Staub wegen der strömungstechnisch günstigen Form der Rohre nicht ablagern kann. Nötigenfalls ist nach langen Betriebsperioden die äußere Reinigung der flachen Rippenrohrelemente bequem während des Betriebes durchzuführen.

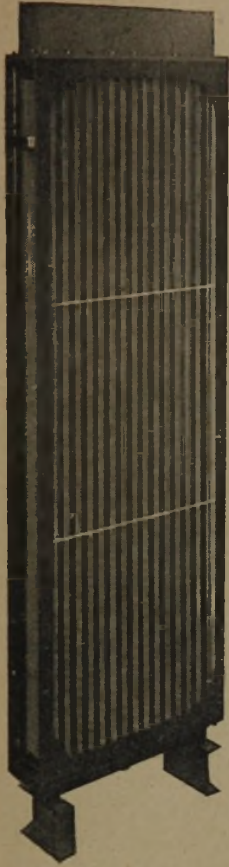


Abb. 4: GEA-Kondensator-element

Eine Frage von besonderer Bedeutung ist die Dichtigkeit der Anlage. Gerade bei Wasserkondensatoren bestehen in dieser Richtung oft genug Schwierigkeiten. Es ist Sache sorgfältiger Werkstatt- und Montagearbeit, einen Lufftkondensator dicht zu bekommen. Die Abdampf-, Kondensat- und Lufftleitungen sind geschweißt, die Rippenrohre, wie langjährige Erfahrungen zeigen, absolut dicht einwalzbar. Für eine sichere Ausdehnung sämtlicher Teile der Anlage ist beim konstruktiven Aufbau in ausreichender Weise Sorge getragen.

Regelung

Mit der Temperatur der Außenluft verändert sich bei gleichem Belastungszustand das Vakuum und damit die Abdampftemperatur. Dies gilt sowohl für den Kühlturbetrieb

als auch für den Lufftkondensator. Da die Temperaturschwankungen in unserm Klima oft recht beträchtlich sind, ist es zweckmäßig, für die Lüfter eine weitgehende Regelung vorzusehen. Zu diesem Zweck können die Lüfter ihren Antrieb gruppenweise, bei kleinen Anlagen auch einzeln von regelbaren Motoren oder über Regelgetriebe erhalten.

Betrachtet man die in Zahlentafel 1 gegenübergestellten Betriebsverhältnisse für Wasserkondensation und Lufftkondensation, so ist zu erkennen, daß sich bei Lufftkondensatoren bei hohen Luffttemperaturen ein etwas kleineres Vakuum einstellt. Die in der Abbildung zusammengestellten Zahlen gelten für gleiche Lufftleere bei 15° Luffttemperatur und beziehen sich beim Lufftkondensator auf gleiche Lufftmenge über den ganzen Temperaturbereich.

Die mittlere Jahrestemperatur liegt fast im ganzen Deutschen Reich unter 10° C. Nur Freiburg im Breisgau erreicht gerade ein Jahresmittel von 10° C.²⁾ Damit arbeitet der für 15° ausgelegte Lufftkondensator im größten Teile des Jahres günstiger als die Wasserkondensationsanlage. Der Luffttemperatur von 15° wurde in Abb. 5 beim Kühlturbetrieb eine Kaltwassertemperatur von 28° zugeordnet. Diese Temperatur wird bei der heutigen Bauform, Beaufschlagung und Preisgestaltung im günstigsten Falle gerade erreicht, liegt aber oft noch höher. Da die für eine mittlere Luffttemperatur von 15° ausgelegte Turbine

²⁾ Klimaatlas des Preußischen Meteorologischen Instituts.

Zahlentafel 1

Kühlturm-kondensation

Außen-temperatur	°C	0	5	10	15	20	25
Kühlwasser-Eintritt	°C	24	25	26	28	31	34
Kühlwasser-Austritt	°C	34	35	36	38	41	44
Dampf-temperatur	°C	38	39	40	42	45	48
Dampfdruck	ata	0,069	0,071	0,076	0,084	0,096	0,114
Lufftleere bei 760 mm Hg	%	93,3	93,1	92,7	91,9	90,6	89,0

Lufftkondensation

Außen-temperatur	°C	0	5	10	15	20	25
Dampf-temp-Turbine	°C	28,5	33	38	43	48	53
Dampf-temp-Kondensator	°C	27	32	37	42	47	52
Lufftleere-Turbine	%	96,2	95,0	93,5	91,5	89,0	86,0
Lufftleere-Kondensator	%	96,5	95,3	93,8	91,9	89,5	86,6

Vergleich der Betriebsverhältnisse

Gleiches Vakuum bei 15° Luffttemperatur

sehr hohes Vakuum bei niederen Temperaturen im Winter infolge der erhöhten Austrittsverluste nicht verarbeitet, kann in dieser Zeit die Lufftmenge erheblich gedrosselt werden. Im Sommer könnte dagegen übermäßiger Vakuumabfall bei hohen Temperaturen verhindert werden durch entsprechende Vergrößerung der Lufftmenge. Schon der Verlauf der Temperaturen eines Sommertages zeigt bekanntlich große Temperaturunterschiede. Höchste Temperaturen über 25° sind bei den in Deutschland herrschenden klimatischen Verhältnissen nur stundenweise vorhanden, während in der Vormittagszeit sowie in der Nacht die Temperaturen im allgemeinen ganz wesentlich niedriger liegen. Da sich der Lufftkondensator im Gegensatz zu dem Rückkühlbetrieb, bei dem sich eine Speicherwirkung zeigt, unmittelbar auf die Luffttemperatur einstellt, kann die heiße Mittagszeit im Sommer durch Mehrleistung der Lüfter ausgeglichen und hohes Vakuum in dieser Zeit gehalten werden. Durch automatische Regelung der Lüfterdrehzahl könnte sogar ein bestimmtes Vakuum, unabhängig von der Luffttemperatur, eingestellt werden. Es ist leicht zu errechnen, daß sich selbst bei sehr niederen Stromkosten eine derartige automatische Regelung durch die Einsparungen an Betriebskosten bezahlt macht.

Abmessungen und Platzbedarf

Abb. 5 stellt den Entwurf eines Lufftkondensators für eine Maschinenleistung von 50 000 kW dar. Der Kondensator besitzt eine Länge von insgesamt 125 m. Die Lüfterleistung beträgt 6600 m³/s bzw. 24 Millionen m³/h. Die Anlage benötigt, als Einzelanlage betrachtet, die halbe Grundfläche, die ein Kühlturm beansprucht. Baut man mehrere Anlagen gleicher Art nebeneinander, so wird der Platzbedarf geringer. Die Höhe ist nur ein Bruchteil jener für einen Kühlturm. Da der Kondensatorkeller im Maschinenhaus fehlt, kann zudem der Maschinenhausflur tiefer liegen, das Maschinenhaus niedriger und durch Fortfall der Kühlwasserpumpen kleiner werden. Es ist vor allem aber noch darauf hinzuweisen, daß der Raum unter den Lufftkondensatoren frei ist, so daß dieser Raum für Straßen, Schienenwege usw. zur Verfügung steht. Ein derartiger Lufftkondensator könnte so bei beschränkten Platzverhältnissen ohne weiteres über eine Werkseisenbahnanlage hinweg gelegt werden. Um den Platzbedarf vor Augen zu führen, sind in Abb. 6 die Grund-

flächen einer Rückkühlanlage und die eines Luftkondensators für je 200 000 kW verglichen. Der Auslegung der Kühltürme liegt ein Kühlwasservielfaches von $55 \text{ m}^3/\text{to}$ sowie eine Grundflächenbelastung von $5 \text{ m}^3/\text{m}^2 \text{ h}$ zugrunde. Bei hinreichenden Zwischenräumen zwischen den Kühltürmen sowie guter, nicht

überall in ausreichender Menge zur Verfügung stehende atmosphärische Luft zum Kondensieren verwendbar ist, so kann man den Standort der Dampfkraftwerke lediglich nach jenen Bedingungen bestimmen, die durch den Brennstoff und die Fortleitung der elektrischen Energie gegeben sind. Die Frage des

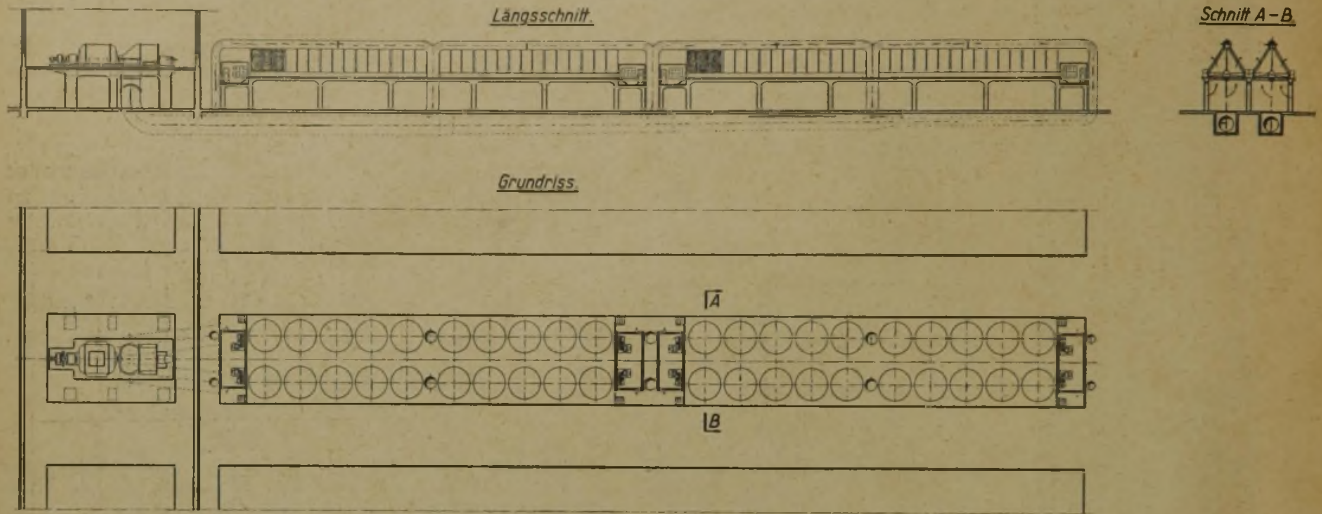


Abb. 5: GEA-Luftkondensator für eine 50 000-kW-Turbine

beengter Aufteilung des Luftkondensators ergibt sich ein Flächenverhältnis von 100:43.

Ausblick und Auswirkung auf die Planung von Kraftwerken

Die Ausführungen dürften bewiesen haben, daß die Zeit gekommen ist, das Problem der Luftkondensation bei der Planung von Dampfkraftwerken in den Vordergrund zu stellen. Der behandelte Luftkondensator ist in seiner heutigen Form durchaus betriebssicher und stellt sich bei richtiger Auslegung bezüglich der Anlage- und Betriebskosten zum mindesten nicht ungünstiger als der Wasserkondensator mit Rückkühlbetrieb. Die ersten stationären Luftkondensatoren sind in Auftrag. Davon gehen zwei Anlagen etwa in Jahresfrist in Betrieb.

Erfüllt der Luftkondensator in der Praxis alle an ihn gestellten Anforderungen, so ergibt sich für den Bau und Betrieb von Dampfkraftwerken in Zukunft eine neue Grundlage. Heute ist man noch gezwungen, für die Wasserbeschaffung enorme Aufwendungen zu machen. Ja, die Wasserfrage bestimmt vielfach den Platz des Kraftwerkes. Oft genug geht man mit den Kraftwerken an die Flüsse, um für die Kondensation des Dampfes in ausreichender Menge Kühlwasser von geringer Temperatur zu haben, wobei man den Transport der Kohle vom Erzeugungsort bis zum Kraftwerk und den Rücktransport des Stromes in die Industriegebiete in Kauf nimmt. Wenn durch die Praxis bewiesen wird, daß man für die Kondensation des Dampfes kein Wasser mehr braucht und daß die

Kühlmittels spielt dann in Zukunft hierbei keine Rolle mehr.

Ein weiterer entscheidender Vorteil ergibt sich bei der Einführung der Luftkondensation durch den Fortfall des Wasserkreislaufes hinsichtlich der Betriebssicherheit des Dampfkraftwerkes. Der Betrieb der Wasser-

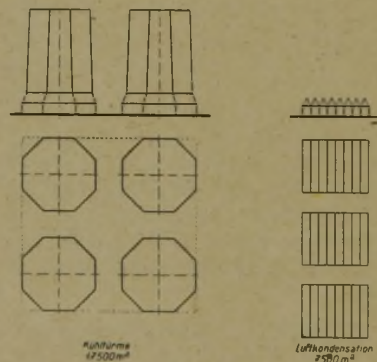


Abb. 6: Vergleich der Grundflächen und Bauhöhen für 200 000 kW

kondensationsanlage ist beeinträchtigt durch die Steinansätze und Korrosionen an den Kondensatorrohren. Außerdem verursacht die Undichtigkeit dieser Rohre eine ständige Verunreinigung des Kondensats durch Härtebildner. Alle diese mit der Wasserwirtschaft zusammenhängenden und zu Störungen Anlaß gebenden Erscheinungen können bei der Luftkondensation nicht auftreten.

Der Erfolg der Drucksteigerung bei Kondensations- und Gegendruckanlagen *)

Von H. Schult VDI, Essen

Regelarten für Gegendruckanlagen

Reine Gegendruckanlagen sind außerordentlich selten. Sie arbeiten in fast allen Fällen zusammen mit Kondensationsanlagen, sei es, daß diese im gleichen Werk oder in einem Betrieb des gleichen Unternehmens stehen oder in einem Fremdstromanschluß zu suchen sind (Abb. 1).

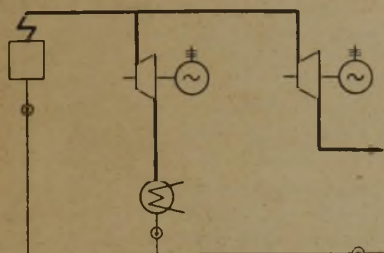


Abb. 1: Leistungsausgleich eines Entnahmebetriebes durch Kondensationsanlage

Diese Tatsache erklärt sich aus der einfachen Ueberlegung, daß die bei reinem Gegendruckbetrieb anfallende Strommenge in einem festen Verhältnis zur entnommenen Heizdampfmenge steht und daß Strom- und Heizdampfbedarf des Betriebes in ihrem Tages- und Jahresverlauf diesem festen Verhältnis nicht ohne weiteres anzupassen sind. Der Kondensationsanlage fällt dann der entsprechende Belastungsausgleich zu. Dies gilt so lange, wie der Strombedarf die im Gegendruckbetrieb erzeugte Strommenge überwiegt. Ist dies nicht der Fall, so muß der erzeugte Ueberschußstrom in einem anderen Betriebe untergebracht oder an das Fremdstromnetz abgegeben werden. Bietet sich hierzu keine Möglichkeit, so ist als einfachste Regelung des Belastungsausgleichs die parallel zur Gegendruckanlage liegende Druckminderanlage zu nennen (Abb. 2). Ueber die Druck-

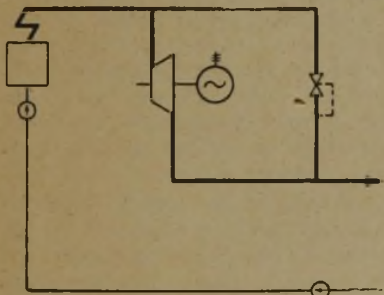


Abb. 2: Leistungsausgleich eines Entnahmebetriebes durch Druckminderanlage

minderanlage wird der Teil des Heizdampfes geleitet, der zur Stromerzeugung nicht mehr benötigt wird bzw. dessen elektrische Leistung im Strombedarf nicht untergebracht werden kann. Eine solche Betriebsweise ist infolge der Abdrosselung von Nutzgefälle natürlich unwirtschaftlich. Ein etwas wirtschaftlicherer Betrieb könnte möglicherweise dadurch erreicht werden, daß man den Frischdampfdruck in gewissen Grenzen schwanken läßt und mit einer Art Gleitdruckverfahren den Lastausgleich für die Stromerzeugung herbeiführt. Die Schluckfähigkeit normal gebauter Turbinen läßt bei vollem Dampfdurchsatzgewicht ein Absinken des Frischdampfdruckes vor den Einlaßventilen um etwa 10 v. H. in Atmosphären zu, ohne daß der Turbinenwirkungsgrad wesentlich abnimmt. Durch zusätzliche Beaufschlagung läßt sich eine Druckabsenkung bis auf 70 v. H. und mit Ueberströmventilen für die Einführung des Dampfes in

nachgeschaltete Turbinenstufen eine solche bis auf 40 v. H. erreichen bei vollem Dampfdurchsatz und nahezu gleichbleibendem Turbinenwirkungsgrad.

Diesen Wirkungsgradverlauf veranschaulicht Kurve a in Abb. 3. Kurve b zeigt die Gefälleabnahme abhängig vom Frischdampfdruck von 100 ata ausgehend und Kurve c die zugehörige Leistungsabnahme unter Berücksichtigung der Aenderung des Wirkungsgrades nach Kurve a. Dabei wurde ausgegangen von den zu 100 ata gehörenden relativen Werten 100 v. H. für

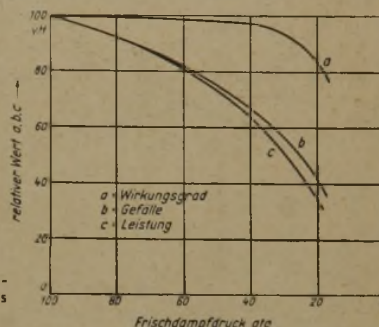


Abb. 3: Leistungsänderung bei Aenderung des Frischdampfdruckes

Wirkungsgrad, Gefälle und Leistung. Wir sehen aus diesem Bild, daß man durch eine Art Gleitdruckregelung zwischen 100 ata und 40 ata das Verhältnis von elektrischer Leistung zu Heizdampfentnahme zwischen 100 v. H. und etwa 64 v. H. regeln könnte.

Es mag außerhalb der heutigen Betrachtung bleiben, ob ein derartiges mit veränderlichem Frischdampfdruck arbeitendes Regelverfahren betrieblich leicht und mit der nötigen Sicherheit durchzuführen ist. Die meisten Anlagen oder fast alle Anlagen arbeiten, wie oben schon gesagt, im Ausgleich zusammen mit Kondensationsanlagen.

Gewinnsteigerung durch Erhöhung des Frischdampfdruckes

Vor einigen Jahren brachte ich eine Abbildung, die den bei Kondensationsanlagen möglichen Wärmegewinn in v. H. abhängig vom Genehmigungsdruck mit dem allgemein kennzeichnenden Verlauf darstellt, wenn der Genehmigungsdruck von 40 ata auf 160 ata gesteigert wird (Abb. 4). Bemerkenswert ist hierbei, daß die Hälfte des 10 v. H. betragenden Gesamtgewinnes bereits bei 62 ata erreicht wird, also mit einer Druckerhöhung um 22 at, wohingegen für die restlichen 5 v. H. die recht erhebliche Drucksteigerung um weitere 100 at erforderlich wird. Dagegen entspricht

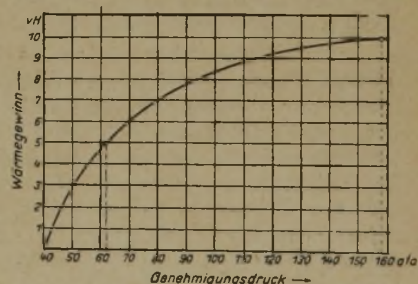


Abb. 4: Wärmegewinn bei Drucksteigerung

es der allgemein geltenden und anerkannten Auffassung, daß Gegendruckanlagen bei Steigerung des Frischdampfdruckes um die gleiche Spanne einen erheblich höheren Gewinn bringen. Diese Ansicht

*) Abb. des Verfassers.

ist falsch und beruht auf einem recht elementaren Denkfehler!

Zum Nachweis der Behauptung einer besseren Wärmeausnutzung bei Drucksteigerung in Gegendruckanlagen werden die verschiedensten Darstellungsarten gewählt. Vor Jahren wurde gelegentlich eines Vortrages hier in diesem Hause ein Bild gezeigt, das den bei Steigerung des Anfangsdruckes von 15 atü auf 60 atü möglichen Gewinn abhängig vom Gegendruck darstellt (Abb. 5). Die ausgezogenen Kurven bezeichnen das Wärmegefälle in Wärmeinheiten und

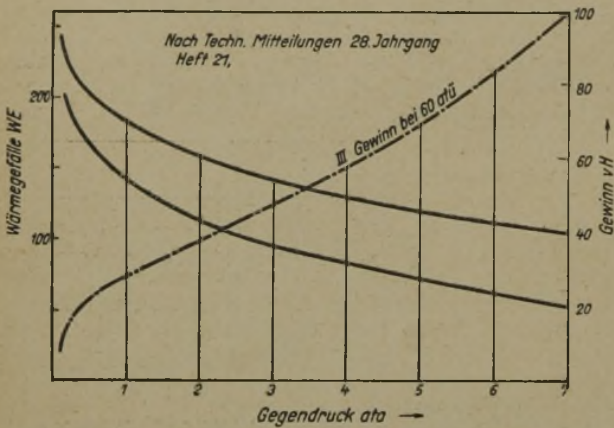


Abb. 5: Gewinn bei Steigerung des Anfangsdruckes von 15 atü auf 60 atü in Abhängigkeit vom Gegendruck

die unterbrochene Kurve den Gewinn in v. H. bei einer Drucksteigerung von 15 atü auf 60 atü. Der Verfasser bemerkt hierzu:

„Die Kurve III des Gewinnes läßt erkennen, daß, gleiche Maschinenwirkungsgrade vorausgesetzt, der Uebergang vom Betrieb mit 15 atü Druck auf 60 atü bei Kondensationsanlagen nur 20 Prozent Gewinn verspricht, bei 2 atü Gegendruck aber schon eine Verringerung des Dampfverbrauchs von 48 Prozent, bei 6 atü Gegendruck sogar eine solche von nahezu 100 Prozent auftritt.“

(Man denke, eine Verringerung des Dampfverbrauchs von nahezu 100 v. H.!) Es kommt dann die übliche Folgerung:

„In bezug auf die Wärmewirtschaftlichkeit bieten also Industrien, die im Gegendruckbetrieb arbeiten, für die Einführung hohen Druckes besonders günstige Verhältnisse.“

Der Verfasser hat seine Darstellung bei 7 atü abgebrochen. Würde der Gegendruck nämlich über 7 atü steigen, so läßt sich bei dieser Darstellungsweise ein Gewinn von über 100 v. H., ja ein solcher von unendlich v. H. zeigen, wenn nur der Gegendruck hoch genug gewählt wird (Abb. 6).

Es ist nun keineswegs meine Absicht, den Verfasser gerade dieser Arbeit anzugreifen. Seine Ansicht entsprach der allgemeinen, die in vielen Veröffentlichungen und Vorträgen anerkannter Fachleute und Wissenschaftler zu lesen war. Es ist ihm jedoch gelungen, eine Darstellungsweise zu finden, die verhältnismäßig leicht auf den bisherigen Irrtum aufmerksam macht. Auch meine eigenen Veröffentlichungen kann ich hierzu heranziehen, um zu zeigen, zu welchen Trugschlüssen man kommen kann. Ein von mir früher gebrachtes Bild, das zu den gleichen Fehlschlüssen führt, zeigt die Wärmeersparnis in v. H. abhängig von der im Heizdampf nutzbaren Wärmeabgabe (Abb. 7). Hierbei ist einmal ein Entnahmedruck von 4 atü und zum anderen

ein solcher von 1 atü angenommen. Diese Darstellung sollte zeigen, wie die unterschiedliche Senkung des Wärmeverbrauchs bei 100 atü gegenüber 40 atü, beginnend mit 4 v. H. beim reinen Kondensationsbetrieb mit steigendem Heizdampfbedarf zunimmt, und schließlich bei reinem Gegendruckbetrieb auf 1 atü 18 v. H., bei reinem Gegendruckbetrieb auf 4 atü 26 v. H. erreicht. Eine Verlängerung dieser Ersparnis-kurven bis zu dem Punkt 40 atü als Gegendruck würde hier ebenfalls eine Ersparnis von unendlich v. H. bringen. Es besteht also grundsätzlich kein Unterschied gegenüber der in Abb. 6 gezeigten Darstellung.

Diese Auffassung, daß der infolge Drucksteigerung bei Gegendruckanlagen erzielbare Wärmegewinn größer ist als der bei Kondensationsanlagen erreichbare Gewinn, beruht auf einem grundsätzlichen Irrtum! Es besteht weder ein wärmewirtschaftlicher, noch ein gesamtwirtschaftlicher Unterschied zwischen dem durch Drucksteigerung bei Gegendruckanlagen erreichbaren Gewinn und dem bei Kondensationsanlagen möglichen.

Zum Nachweis der Richtigkeit dieser Behauptung ist der Erfolg einer Drucksteigerung von 20 atü auf 100 atü für eine reine Kondensationsanlage und für Entnahmebetrieb ermittelt, einmal unter Beibehaltung des Dampfdurchsatzgewichtes, also der Dampfleistung in t je Stunde, das andere Mal unter Beibehaltung der erzeugten elektrischen Leistung in kWh je Stunde.

Für die Arbeitsweise kommen Schaltungen in Frage, wie sie als Beispiel in Abb. 8 dargestellt sind. Die Kondensationsanlage arbeitet in allen Fällen vor und nach der Drucksteigerung nach Figur 1, wobei dahingestellt sein möge, ob es sich um eine ein- oder mehrgewärtige Maschine bzw. einen selbständigen Vorschaltteil handelt. Für den Entnahmebetrieb ist angenommen, daß der Drucksteigerung bei gleichbleibendem Dampfgewicht eine reine Gegendruckanlage nach Figur 4 zugrunde liegt; dagegen soll bei gleichbleibender elektrischer Leistung bei Niederdruck eine Kondensationsmaschine parallel zur Gegendruckturbine gemäß Figur 3 arbeiten, während bei Hochdruck die ursprünglich in der Kondensationsmaschine erzeugte Arbeit zusätzlich im reinen Gegendruckbetrieb gemäß Figur 4 gewonnen wird.

Abb. 9 zeigt eine Darstellung der sich hiernach für verlustlose Maschinen vor und nach der Drucksteigerung ergebenden Leistungsverhältnisse bei gleichbleibender Dampfmenge. Beim Kondensations-

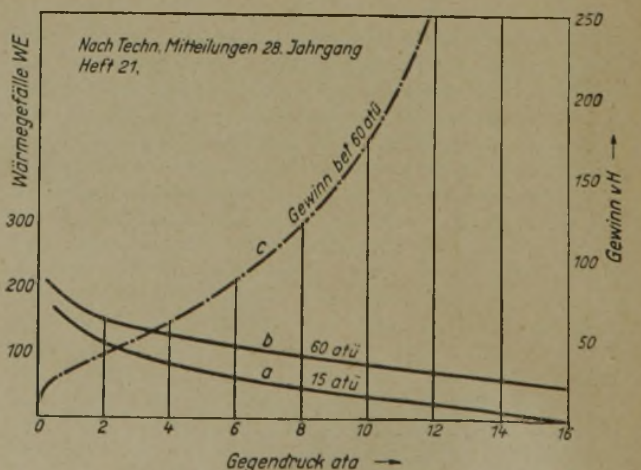


Abb. 6: Gewinn bei Steigerung des Anfangsdruckes von 15 atü auf 60 atü in Abhängigkeit vom Gegendruck

betrieb wird, ausgehend von 20 ata 260°, das gesamte Gefälle für die Stromerzeugung verwendet; die erzielbare elektrische Leistung entspricht hier der waagrecht schraffierten Fläche. Bei Gegendruckbetrieb ist

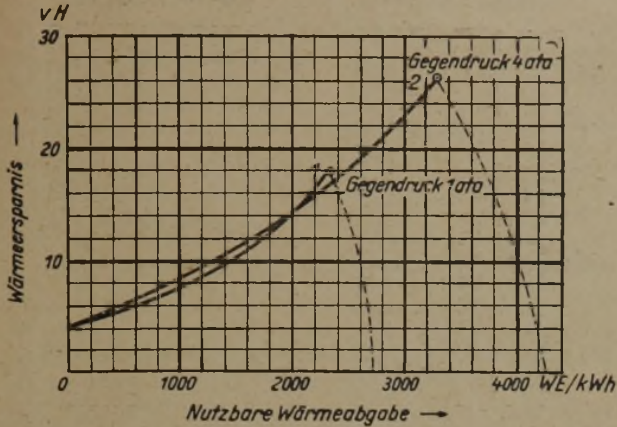


Abb. 7: Absenkung des Wärmeverbrauchs für die Stromerzeugung bei 100 ata, 500° gegenüber 40 ata, 480° (vor der Turbine) abhängig von der Heizdampfentnahme

die Verarbeitung der gesamten 20-ata-Dampfmenge bis auf 5-ata-Gegendruck dargestellt, wobei die ebenfalls waagrecht schraffierte Fläche die hierbei erzeugte elektrische Leistung bezeichnet.

Wird nun unter Beibehaltung des Dampfgewichtes, also der 100 t/h oder 200 t/h, je nachdem, von welchem Wert ausgegangen wurde, der Druck von 20 ata 260° auf 100 ata 500° gesteigert, so erhält man in beiden Fällen zusätzlich die gleiche senkrecht schraffierte Fläche als elektrische Mehrleistung. Um die gleiche Dampfmenge statt unter 20 ata 260° jetzt unter 100 ata 500° zu erzeugen und mit der Kondensationsanlage oder der Gegendruckanlage zu verarbeiten, sind für die Maschinenanlagen keine unterschiedlichen Aufwendungen zu machen. In beiden Fällen werden die gleichen Vorschaltteile erforderlich, die in der Lage sein müssen, die durch die senkrechte Schraffierung gekennzeichneten Flächen elektrischer Leistung zusätzlich zu erzeugen. Auch die Änderungen in den Kesselanlagen unterscheiden sich nicht, so daß Gewinn und Aufwand in beiden Fällen vollkommen gleich sind. Der infolge Drucksteigerung mögliche Gewinn ändert sich auch nicht, wenn nur ein Teil des Gegendruckdampfes unter 5 ata ins Heiznetz gehen, und der Rest in einem Kondensationsteil weiterverarbeitet würde, oder wenn der Gegendruckdampf unmittelbar der ND-Kesselanlage für das Heizdampf-

netz entnommen wird und daher vor der Entnahme noch keine Arbeit geleistet hat. Der Gewinn ist allein abhängig von der Drucksteigerung unterliegenden Einheitsdampfmenge. Bei gleichem Aufwand für Kondensations- und Entnahmebetrieb ergibt sich stets der gleiche Gewinn.

Der den früheren Überlegungen zugrunde liegende Fehler bestand darin, daß im Falle des Kondensationsbetriebes der Gewinn an elektrischer Arbeit (senkrecht schraffierte Fläche in Abb. 9) auf die vor der Drucksteigerung erzielte Arbeit (waagrecht schraffierte Fläche in Abb. 9) bezogen und in v. H. ausgedrückt wurde. Beim Falle des Gegendruck- oder Entnahmebetriebes wurden die gleichen Bezugsgrößen gewählt. Die Ausgangsleistung beim Gegendruckbetrieb ist aber, wie Abb. 9 erkennen läßt, eine durchaus labile Bezugsgröße. Diese kann je nach Wahl des Gegendruckes so klein gemacht werden, daß sich ein vielfacher Gewinn, selbst ein solcher von unendlich ausrechnen läßt. Die allein richtige Darstellung veranschaulicht Abb. 10, sie gilt für Kondensations- und Entnahmebetrieb und zeigt über den ganzen Verlauf zwischen 20 ata und 100 ata kurvenmäßig den elektrischen Leistungsgewinn durch Drucksteigerung je Einheitsdampfmenge.

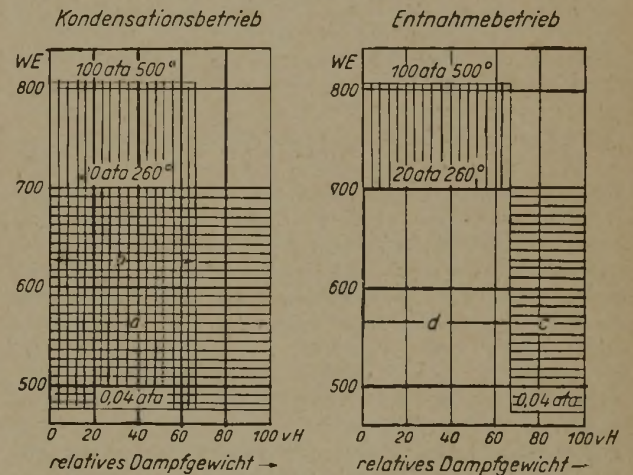


Abb. 9: Leistungszunahme bei Drucksteigerung (Dampfmenge gleichbleibend)

Die weitere Darstellung der sich für verlustlose Maschinen vor und nach der Drucksteigerung ergebenden Leistungsverhältnisse für den Fall gleichbleibender elektrischer Leistung zeigt Abb. 11. Für den Kondensationsbetrieb werde unter 20 ata 260° die Dampfmenge a erzeugt, für den Entnahmebetrieb unter dem gleichen Druck die gleiche Dampfmenge, von der jedoch die Menge c im Kondensationsteil arbeiten und die Menge d unmittelbar in das Heiznetz eintreten möge. Steigert man jetzt beim Kondensationsbetrieb und beim Entnahmebetrieb den Frischdampfdruck unter gleichzeitiger Verringerung des Dampfgewichtes derart, daß die gesamte erzeugte Strommenge die gleiche bleibt, so zeigt sich auch hier das gleiche Ergebnis. Beim Kondensationsbetrieb läßt sich für das Rechnungsbeispiel das relative Dampfgewicht auf 64 v. H. und beim Entnahmebetrieb ebenfalls auf 64 v. H. verringern. Dem gleichen Aufwand steht genau der gleiche Gewinn entgegen. In beiden Fällen sind die Kesselanlagen entsprechend kleiner zu machen und die gleichen Kondensationsmaschinen durch gleiche Vorschaltteile zu ersetzen, die den zwischen 100 ata und 20 ata senkrecht schraffierten Flächenteil (Abb. 11) als elektrische Leistung erzeugen können.

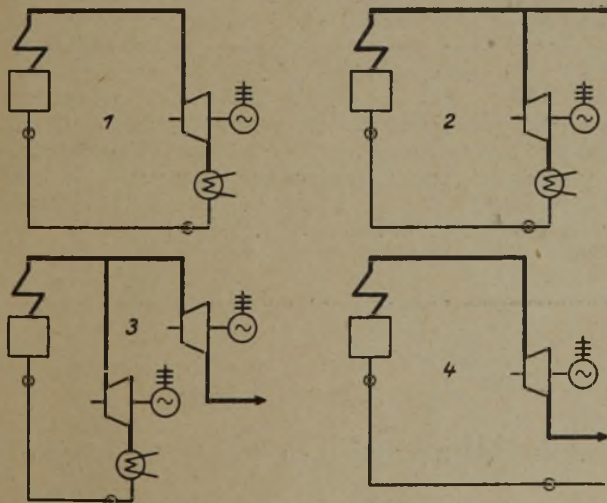


Abb. 8: Schematische Darstellung von Dampfanlagen bei Kond.- und Entnahmebetrieb

Eine Darstellung dieses ganzen Verlaufes zeigt die Kurve des gleichwertigen Dampfgewichtes abhängig vom Frischdampfdruck (Abb. 12). Auch diese Kurve ist völlig unabhängig davon, ob es sich um reinen Kondensationsbetrieb oder um reinen Gegendruckbetrieb handelt. Auch hier ist leicht einzusehen, daß für beide Betriebsarten die Änderung der Anlagekosten ganz

höhere Betriebsdrücke anwenden bei gleich gutem Turbinenwirkungsgrad als bei Kondensationsmaschinen. Wird aber eine bestimmte Mindestgröße von Maschinen

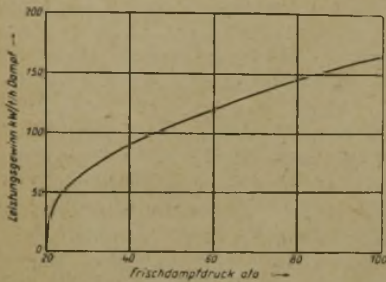


Abb. 10: Leistungs-gewinn in kW je t/h Dampf durch Drucksteigerung

gleich bleibt, ob wir nun annehmen, daß bei höheren Betriebsdrücken die Anlagekosten höher werden, daß sie gleich bleiben, oder daß sie geringer werden.

Betriebliche und konstruktive Einschränkungen

Wenn bis jetzt festgestellt wurde, daß die Drucksteigerung bei Kondensationsanlagen und bei Gegendruckanlagen wärmewirtschaftlich und anlagemäßig völlig gleiche Ergebnisse bringt, so sind hier einige Einschränkungen betrieblicher und konstruktiver Art zu machen, die an den grundsätzlichen Feststellungen nicht das geringste ändern.

Zunächst ist die Zwischenüberhitzung zu nennen. Bei reinen Gegendruckanlagen kann, wie bekannt, ein höherer Betriebsdruck zugelassen werden, ohne daß die Endfeuchtigkeit in den letzten Turbinenstufen unzulässige Werte annimmt. Ob man aber die Zwischenüberhitzung als einen so großen betrieblichen Nachteil ansieht, daß man deswegen nun den Druck wesentlich herabsetzt, ist eine Frage anderer Art. Man wird zwar nicht gerade wegen weniger Atmosphären im Hochdruckgebiet, die verhältnismäßig wenig Gewinn bringen, auf Zwischenüberhitzung übergehen. Wir sind aber heute sowohl hinsichtlich des Schaufelmaterials als auch hinsichtlich der Auslaßtemperaturen des Frischdampfes so weit, daß wir auch bei reinen Kondensationsanlagen Betriebsdrücke bis 100 ata ohne Zwischenüberhitzung anwenden können. Allzu lange also wird diese Frage der Zwischenüberhitzung, die das wärmewirtschaftliche Ergebnis ohnehin nicht ändert, die Frage der Druckwahl nicht beeinflussen.

Eine zweite Einschränkung auch unbedeutender, nicht grundsätzlicher Art ist die Frage der Turbinenbauart und die Frage des Turbinenwirkungsgrades. Um gute Turbinenwirkungsgrade erreichen zu können, sind gewisse Mindestdampfdurchsatzmengen erforderlich. Es ist einleuchtend, daß bei Gegendruckanlagen schon bei kleinen Leistungen die Dampfdurchsatzmenge wesentlich höher ist als bei Kondensationsanlagen der gleichen Größe. Wir können also bei Gegendruckmaschinen mit kleiner elektrischer Leistung bereits

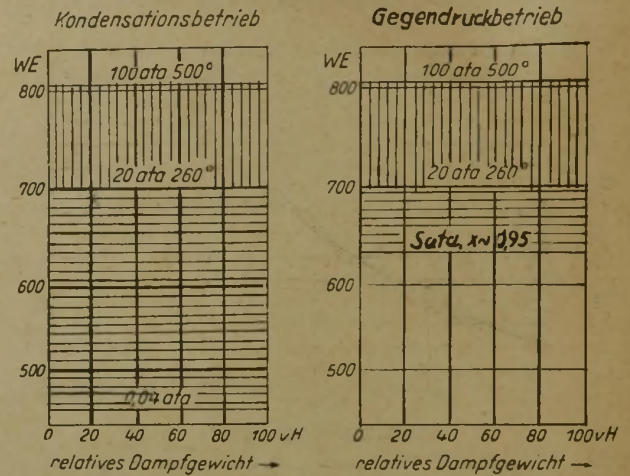


Abb. 11: Abnahme des relativen Dampfgewichtes bei Drucksteigerung (elektrische Leistung gleichbleibend)

zugrunde gelegt, wie das heute bei Neuanlagen in der Regel der Fall ist, so wird diese Frage bedeutungslos.

Zusammenfassung

Ich will das Grundsätzliche und Wesentliche noch einmal herausstellen: Es besteht entgegen der bisher allgemein anerkannten und verbreiteten Ansicht, daß die Drucksteigerung bei Gegendruckanlagen und

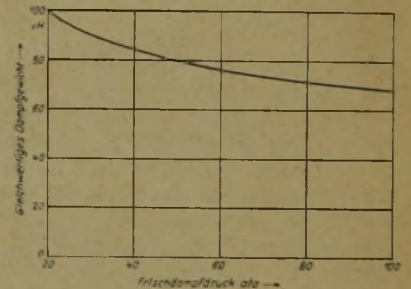


Abb. 12: Gleichwertiges Dampfgewicht abhängig vom Frischdampfdruck

Vorschaltanlagen einen größeren wirtschaftlichen Gewinn verspricht als bei Kondensationsanlagen, in Wirklichkeit kein Unterschied im Erfolg der Drucksteigerung bei reinen Kondensationsanlagen und bei Gegendruckanlagen. Es besteht kein Unterschied wärmewirtschaftlicher Art, kein Unterschied hinsichtlich des Aufwandes für Anlagekosten, also auch kein Unterschied im gesamtwirtschaftlichen Erfolg. Dies bedeutet nicht, daß die Gegendruckanlage in ihrer Gesamtheit gleichwirtschaftlich arbeitet, wie die Kondensationsanlage, sondern es heißt, daß der Erfolg der Drucksteigerung in beiden Fällen der gleiche ist.

Opfere und hilf deinem Volke!

Spende für das Winterhilfswerk!

Aussprachebeiträge zur Hochdruckdampftagung

Eröffnung

Als Leiter der Hochdruckdampftagung eröffnete Herr Direktor Dr.-Ing. e. h. F. Schulte die Reihe der Vorträge mit etwa folgenden Worten:

„Meine Herren! Es ist mir eine besondere Freude, Sie als Fachgenossen, insbesondere aber die Herren Vortragenden, im Namen des Hauses der Technik wie auch des Ruhr-Bezirksvereins des VDI und der ADK des Ruhr-Bezirksvereins herzlich zu begrüßen. Zu unserem Bedauern ist es uns leider nicht mehr möglich gewesen, aus Platzmangel ein Reihe von nicht angemeldeten Fachgenossen noch zuzulassen. Der überaus starke Besuch dürfte am besten die Bedeutung unserer heutigen Veranstaltung zum Ausdruck bringen.

Als vor einem Jahr der Gedanke einer neuen Hochdruckdampftagung erwogen wurde, habe ich große Bedenken gehabt, so kurz hintereinander zwei derartige Tagungen zu veranstalten. Der heutige Erfolg aber gibt denjenigen recht, die mit kühnem Optimismus zu dieser Tagung geraten haben. Der Fortschritt der Technik ist gerade auf diesem Gebiet so stürmisch, daß wir kaum folgen können, und verlangt, daß alle diejenigen, die auf dem Hochdruckdampfgebiet zu arbeiten haben, sich unbedingt mit den neuen Fortschritten bekannt machen müssen. Die Sammlung der Erfahrungen dehnt sich von Jahr zu Jahr auf einen weiteren Kreis aus.

Bei der Programmgestaltung haben wir auf die seitherige Entwicklung Rücksicht genommen und konnten bei Verzicht auf alles Grundsätzliche heute das Hauptgewicht auf die Bekanntgabe der bisher gemachten Erfahrungen legen. Ich bin überzeugt, daß wir alle von dieser Veranstaltung einen Gewinn mit nach Hause nehmen werden.“

Direktor Dr. Schulte nahm sodann an Stelle des durch Krankheit verhinderten Herrn Obering. Stehr das Wort zu dem ersten Vortrag des Tages „Werkstoffe von Hochdruckkesseln“.

In Ergänzung der von Herrn Direktor Dipl.-Ing. Weißgerber bekanntgegebenen Betriebserfahrungen über die Teilkammerkessel machte Herr Obering. Langhainrich noch folgende Ausführungen:

Die in der IG. Farbenindustrie AG., Farbenfabrik Wolfen, stehenden Kessel sind vom Erbauer geschildert und beurteilt; als Betriebsingenieur möchte ich hierzu einige ergänzende Bemerkungen machen.

Die Wahl des Kesselsystems erfolgte in Gemeinschaft mit der VGB. Als Vorbild diente der 60-atü-Kessel der Eintracht, dessen gute Betriebserfahrungen uns hinreichend bekannt waren. In intensiver Gemeinschaftsarbeit zwischen Erbauer, Berater und Betreiber entstand nach langwierigen Konstruktionsbesprechungen der erste Kessel. Derselbe machte zwar Dampf, befriedigte uns im übrigen in feuerungstechnischer Beziehung nicht und wird entsprechend den Schilderungen des Vorredners umgebaut.

Die Feuerraumbelastung war mit 238 000 kcal/m³/h für unsere schlackende Kohle viel zu hoch, häufige Be-

triebsstörungen durch Verschlackungen der Heizflächen waren die Folge. Der neueste Kessel ist für 120 000 kcal/m³/h vorsichtig ausgelegt. Der Umbau bedingt die Anbohrung der Haupttrommel an Ort und Stelle, um neue Löcher für die Unterbringung der vermehrten Wasserfallrohre zu den vermehrten Verteilerkästen zu schaffen. Zur Vergrößerung der Feuerraumkühlfläche dachte man daran, Gabelrohre für 125 atü zur Anwendung zu bringen. Die Probeausführung befriedigte uns nicht, und wir mußten uns entschließen, neue Verteilerkästen einzubauen. Durch Einschweißen von Gabelrohren wurde versucht, die Feuerraumkühlflächen in einfachster Weise zu vermehren.

Jeder folgende Kessel ist in Gemeinschaftsarbeit verbessert worden in dem Bestreben nach größerer Einfachheit der Gestaltung und damit Erhöhung der Betriebssicherheit.

Unser Bestreben war, Dichtungen weitest gehend zu vermeiden. Wir hatten ursprünglich den Wasservorwärmer des ersten Kessels projektiert mit 1380 Verschlüssen, haben denselben ausgeführt mit 245 Verschlüssen und ihn später durch einen vollkommen geschweißten Vorwärmer ersetzt. Damit waren die Verschlüsse mit den störungsanfälligen Dichtungen beseitigt. Dichtungen aus dem gleichen Material hielten in den Wasserverteilungskammern und den Überhitzerkästen einwandfrei dicht.

Beim dritten und den folgenden Kesseln sind auch die Überhitzerverschlüsse durch Anschweißen der Schlangenden an die Verteilerkästen vollkommen vermieden. Der Erfolg bestätigte uns die Richtigkeit dieser Maßnahme.

Die Teilkammern haben wir laufend vereinfacht, dieselben aber bis zum Kessel IV einschließlich beibehalten, wobei wir uns von Kessel zu Kessel über den Wert der Teilkammern immer wieder Gedanken machten. Eine gewisse Abschreckwirkung zur Verminderung der Überhitzerverschlackung bei unserer stark schlackenden Kohle ist sicherlich vorhanden.

Trotzdem entschlossen wir uns, beim fünften Kessel die Teilkammern ganz fallen zu lassen. Den Anstoß zu dieser Maßnahme gab die mangelhafte Zugänglichkeit des Hd.-Überhitzers beim Ersatz von Schlangen, weiter die Schwierigkeit, den Überhitzer erfolgreich zu blasen, um die starken Ansinterungen zu beherrschen. Der Hd.-Überhitzer wurde nunmehr in den zweiten Zug gelegt, er ist damit bequemer zugänglich. Vor dem Überhitzer liegt ein Kühlschirm, der von Speisewasser durchflossen wird. Er hat die Aufgabe, die mitgerissenen glühenden Schlackenteilchen abzukühlen und damit das Festsetzen an den Überhitzerrohren zu vermeiden.

Mit dem Kessel V haben wir uns dem Einheitskessel erheblich genähert.

Eines ist noch erwähnenswert, der Höchstdruckkessel IV besitzt keinen Dampfsammler mehr. Hier waren die Verhältnisse stärker als wir und wir haben uns nur ungern zum Verlust des Dampfsammlers entschlossen. Die Haupttrommel dieses Kessels von 7 m zyl. Länge ist eine dreischüssige Rökner-Trommel mit zwei Rund-

schweißnähten, Material Th 31 R, Wanddicke 98 mm. Die Schweißung dieser Nähte hat erhebliche Schwierigkeiten gemacht, die Vorbereitungen erforderten eingehendste Mitarbeit der Fachleute des Bestellers und des Bauüberwachers und Überwachung der Schweißarbeiten im Betrieb des Herstellers. Wir haben weniger Schwierigkeiten erwartet als eingetreten sind.

Ein Schmerzenskind des Betriebes ist die Beseitigung der durch die Eigenart der Kohle bedingten Verschlackung der Kühlflächen und vor allem des Hd.-Überhitzers. Die von der Kesselfirma gelieferten Rußbläser befriedigten bei den schwierig gelagerten Verhältnissen nicht restlos und müssen den besonderen Anforderungen durch Sonderkonstruktionen angepaßt werden.

Versuche mit wassergekühlten, fest eingebauten Runddrehern sind erfolgversprechend. Vorschubbläser sind ungeeignet, weil durch die Vorschubbewegung die Rohre durch den Dampfstrahl zerstört werden. Wiederholte Betriebsstörungen waren die Folge.

Es ist auch vorgekommen, daß der Hd.-Überhitzer durchsackte, dadurch auf den Vorschubbläser sich auflegte und im Laufe der Zeit durch die Drehung des Blasrohres durchgeschliffen wurde. Der Kessel mußte außer Betrieb genommen werden.

In der Frage der Rußbläser muß der Betriebsingenieur durch eigene Initiative Wandel schaffen und sich solche Einrichtungen beschaffen, die einen störungsfreien Betrieb gewährleisten. Der Kesselbauer sollte diesen scheinbar nebensächlichen Dingen größte Aufmerksamkeit schenken.

Um einige Worte zur Speisung der Kessel zu sagen: Die Speisepumpen haben uns durch Zerstörung der Lauiräder, Entlastungsscheiben und Zwischenstücke erhebliche Schwierigkeiten gemacht. Die Erhöhung des pH-Wertes des Speisewassers und der Einbau von Pumpeneingeweiden aus korrosionsbeständigem Material brachten hier Besserung.

Undichte Ventile der Höchstdruck-Speiseleitung brachten uns empfindliche Störungen, eingesetzte Sitze wurden hinterwaschen, auch sonst hielten Ventile nicht dicht und wurden zerstört.

Aufgeschweißte Sitze brachten Besserung, doch sind auch hiermit die Schwierigkeiten noch nicht restlos beseitigt.

Linsenverbindungen der Dampfleitungen der Kessel waren nicht dicht zu bekommen; die Linse aus A30 hatte durch das häufige Nachziehen die ballige Form verloren. Wir suchen zur Zeit ein geeigneteres Material. Es liefen sich noch manche unangenehme Dinge erwähnen; die Kürze der Zeit verbietet darauf einzugehen.

Zusammenfassend kann ich sagen, daß wir mit unseren Kesseln hinsichtlich Materialauswahl, konstruktivem Aufbau und Werkstattfertigung zufrieden sind. Die Kinderkrankheiten als solche sind überwunden, aber damit die Schwierigkeiten des Höchstdruck-Kesselbetriebes noch nicht restlos beseitigt. Es bedarf rastloser Arbeit des Betriebsingenieurs und verständnisvoller Mitarbeit der Lieferfirma, um die Betriebssicherheit der Höchstdruckkessel dem hohen Stand der Betriebssicherheit von Mitteldruckanlagen anzugleichen.

Zum Referat des Herrn Kaißling über den „Schmidt-Hochdruckkessel“ machte Herr Dr.-Ing. e. h. O. H. Hartmann, Kassel, folgende zusätzliche Ausführungen:

„Meine Herren!

Herr Kaißling hat bereits ausführlich über die Erfahrungen in Bitterfeld mit dem Schmidt-Hochdruckkessel gesprochen. Ich möchte seine Ausführungen nur durch die Bekanntgabe einiger betrieblicher Erfahrungen an anderer Stelle ergänzen. Die IG. Farbenindustrie, Werk Bitterfeld, war das erste Unternehmen, das sich nach langjährigen Versuchen an einem Versuchsessel für 100 at Betriebsdruck, Bauart Schmidt, mit mittelbarer Beheizung zur Aufstellung einer Großanlage, bestehend aus 10 Schmidt-Kesseln, entschlossen hat. Dank dafür gebührt besonders den Herren Obering. W. Quack und Dipl.-Ing. Kaißling, die allen Widerständen zum Trotz ihren Plan durchsetzten. Diese neue Großanlage hat von Anfang an allen Anforderungen entsprochen. Ich habe bei meiner Werbetätigkeit vielfach die Erfahrung gemacht, daß man die indirekte Dampferzeugung gar nicht richtig kennt, sondern ihr mit Unrecht den Vorwurf eines verwickelten Betriebes macht.

Herr Obering. Kaißling hat vorhin ganz deutlich zum Ausdruck gebracht, daß die Schmidt-Kessel genau so von den Heizern bedient werden wie jeder andere Kessel mit selbsttätigem Wasserumlauf. Um die Heizsysteme braucht sich das Bedienungspersonal nicht zu kümmern, denn der Verlust an Heizwasser ist außerordentlich gering; er beträgt im Betrieb weniger als 0,001 % der verdampften Speisewassermenge.

Die mittelbare Dampferzeugung ist nicht nur in ortsfesten Betrieben, sondern auch im Eisenbahnbetrieb bei Hochdrucklokomotiven wie auch auf Seeschiffen erprobt worden. In diesen ortsbeweglichen Betrieben kommen wesentlich schwerere Betriebsbedingungen vor als bei all den ortsfesten Landanlagen, die hier heute beschrieben worden sind. Trotzdem hat sich die indirekte Dampferzeugung bewährt.

Es sind aber auch bereits einige Schmidt-Kessel im hiesigen Bezirk in Betrieb, die den Dampf für Förderschiffen liefern. Das sind alles Beweise für die Zulässigkeit starker plötzlicher Lastwechsel.

Schiffskessel auf einem Seeschiff können nicht erst tage-, wochen- oder monatelang versuchsweise betrieben werden, sondern da muß der Kessel vom ersten Betriebstage an seine volle Leistung hergeben. Ich will dafür ein Beispiel bringen:

Die Argo-Reederei in Bremen hat auf den Nordseewerken in Emden den neuerbauten Dampfer „Altair“ mit einer Hochdruckkesselanlage, Bauart Schmidt, für 55 at Betriebsdruck ausrüsten lassen. Der Dampfer ging am 1. November 1937 infolge der Ausreisverzögerung durch Nebel ohne die vorgesehene Probefahrt in See. Kurz vor der Abfahrt war festgestellt worden, daß durch ein Versehen in jede der zwei Kesseltrommeln, welche den Betriebsdampf liefern, 350 bis 400 l Brennöl hineingeraten waren. Es bestand keine Möglichkeit, zur Erfüllung der vertraglichen Verfrachtungsverpflichtungen, die Kessel von dem Öl zu befreien, erstens das Schiff mußte sofort seine vierwöchige erste Jungferntour antreten. Sowohl der Kes-

sel als auch die zugehörige Hauptmaschine des Schiffes, eine Kolbenmaschine, Bauart Lentz-Salge, haben diesen rohen Betrieb überstanden. Damit ist der beste Beweis für die absolute Betriebssicherheit der indirekten Dampferzeugung erbracht. Kein anderes Kesselsystem hätte eine solche schlechte Behandlung vertragen.

Im ganzen sind jetzt 55 Schmidt-Hochdruckkessel mit mittelbarer Beheizung in Bau oder Betrieb, mit Einzelleistungen von 1 bis 65 t/h und Betriebsdrücken von 40 bis 125 atü. Die stündliche Gesamtdampferzeugung beläuft sich auf etwa 1750 t.

Zur Zeit sind drei kleine Kessel für K a n a l s c h l e p p e r in unserer Werkstatt in Wilhelmshöhe in Bau begriffen. Einer der Kessel kann zur Zeit Interessenten in Betrieb vorgeführt werden."

Zu den Ausführungen des Herrn Direktor Wünsch über „Regelung von Hochdruckkesseln“ äußerte sich Herr Dipl.-Ing. R a b e , Berlin, wie folgt:

„Herr Direktor Wünsch hat in seinem Vortrag erwähnt, daß sich ein reiner Benson-Kessel ohne Trommel in seiner Leistung nur etwa um 2% je Minute verändern läßt. Dem kann nicht unwidersprochen bleiben.

Es wird dabei offenbar die Verzögerung in der Auswirkung einer Fehlbeheizung auf die Dampftemperatur und eine Laständerung verwechselt. Bei dem reinen Benson-Kessel spielen sich doch die Vorgänge wie folgt ab: Wenn man das Wasser allein oder das Feuer allein ändert, muß sich dies in einem Absinken oder Ansteigen der Dampftemperatur im Kesselaustritt naturnotwendig auswirken. Diese Temperaturänderungen haben in der Tat große Verzögerungen, die bedingt sind durch die Zeit, die vergeht, bis ein Wasser-Teilchen den Kessel durchlaufen hat. Diese Zeit beträgt je nach der Belastung etwa 2 bis 10 Minuten und ist praktisch genau umgekehrt proportional der Belastung. Verzögernd wirkt auch noch die Speicherfähigkeit der Eisenmassen der Heizflächen.

Wenn man aber Wasser, Brennstoff und Luft im richtigen Verhältnis zueinander g l e i c h z e i t i g regelt, so kann man die Dampflieferung des Kessels praktisch sofort ändern, unter der Voraussetzung, daß die Feuerung dem gegebenen Regelimpuls auch sofort folgt. Bei Oel- und Gasfeuerungen ist dies praktisch der Fall, auch noch annähernd bei reinen Kohlenstaubfeuerungen. Dagegen beträgt die Regelverzögerung bei Feuerungen mit Einblasemühlen etwa 30 bis 120 Sekunden. Diese Zeit hängt ab von der Art der Mühlen, dem Feuchtigkeitsgehalt der Kohle usw. Es ist also bei trägheitlosen Feuerungen durchaus möglich, große und schnelle Belastungsänderungen auch bei den reinen Benson-Kesseln durchzuführen. Nur ist es dabei schwierig, die Dampftemperatur zu beherrschen, die nämlich die erwähnte Verzögerung hat und die also eine Fehlbeheizung erst recht spät erkennen läßt. Hat man ein Mittel in der Hand, eine Fehlbeheizung praktisch sofort zu erkennen, so hat man damit auch die Dampftemperatur in der Hand.

Dieses Mittel ist inzwischen gefunden worden. Es ist die sogenannte N e b e n h e i z f l ä c h e , d. h. eine

kleine, der anderen Heizfläche parallel geschaltete Heizfläche mit etwa $\frac{1}{1000}$ der Heizfläche des ganzen Kessels. Diese Nebenheizfläche besteht aus einem dünnen Rohr, durch das eine Wassermenge geschickt wird, die der eingespeisten Wassermenge verhältnismäßig ist. Dieses Wasser wird nicht verdampft, sondern nur erwärmt. Und diese Erwärmung ist unter diesen Voraussetzungen offensichtlich ein Maß für die Dampftemperatur. Da man es nun in der Hand hat, die Durchlaufzeit durch diese Nebenheizfläche sehr klein zu halten, etwa in der Größenordnung von 5 bis 10 Sekunden, so erkennt man eine Fehlbeheizung praktisch sofort, ehe an der Dampftemperatur auch nur irgendwie eine Änderung auftritt. Mit dieser Einrichtung ist es sowohl von Hand wie auch automatisch möglich, starke und schnelle Belastungsänderungen durchzuführen.

An einem Kessel der Siemens-Schuckert-Werke im Mülheimer Werk, der mit Gas gefeuert wird, sind derartige Versuche durchgeführt worden. Es gelang, den Kessel von einer Belastung von 7 t je Stunde auf 27 t je Stunde in 17 Sekunden hoch- oder herunterzuregulieren.

Ich erinnere in diesem Zusammenhang auch an das Bild, das Herr Dr. Lent in seinem Vortrag brachte und ebenfalls eine scharfe Belastungsänderung in einem mit Krämer-Mühlen gefeuerten Benson-Kessel ohne Trommel zeigte. Es war in diesem Bild ganz klar zu erkennen, daß auch für Kohlenstaub gefeuerte Benson-Kessel die Behauptung des Herrn Direktor Wünsch nicht zutrifft. Man konnte auch an diesem Bild sehen — und bei den Versuchen im Mülheimer Werk hat sich dies bestätigt —, daß die dabei auftretenden Temperaturschwankungen kleiner sind als diejenigen, die Herr Direktor Wünsch in den mit Trommeln ausgeführten Benson-Kesseln erzielt hat. Diese Temperaturschwankungen sind bestimmt kleiner als die in normalen Trommelkesseln bei derartigen Belastungsschwankungen auftretenden Dampftemperaturänderungen, denn bei normalen Trommelkesseln sowie auch bei Benson-Kesseln mit Trommeln ist ja schon eine erhebliche belastungsabhängige Temperaturschwankung durch die Charakteristik des Ueberhitzers gegeben.

Es sei übrigens erwähnt, daß man die kleinen dann noch verbleibenden Temperaturschwankungen durch eine Wassereinspritzung in der Weise beseitigen kann, wie man dies bei normalen Trommelkesseln zum Ausgleich der Ueberhitzercharakteristik tut, nur mit dem Unterschied, daß man dazu eine wesentlich geringere Wassermenge als bei Trommelkesseln einspritzen muß, weil eben die Charakteristik des Ueberhitzers beim Benson-Kessel fehlt.

Auf Grund dieser Erkenntnisse sind von den bisher bestellten und ausgeführten 63 Benson-Kesseln nur neun mit derartigen von Herrn Direktor Wünsch erwähnten Abscheidetrommeln ausgerüstet, während alle übrigen als reine Zwangsdurchlaufkessel ausgerüstet werden. Ich möchte noch bemerken, daß, obwohl auch gelegentlich hohe Regelanforderungen an die bisher in Betrieb befindlichen Benson-Kessel gestellt werden, alle diese Kessel auch von Hand einwandfrei geregelt werden können. Die Automatik ist also durchaus nicht lebensnotwendig für einen Benson-Kessel mit reinem Zwangsdurchlauf."

Schlusswort

Zum Abschluss der Tagung machte der Leiter, Herr Direktor Dr. Schulte, noch folgende Ausführungen:

„Meine Herren! Wir sind nun am Ende unserer Tagung. Es war ziemlich viel und hätte auch gut für zwei Tage zu reichen vermocht, doch glaubten wir es Ihnen bei der heutigen Belastung nicht zumuten zu dürfen, zwei Tage aus dem Betrieb herauszugehen.

Meine Herren! Sie haben hier eine ganze Reihe Vorkämpfer des Hochdruckdampfes und ihrer engsten Mitarbeiter gehört. Vorkämpfer sind es, die z. T. Kopf und Kragen gewagt haben, um ihren Willen und ihre Begeisterung für den Hochdruckdampf und die Entwicklung der Dampftechnik durchzusetzen. Sie haben recht behalten mit ihrem Enthusiasmus, und wir haben heute den Nutzen ihrer Pionierarbeit.

Wenn wir heute den unaufhaltsamen Fortschritt der Hochdruckdampftechnik feststellen können, so dürfen wir nicht der Männer vergessen, die die ersten Schrittmacher auf dem Gebiete, das wir heute behandeln haben, gewesen sind. Ich gedenke der Herren Dr. Maguerre, Prof. Dr. Schöne und des Vaters des Hochdruckdampfes, Baurat W. Schmidt. Wir alle bauen auf den grundlegenden Arbeiten dieser Männer auf.

Fortschritt und Technik haben letzten Endes zu dienen der großen Gemeinschaft, der Erfüllung der Aufgabe, die dem deutschen Volk gestellt ist und in Zukunft in noch größerem Maße gestellt wird. Eine Lösung dieser Aufgabe wäre in vielen Fällen ohne die Fortschritte der Dampftechnik nicht möglich gewesen. Denken wir daran, daß hier im Bezirk bereits Industriekraftwerke erstehen mit einer Leistung von mehr als 100 000 kW, einer Größenordnung, die bisher der öffentlichen Elektrizitätsversorgung vorbehalten war.

Dies kennzeichnet eindeutig die Größe der hier erwachsenen Aufgaben.

Wir sehen, wie diese Entwicklung mit der gesamten Entwicklung von Technik und Wirtschaft, in der wir stehen, und die wir der nationalsozialistischen Führung verdanken, in engstem Zusammenhang steht. So wollen wir auch diese Tagung beschließen mit dem Gruß an unseren Führer: Sieg-Heil!”

Haus der Technik, Essen

Industriegas-Kursus

Der vom Haus der Technik, Essen, in Zusammenarbeit mit der Zentrale für Gas- und Wasserverwendung veranstaltete erste Industriegas-Kursus im Gaswärme-Institut ist in der Zeit vom 28. November bis 3. Dezember 1938 mit gutem Erfolg für alle Teilnehmer abgehalten worden. Bei dem großen Interesse, das dem Kursus von allen interessierten Seiten entgegengebracht wurde, war die Teilnehmerzahl auf 41 angewachsen, darunter 15 Angehörige der ZfGW. Die Teilnehmer folgten bis zum Schluß den Ausführungen mit großem Interesse, wozu der Wechsel in der Behandlung der theoretischen Grundlagen und der praktischen Anwendung und die angesetzten Besichtigungen wesentlich beitrugen.

Besonderer Dank gebührt den Männern der Praxis, die bei ihrer starken Inanspruchnahme die Zeit für die Vorbereitung und Abhaltung der Vorträge selbstlos zur Verfügung stellten.

Für den in der Zeit vom 16. Januar bis 21. Januar 1939 angesetzten zweiten Industriegas-Kursus ist bei einem Anmeldestand von 45 Teilnehmern die Teilnahme geschlossen worden. Bei genügender Beteiligung sind daher weitere Wiederholungen geplant. Zunächst ist ein dritter Kursus für Ende April in Aussicht genommen. Voranmeldungen hierzu sind an das Haus der Technik, Essen, Schließfach 254, oder an die Zentrale für Gas- und Wasserverwendung E. V., Berlin W 30, Geißbergstraße 3/6, zu richten.

Beilagenhinweis: Der vorliegenden Ausgabe der „Technischen Mitteilungen“ liegen nachfolgende Werbeblätter bei: Feuerungsbau Martin, München; Buschbeck & Hebenstreit, Bischofswerda; M. Streicher, Stuttgart/Cannstatt, die wir der besonderen Aufmerksamkeit unserer Leser empfehlen.

Benutzen Sie die

BÜCHEREI

und die

Amtliche Patentschriftenauslegestelle des Hauses Technik



