BELASTUNGSSTÖSSE UND SPEICHERFÄHIGKEIT IN DAMPFKRAFTBETRIEBEN

DR.-ING. O. ROSAHL

Belastungsstöße und Speicherfähigkeit in Dampfkraftbetrieben

Dr.-Ing. O. Rosahl, Oberhausen (Rhld.)
Oberingenieur und Technischer Referent beim Vorstand der Babcockwerke

1942

VULKAN-VERLAG DR. W. CLASSEN, ESSEN

POLITECHNIKA ŚLĄSKA
BIBLIOTEKA GŁÓWNA
Gliwice

132608

D468/17

Vorwort

Die in den verschiedenen Kraftwerken und Industriezentralen auftretenden Belastungsstöße stellen zum Teil sehr hohe Anforderungen an die Elastizität und das Speichervermögen der Dampferzeugeranlagen. Hierauf wird erfahrungsgemäß bei vielen Kraftwerkplanungen zu wenig geachtet. In Voraussicht der zunehmenden Bedeutung, die diesem Problem bei der gegenwärtigen Entwicklungsrichtung des Dampfkesselbaues zukommt, sind seit dem Jahre 1937 zahlreiche praktische Fälle untersucht worden. Das grundsätzliche Ergebnis wird hiermit vorgelegt.

Die Deutsche Babcock- & Wilcox-Dampfkesselwerke AG., Oberhausen (Rhld.), hat mir diese Arbeit in dankenswerter Weise ermöglicht. Die untersuchten Dampferzeugeranlagen sind zum Teil in Gemeinschaftsarbeiten erstellt worden, an denen insgesamt 9 namhafte Kesselbaufirmen beteiligt sind.

Die Arbeit wurde von der Fakultät für Maschinenwesen an der Technischen Hochschule Hannover als Dissertation genehmigt.

Berichterstatter: Prof. Dr.-Ing. W. Marcard, Hannover.

Mitberichterstatter: Prof. Dr.-Ing. K. Röder, Hannover.

Besonderen Dank schulde ich den Herren Berichterstattern wegen der Inanspruchnahme ihrer Zeit und der großen Mühewaltung, die sie beim Eindringen in das Sondergebiet und bei der Prüfung der Arbeit hatten.

Mit Anerkennung hebe ich die Bemühungen des Verlages um die sorgfältige Ausstattung des Buches hervor.

Oberhausen, 1. Dezember 1941.

Rosahl.

Größe und Bedeutung der Speicherfähigkeit neuzeitlicher Kesselanlagen mit Natur- und Zwangumlauf für die Beherrschung der Belastungsstöße in Grundlast- und Spitzen-, Industrie- und Bahnkraftwerken sowie Bergwerkzentralen.

Inhalt

	Seite	Bild
Einleitung: Überblick, Begriffe und Aufgabenstellung ..	11	
Abschnitt A:		
Untersuchung der Belastungsstöße in den elektrischen und Dampfnetzen der Kraftwerke und Industriezentralen	14	
I. Beitrag zur Theorie der veränderlichen Dampferzeugung. Grundsätzliches über den zeitlichen Ablauf und die rechnerische Behandlung bei plötzlichen Laständerungen von Dampferzeugern	14	
a) Vorgänge bei der Verstellung der Feuerleistung ..	15	
b) Die schlagartige (plötzliche) Belastungsänderung mit (selbsttätiger) Verstellung der Feuerleistung..	17	1
c) Periodische Belastungsstöße bei konstanter Feuerleistung	18	2
II. Die Kennzeichen der Belastungsstöße	20	
a) Grundlast- und Spitzenkraftwerke	20	4
b) Industriekraftwerke	21	
1. Walzwerke	21	5
2. Textilindustrie	22	
3. Zuckerindustrie	23	
4. Sonstige Industriekraftwerke	24	
c) Bahnkraftwerke	24	
1. Hochbahnkraftwerke	24	6
2. Vollbahnkraftwerke	25	

	Seite	Bild
d) Bergwerkzentralen	26	
1. Förderung mit elektrischem Antrieb	26	8
2. Förderung mit Dampfantrieb	27	10

Abschnitt B:

Grundsätzliche Untersuchung über die Speicherfähigkeit von Dampferzeugern im Vergleich zum Ruths-Gefällespeicher	28	
III. Thermodynamische Grundlagen	28	
a) Begriffsbestimmungen	28	
b) Speicherfähigkeit des Kesselinhaltes	29	
1. Siedendes Wasser	29	14
2. Sattdampf	33	
3. Dampfwassergemisch	33	
c) Speicherwärme aus dem Stahl des Kesseldruckkörpers	34	16
d) Speicherwärme aus dem Kesselmauerwerk	35	
e) Praktische Gleichungen für die Speicherwärme	37	
f) Anmerkung	37	
IV. Die Einflußgrößen	37	
a) Grundsätzliches zur Kesselbauart	37	
b) Der Wasservorrat	39	
c) Der Siederohrdurchmesser	39	
1. Der Rohrinhalt	39	20
2. Das Stahlgewicht	40	20
d) Der Einfluß der Speisewassertemperatur und des Wasserumlaufes auf die Speicherfähigkeit	41	
1. Kesseltrommel	41	21
2. Heizflächen	43	23
α) Ableitung des Faktors φ_M für den mittleren Wasseranteil am Gemischvolumen	43	23
β) Die Abhängigkeit des Faktors φ_M vom Arbeitsdruck, der Größe und Art des Wasserumlaufes und dem Belastungsfaktor der Kesselanlagen	45	24

	Seite	Bild
γ) Ergebnis einer Großzahlforschung über φ_M an ausgeführten Kesselsystemen	46	26
V. Die Entwicklung des vergleichenden Berechnungsverfahrens für die Speicherfähigkeit von Dampferzeugern verschiedener Bauarten und betrieblicher Belastungen	47	
a) Das einheitliche Verfahren ist notwendig!	47	
b) Idealer Speicherbetrieb	48	
c) Größte Speicherfähigkeit bei höchster Dauerleistung	48	
d) Wirkliche Speicherfähigkeit im Betriebe	49	
Abschnitt C:		
Die Speicherfähigkeit von 15 neuzeitlichen Kesselanlagen mit Natur- und Zwangumlauf im Betriebe von Grundlast- und Spitzen-, Industrie- und Bahnkraftwerken sowie Bergwerkzentralen	51	
VI. Die Kennzeichen der untersuchten Anlagen	51	
a) Anlagedaten	51	
b) Bauart	53	27
c) Baumaße	53	
d) Überblick	54	
VII. Die Berechnung der Speicherfähigkeit	55	
a) Idealer Speicherbetrieb	55	
1. Wasserinhalt	55	
2. Speicherdampfmenge	55	32
b) Größte Speicherfähigkeit bei höchster Dauerleistung	56	
1. Speicherdampfmenge und ihre Berechnungsweise aus idealem Speicherbetrieb	56	33
2. Verhältnismäßiger Beitrag der Kesselteile an der Speicherdampferzeugung	57	35
VIII. Vergleichsmethoden für das Speichervermögen verschiedener Kesselanlagen	59	
a) Vergleich nach Münzinger	59	36
b) Vergleich in Anlehnung an Wünsch	60	

	Seite	Bild
c) Die relative Speicherfähigkeit	61	
1. Ableitung und Besprechung des Begriffes	61	
2. Abhängigkeit von der höchsten Dauerleistung	63	37
3. Abhängigkeit von der spezifischen Heizflächenbelastung	64	38
4. Abhängigkeit vom spezifischem Wasserinhalt im idealen Speicherbetrieb	65	39
5. Arbeitshilfen	65	
α) Der Wasserraumfaktor	65	40
β) *Schaubild zu den Hauptwerten der Zahlentafel 3*	67	41
γ) Fehleruntersuchung	67	
IX. Auswertung der Ergebnisse	68	
a) Grenze der Belastungsstöße	68	
1. Dampfnetze	68	42
2. Elektrische Netze	69	42
b) Folgerungen für den Kesselbau	69	
c) Folgerungen für den Betrieb	70	
X. Zusammenfassung	70	
XI. Meßgrößenverzeichnis	71	
XII. Schrifttumverzeichnis	73	

Erster Teil

Text Seite 11 bis 74

Einleitung

Überblick, Begriffsbestimmungen und Aufgabenstellung

Bei der Auslegung von Grundlastkraftwerken führt die abzugebende elektrische Leistung und die als notwendig erachtete Reserve im Kessel- und Maschinenhaus zwangsläufig zu der Größe der einzelnen Einheiten, ihrer Zahl und ihren Leistungen. Bei Spitzenkraftwerken kommen bereits als weitere Forderungen die hinreichend wirtschaftliche und schnelle Bewältigung der meist nur für Stunden auftretenden Belastungsspitzen hinzu. Aber viel weitgehender sind die Aufgaben für solche Kraftwerke oder Industriekraftzentralen gestellt, bei denen besonders starke Belastungsschwankungen, sei es dampfseitig, kraftseitig oder unabhängig voneinander in beiden Netzen, aufgenommen werden müssen.

Um innerhalb des Sammelbegriffes „Belastungsschwankungen" eindeutige Vorstellungen zu schaffen, werden die Unterbegriffe folgendermaßen abgegrenzt:

Die „Spitze" soll der eigentlichen Aufgabe des Spitzenkraftwerkes im Gegensatz zum Grundlastwerk vorbehalten bleiben. Während man die Leistungsfähigkeit des Grundlastwerkes nur bis zur wirtschaftlich vertretbaren Höhe mit gutem Wirkungsgrad, also hohen spezifischen Anlagekosten ausbaut, wird das Spitzenkraftwerk billiger erstellt, weil es hauptsächlich im Winterhalbjahr eingreifen muß, wenn zu der Grundbelastung durch die Industrie vor allem die abendlichen Lichtspitzen hinzukommen. Das Spitzenkraftwerk übernimmt also die höchsten Erhebungen des Belastungsgebirges des oder der zugehörigen Grundlastwerke.

Meist werden die Spitzen vorausgesehen, so daß mit Hilfe des Fahrplanes der Gesamtbetrieb hierauf eingestellt werden kann. Nicht allzu häufig kommen unvorhergesehene Spitzen vor, oft meteorologisch bedingt, oder das Spitzenwerk muß wegen Ausfällen von Kessel- oder Maschineneinheiten beim Grundlastwerk eingreifen. In diesem letzteren Falle spricht man aber nicht mehr von Spitzendeckung im eigentlichen Sinne, sondern von „Schnellbereitschaft".

Die Dampferzeugeranlagen des Grundlast-, besonders aber des Spitzenkraftwerkes müssen daher der weiteren Forderung hinreichender „Elastizität" genügen. Dieser Begriff ist in einer Zeit geprägt worden, als die Leistung je Kesseleinheit erheblich gesteigert wurde, und

als es nun darauf ankam, diese große Leistung im Bedarfsfalle auch hinreichend schnell verfügbar zu haben. Trotz der Bedeutung dieser Frage im damaligen Entwicklungsstadium ist es aber zu einer einheitlichen Begriffsbildung nicht gekommen.

Die Elastizität soll „ein Bild von der Schmiegsamkeit einer Kesselanlage geben". Zu ihrer Ermittelung sind große Versuchsreihen [25, 30*]) mit den verschiedensten Brennstoff- und Feuerungsarten durchgeführt worden. Rosin und Mitarbeiter beziehen die erzielte Laststeigerung auf die höchste Dauerleistung der Dampferzeugeranlage, drücken sie in Prozenten je Minute aus und berücksichtigen beim Vergleich der Ergebnisse den jeweiligen Ausgangswert der Dampfleistung. — Schulte und Presser haben sich darauf beschränkt, als Elastizitätskennzahl die Zeit in s anzugeben, die notwendig ist, um die Leistung auf die doppelte der Anfangsbelastung zu steigern.

In der Elastizität sind also der Einfachheit wegen die Feuerung, das Mauerwerk und der Kessel zusammengefaßt. Die Begriffe sind nicht eindeutig, weil u. a. das Verhältnis zwischen der Ausgangsdampfleistung und der höchsten Dauerleistung nicht festgelegt ist.

Bei Rostfeuerungen wird die Elastizität stark vom Zustand des Feuers beeinflußt.

Die damaligen Begriffsbestimmungen müssen also schärfer gefaßt werden, ehe sie für die folgenden Darlegungen verwendet werden können.

Die soeben genannten Versuche geben über die Zeiten Aufschluß, in denen bestimmte Wärmeentbindungen tatsächlich durchführbar sind, um sie gegebenenfalls, z. B. bei Fahrplanbetrieb, für Leistungssteigerungen in Rechnung setzen zu können. Soweit es sich nur um die untersuchten Feuerungen bei obiger Betriebsweise handelt, gelingt in Grundlast- und Spitzenkraftwerken die Deckung des augenblicklichen Dampfbedarfes meist unmittelbar aus der Feuerleistung.

Im praktischen Betriebe anderer Kraftwerke und Industriekraftzentralen ist man jedoch in dieser Hinsicht vor verwickeltere Aufgaben gestellt. Entweder treten die „Belastungsstöße" — dieser Begriff steht im Gegensatz zur „Spitze" und bleibt den folgenden Vorgängen vorbehalten — völlig unvorhergesehen auf oder aber mit einer solchen Schnelligkeit, daß ihre Deckung aus der Feuerungswärmeleistung nur zum Teil oder gar nicht möglich ist. Wenngleich hier noch Entwicklungsarbeit zu leisten ist, die noch trägheitsärmere Feuerungen als bisher schafft, so lassen sich doch Fälle genug erkennen, die kaum je mit der Feuerung allein bewältigt werden können. Es handelt sich hierbei um Industriekraftwerke, die Stößen im Dampf- oder Kraftnetz durch die plötzliche Inbetriebnahme irgendwelcher Apparate oder

*) Das Schrifttumverzeichnis befindet sich am Ende des Textteiles, Seite 73—74.

Maschinen ausgesetzt sind; um Bahnkraftwerke, die auf das häufig gleichzeitige Anfahren mehrerer Züge natürlich keinen Einfluß haben; schließlich um Bergwerkzentralen mit Fördermaschinenbetrieb, der je nach ihrer Größe ähnliche Belastungsstöße wie in Hochbahnkraftwerken verursacht. Wie später gezeigt wird, verringern sich die Anforderungen an die Dampferzeugeranlage, wenn sie völlig regelmäßig und mit möglichst kleiner Pause erfolgen. Die größten Anforderungen stellen die ersten Stöße nach einer längeren Stillstandzeit.

In solchen Fällen gelingt offenbar die Deckung des Dampfbedarfs nur unter Zuhilfenahme der „Speicherfähigkeit" der Dampferzeugeranlage, die sowohl bei veränderlicher als auch gleichbleibender Feuerleistung in Anspruch genommen werden kann.

Jede vorausschauende Planung wird von vornherein klären, wie die im Dampf- und Kraftnetz auftretenden Stöße bewältigt werden sollen. Es ist zu spät, erst dann einzugreifen, wenn der Kessel infolge Überbeanspruchung beispielsweise gespuckt und der Überhitzerwerkstoff durch Salzablagerungen bereits gewisse Schädigungen erfahren hat.

An einer Stelle des Dampfkesselschrifttums befindet sich der bezeichnende Satz, daß die Verbraucherseite dem Einfluß des Ingenieurs entzogen sei und deshalb die obigen Probleme stets und nur von der Erzeugungsseite her anzugreifen wären. Dieser Standpunkt hat nur so weit Gültigkeit, als nach einer gründlichen Untersuchung die möglichen Maßnahmen auf der Verbraucherseite erschöpft sind und die restlichen Aufgabenstellungen dann wirklich der Erzeugerseite zufallen.

Demgemäß müssen zuerst

a) die Theorie der veränderlichen Dampferzeugung grundsätzlich behandelt und

b) die besonderen Kennzeichen der in den verschiedenen Kraftwerken bzw. Industrie- oder Bergwerkzentralen auftretenden Belastungsstöße erarbeitet werden, um

c) die hieraus folgenden Anforderungen an die Dampferzeuger und ihre Speicherfähigkeit zu bestimmen.

An diesem Punkte stellt sich die folgende Untersuchung die Aufgabe,

d) zunächst die thermodynamischen Gesetzmäßigkeiten hinsichtlich der Speicherfähigkeit von Dampferzeugern mit denjenigen des Gefällespeichers nach Ruths zu vergleichen und zu erweitern,

e) die wesentlichen Einflußgrößen zu untersuchen und somit

f) die Grundlage für ein vergleichendes Berechnungsverfahren zu schaffen, das mit Hilfe von Arbeitsdiagrammen den verschiedensten Kesselsystemen und Betriebsbedingungen gerecht wird.

g) Sodann wird hiernach für 15 neuzeitliche Kesselanlagen mit Natur- und Zwangumlauf die Speicherfähigkeit ausgerechnet und im Zusammenhang mit zwei älteren Vergleichsanlagen eingehend besprochen.

Schließlich werden bei der Auswertung des Ergebnisses die Ziele verfolgt,

h) Wege zur einfachen Näherungsbestimmung der Speicherfähigkeit für Planungen anzugeben,

i) einige Gesichtspunkte für die Gestaltung von Dampferzeugern mit möglichst großer Speicherfähigkeit darzulegen und

k) die Grenzen für die Belastungsstöße festzustellen, welche bei bestimmter Kraftwerksleistung und Kesselbauart noch aufgenommen werden können.

Abschnitt A

Untersuchung der Belastungsstöße in den elektrischen und Dampfnetzen der Kraftwerke und Industriezentralen.

Kapitel I: Beitrag zur Theorie der veränderlichen Dampferzeugung. Grundsätzliches über den zeitlichen Ablauf und die rechnerische Behandlung bei Belastungsänderungen von Dampferzeugern.

Ruths [26]) legte vor 20 Jahren den folgenden Gedankengang nieder: „Betrachtet man das Schrifttum auf dem Gebiete der Dampfspeicherung in Wasser, so findet man, daß die hier obwaltenden Verhältnisse bisher nicht klar erkannt worden sind. . . Man ersieht dies am besten aus der geringen Anzahl ausgeführter Untersuchungen über die Energieschwankungen in den verschiedenen Industriezweigen. Es dürfte dies vielleicht darauf zurückzuführen sein, daß die Technik als Zeiteinheit bei der Angabe von Dampf- und Wärmemengen die Stunde gewählt hat, wodurch gewissermaßen der Eindruck erweckt wird, als handelte es sich um einen konstanten Zustand, während die Elektrotechnik, die mit der Sekunde als Zeiteinheit rechnet, von vornherein darauf eingestellt war, die Schwankungen zu untersuchen. Hätte man in der Dampftechnik beispielsweise g/s statt kg/h als Dimensionseinheit gewählt, so wäre man sicher schon früher darauf gekommen, die fortwährenden Schwankungen zu untersuchen, wodurch das Problem des Ausgleichens schon längst die Aufmerksamkeit auf sich gelenkt hätte.“

Er gibt Veranlassung, die Theorie der zeitlich rasch veränderlichen Dampferzeugung in die folgende Untersuchung einzubeziehen:

Ia) Vorgänge bei der Verstellung der Feuerleistung.

Wie bereits in der Einleitung erwähnt, haben die Versuche von Rosin und Mitarbeitern[25]), Schulte und Presser[30]) zur Bestimmung der Elastizitätsziffern geführt. Man hat sich zwar über die Begriffsbestimmung nicht endgültig geeinigt, aber die soeben Genannten stellen selbst fest, daß hierin eine ganze Reihe verschiedener Einflüsse zusammengefaßt sind. Sie heben vor allem die Notwendigkeit zur schnellen Betätigung der Regelmittel hervor, insbesondere für die Brennstoff- und Luftzufuhr sowie die Zugerzeugung. Wesentlich sind weiter die feuerungstechnische Bereitschaft der Anlage und die Verzögerungen im Brennstofftransport. Zusammenfassend sind es ursprünglich als nebensächlich betrachtete Umstände gewesen, die das Endergebnis maßgeblich beeinflußt haben.

Es mochte praktisch im damaligen Zeitpunkt der Entwicklung gerechtfertigt erscheinen, trotz dieser Feststellungen nur die Elastizitätsziffern zu definieren. Aber in dem Vorgang, der hierdurch erfaßt werden soll, sind grundsätzlich enthalten:

1. *die Verzögerungszeit von der Verstellung der Feuerleistung bis zum wirklichen Beginn des Anstieges der Dampfleistung des „nachgeschalteten Kessels“,*
2. *die Zeit für den eigentlichen Leistungsanstieg der Dampferzeugung. Die Geschwindigkeit dieses Leistungsanstieges kann ohne weiteres aus den obigen Versuchen ermittelt werden, wenn man die Verzögerungszeit eliminiert und den Differentialquotienten aus dem Verlauf des Leistungsanstieges bei den Versuchen bildet.*

Die Verzögerungszeit zerfällt ihrerseits in folgende Abschnitte:

a) Zu Lasten der Feuerung
   - α) Verstellzeit,
   - β) Transportzeit,
   - γ) Aufbereitungszeit,
   - δ) Zeit für Zündung und Verbrennung.

b) Zu Lasten des Kessels
   - ε) Zeit für Wärmeübertragung und Strömungsvorgänge (Ableitung des Dampfwassergemisches) im Kesseldruckkörper.

Während der Einzelzeiten spielen sich grundsätzlich folgende Vorgänge ab:

Zu α) Die Verstellzeit wird für die Betätigung der verschiedenen Regelmittel an der Feuerung in Anspruch genommen.

Zu β) Die Transportzeit bezieht sich auf den Brennstoff-, Luft- und Rauchgastransport (Zugerzeugung).

Zu γ) Die Aufbereitungszeit umschließt die Trocknung, Vermahlung und Sichtung des Brennstoffs.

Zu δ) Die Zeit für Zündung und Verbrennung umfaßt den betreffenden Teilvorgang in der Brennstoffschüttung auf dem Rost bzw. im Feuerraum der Staubfeuerung. Sie endigt, wenn die Rauchgase die Ausbrandzone erreicht haben und bezeichnet den Beginn des Anstieges der Feuerleistung.

Zu ε) Während der folgenden Zeitspanne geht die Wärmeübertragung von den Rauchgasen an den Kesselinhalt durch Strahlung, Berührung und Leitung vor sich, wobei ein Teil der Wärme für das Aufheizen des Mauerwerkes (vgl. Kapitel III d) verwendet wird. Die vermehrte Dampferzeugung beschleunigt die Überströmung des Dampfwassergemisches in die Kesseltrommel und stellt nun erst die größere Dampfleistung zur Verfügung.

Die Elastizitätsziffern beantworten nur die Frage, innerhalb welcher Zeit eine bestimmte Leistungssteigerung durchführbar ist. Hierüber hat Münzinger [15], Seite 208, eine treffende Zusammenstellung gegeben.

Für die Speicherfähigkeit ist es hingegen notwendig, den Verlauf der Dampferzeugung aus der Feuerleistung während dieser Zeit zu kennen.

Wenn es bei den Versuchen den Anschein hatte, daß die Dampfleistung unmittelbar nach der Verstellung der Feuerleistung angestiegen ist, so beweist es nur, daß die Verzögerungszeiten in den untersuchten Feuerungen praktisch nur ebenso groß waren wie die Verstellzeiten. Aber es ist notwendig, sich von den untersuchten Feuerungen mit vorwiegend sehr kleinen Verzögerungszeiten frei zu machen und die seither neu hinzugekommenen, insbesondere alle Arten der sogenannten Mühlenfeuerungen, einzubeziehen. Grundsätzlich muß man also die Verzögerungszeiten einerseits und den folgenden Leistungsanstieg andererseits getrennt voneinander betrachten.

Beide hängen natürlich in sehr starkem Maße von der Brennstoff- und Feuerungsart ab. Gas-, Öl- und Rostfeuerungen für gute Brennstoffe mit Unterwindbetrieb sind in dieser Beziehung günstig. Bei den Staub- und Mühlenfeuerungen werden sie dagegen sehr stark von dem Transport und der Aufbereitung des Brennstoffes (seiner Trocknung, Vermahlung und Sichtung) bestimmt.

Die Zeitspanne für Zündung und Verbrennung ist im Vergleich zu den anderen Summanden der Verzögerungszeit vernachlässigbar klein.

Ib) Die schlagartige (plötzliche) Belastungsänderung mit (selbsttätiger) Verstellung der Feuerleistung.

Der praktische Betrieb ist mit Ausnahme des Fahrplanbetriebes von den bisherigen Darstellungen insofern wesentlich verschieden, als man im allgemeinen die Belastungsstöße nicht voraussieht. Vielmehr setzt zunächst die rasche Änderung des Dampfverbrauches ein, und der Dampferzeugeranlage fällt sodann die Aufgabe zu, die Vorgänge zu beherrschen, Bild 1.

Die Grundgleichung jeglichen Dampfkraftbetriebes lautet zunächst

$$\text{Dampferzeugung } D_E = \text{Dampfverbrauch } D_V.$$

Die Dampferzeugung D_E ist nur im Beharrungszustand gleich der Dampferzeugung aus der Feuerleistung D_F.

Handelt es sich jedoch um eine „rasch veränderliche" Dampferzeugung, so nimmt die Grundgleichung die Form an:

$$D_V = D_E = D_F + D_{Sp} \text{ *)} \qquad (t/h), \qquad (1)$$

wobei der letztere Summand die Dampferzeugung aus der Speicherfähigkeit unter Druckabfall darstellt. Der Zusatz „rasch veränderlich" ist kein feststehender, sondern richtet sich nach dem Vermögen der jeweiligen Feuerung, dem Lastanstieg zu folgen.

Im einzelnen spielen sich die Vorgänge nach Bild 1a unter Inanspruchnahme der Speicherfähigkeit kurz folgendermaßen ab:

Bis zum Zeitpunkt z_0 besteht Gleichgewicht zwischen Dampferzeugung und Dampfverbrauch von der Größe D_{V0}. Plötzlich setzt ein Lastanstieg ein, der die Anforderungen an die Dampferzeugeranlage innerhalb der kurzen Zeitspanne z_0 bis z_2 auf den Wert D_{V_2} steigert; sodann bleibt der Dampfverbrauch zunächst auf dieser Höhe bestehen.

Nach den Darlegungen unter Ia kann die Feuerung grundsätzlich nicht sofort folgen; allerdings wird die Verzögerungszeit $(z_1 - z_0)$ von größenordnungsmäßigen Unterschieden sein können, je nachdem, ob es sich um eine Dampferzeugeranlage mit selbsttätiger Feuerungsregelung und beispielsweise Gasfeuerung handelt, oder um eine von Hand bediente Kesselanlage, in der erst die Beobachtung des absinkenden Druckes Veranlassung gibt, überhaupt die Verstellung der Feuerung vorzunehmen.

Im Zeitpunkt z_1 seien alle die oben besprochenen Zeiten beendet, die den verschiedenen Teilen des Kesselaggregates zur Last gelegt werden

*) Meßgrößenverzeichnis siehe Kapitel XI.

POLITECHNIKA ŚLĄSKA BIBLIOTEKA GŁÓWNA Gliwice

müssen. Die Dampferzeugung aus der Feuerleistung steigt nunmehr mit der konstant angenommenen Geschwindigkeit d D_F/dz, um schließlich zur Zeit z_3 den herrschenden Dampfverbrauch D_{V_2} zu decken.

Schaubild 1 b läßt die bis zu diesem Zeitpunkt eingetretene Entladung der Dampferzeugeranlage erkennen als das Zeitintegral zwischen dem Dampfverbrauch einerseits und der Dampferzeugung aus der Feuerleistung andererseits. Der Verlauf des Arbeitsdruckes muß annähernd spiegelbildlich zu dieser Integralkurve erfolgen, Bild 1 c.

Schließlich ist in Bild 1 d auch der grundsätzliche Verlauf der Heißdampftemperatur ohne Reglereinfluß dargestellt worden. Während des überwiegenden Dampfbedarfes muß die Heißdampftemperatur naturgemäß absinken und im Zeitpunkt z_3 mit seinem augenblicklichen Gleichgewichtszustand zwischen Dampfverbrauch und Dampferzeugung aus der Feuerleistung nicht nur den früheren Wert wieder erreichen, sondern diesen sogar wegen der gesteigerten Leistung überschreiten.

Wegen der Verminderung des Arbeitsdruckes ist die selbsttätige Feuerregelung (bzw. die Bedienungsmannschaft) bestrebt, den früheren Arbeitsdruck wieder herzustellen: Die Feuerleistung wird über den augenblicklichen Dampfverbrauch hinaus gesteigert und nimmt so die Wiederaufladung der Dampferzeugeranlage vor. —

Die Kurven 1 b bis 1 d besitzen in den Zeitpunkten z_1, z_3 und z_4 mathematisch ausgezeichnete Werte in Gestalt von Wendepunkten, Höchst- und Kleinstwerten.

Ic) Periodische Belastungsstöße bei konstanter Feuerleistung.

Der zu Bild 1 besprochene Vorgang eines plötzlichen oder schlagartigen Belastungsanstieges wird nun durch die Annahmen erweitert, daß dem Anstieg unmittelbar ein ähnlicher Lastabfall folgt und sich der Belastungsstoß regelmäßig wiederholt. Um eine einfache Form zu erhalten, ist er dreieckförmig angenommen worden, doch ändern sich die folgenden Betrachtungen nicht, wenn man Rechteck-, Trapez- oder eine sonstige allgemeinere Form zugrunde legt.

Der Belastungsstoß überlagert die Grundlast vom Betrag D_0 und ist dadurch gekennzeichnet, daß er während der Zeitspanne z_1 bis auf seinen Höchstwert ansteigt, um wieder in die Grundlast zurückzukehren. Die Pausen, in denen der Dampfverbrauch nur den Betrag D_0 besitzt, seien je z_2 s lang.

Die Grundgleichung für derartige Belastungsstöße unterscheidet sich von derjenigen für den einfachen Belastungsanstieg und nimmt die Form an:

$$D_V = D_E = D_0 + D_{Stoß} = D_F + D_{Sp} \cdot \quad (t/h). \qquad (2)$$

Solange die einzelnen Belastungsstöße nicht zu dicht aufeinander folgen und nicht zu steilen Anstieg besitzen, kann man noch versuchen, sie mit der Feuerleistung auszugleichen, doch hat die Erfahrung gelehrt, daß dieses Verfahren leicht dadurch unwirtschaftlich wird, daß die Feuerung nie zur Ruhe kommt und somit wesentliche Verluste durch ungünstigen Verbrennungsvorgang entstehen können. Im Fördermaschinenbetrieb mit seinen verhältnismäßig kurzzeitigen und steilen Belastungsstößen nimmt man deshalb fast ausschließlich die Speicherfähigkeit der Kessel bei gleichbleibender Feuerleistung in Anspruch. Eine Regelung, die unter Umständen selbsttätig sein kann, soll vor allem die wesentlichen Veränderungen der mittleren Dampfleistung ausgleichen.

Bei der Berechnung bedient man sich der einfachen Bestimmung des Flächeninhaltes des Belastungsstoßes, wenn es nur auf den Endwert der Stoßdampfmenge ankommt. Wünscht man aber den zeitlichen Verlauf des Druckabfalles kennenzulernen, so ersieht man das allmähliche Anwachsen der Stoßdampfmenge aus der Integralkurve 2b und den zeitlichen Verlauf der Speicherdampfmenge aus der Integralkurve 2c. Abgesehen vom Maßstab, ist physikalisch gesprochen der Verlauf des Arbeitsdruckes 2d praktisch das Spiegelbild der Speicherintegralkurve 2c, und die Heißdampftemperatur ohne Reglereinfluß 2e erhält man durch Spiegelung der Stoßdampfleistung an der Feuerleistung 2a.

Überblickt man das Ergebnis, so stellt man fest, daß also nicht nur die Höhe des Belastungsstoßes eine Rolle spielt, worauf bisher fast ausschließlich geachtet worden ist, sondern daß die Zeit von gleichem Einfluß ist. Erst das Produkt aus beiden ergibt das Maß für die mengenmäßige Beanspruchung der Dampferzeugeranlage. Zur näheren Kennzeichnung der Belastungsstöße sind noch zahlreiche weitere Größen erforderlich; sie werden in Kapitel II d näher besprochen.

Solange es sich um einfache Stoßformen handelt, z. B. Dreieck und Rechteck, stehen die sich ergebenden Speicherdampfmengen G_{Sp} (kg) zu den Stoß- oder Arbeitsdampfmengen $G_{Stoß}$ (kg) in einem bestimmten Verhältnis

$$\beta = G_{Sp} : G_{Stoß},$$

das nur noch von dem Zeitenverhältnis und der Stoßform abhängig ist.

Aus der Darstellung in Bild 3 ergibt sich dieser β-Wert für dreieckige Stoßform zu

$$\beta_{\Delta} = \left(1 - \frac{1}{2} \cdot \frac{z_1}{z_{ges}}\right)^2 \quad , \tag{3}$$

während für rechteckigen Verlauf der einfache Wert

$$\beta_{\square} = 1 - \frac{z_1}{z_{ges}} \tag{4}$$

gilt.

Hierin bedeuten:

z_1 s die Stoßzeit, bezogen auf die Grundlast, und

z_{ges} s die Zeitspanne für ein periodisch wiederkehrendes Arbeitsspiel.

Die Darstellung des β-Verlaufes über dem Zeitenverhältnis läßt erkennen, daß unter sonst gleichen Verhältnissen beim Dreieckstoß die größere Speicherdampfmenge und innerhalb einer kürzeren Zeit angefordert wird als beim Rechteckstoß, weil beim ersteren die Zeit z_3 kleiner als die Zeit z_1 ist. Die Zeit z_3 stellt die Stoßzeit, bezogen auf die Feuerleistung dar. — Der Dreieckstoß hat den weiteren Nachteil, daß er zur Erzielung des gleichen Flächeninhaltes doppelt so hoch sein muß als der Rechteckstoß. Lediglich die Anforderung der Arbeits- und Speicherdampfmenge erfolgt nicht mit derselben Heftigkeit wie beim Rechteckstoß.

Kapitel II: Die Kennzeichen der Belastungsstöße in den elektrischen und Dampfnetzen der Kraftwerke und Industriezentralen.

a) Grundlast- und Spitzenkraftwerke.

Die Vorgänge spielen sich im allgemeinen so ab, wie in Kapitel I beschrieben. Wenn die Belastungsschwankungen schlagartig, d. h. in hinreichend kleinen Zeiten einsetzen, tritt infolge der Nacheilung der Feuerung eine Inanspruchnahme der Speicherfähigkeit der Dampferzeuger ein. Für die Berechnung müssen die Feuerungsverzögerung $(z_1 - z_0)$ und ihre Anstiegsgeschwindigkeit dD_F / dz bekannt sein. — Außerdem kann das Speichervermögen der Dampferzeuger durch kurzzeitige Belastungsstöße bei konstant durchlaufender Feuerleistung in Anspruch genommen werden.

Die geforderten Speicherdampfmengen sind von der Größe und Art der Belastungsschwankungen abhängig. Sie nehmen mit steigender Elastizität der Feuerung und zunehmender Kraftwerksgröße (unter sonst gleichen Verhältnissen) ab. In reinen Grundlastwerken bzw. bei Fahrplanbetrieb ohne Belastungsschwankungen kann man mit dem kleinsten Speichervermögen der Dampferzeuger auskommen.

Um zwei praktische Fälle beliebig herauszugreifen, sind für kleine und mittlere Kraftwerke die Belastungsstöße als solche von Bedeutung. Sollen z. B. neue Energieabnehmer mit starken Belastungsschwankungen angeschlossen werden, so ist durch Nachrechnungen über die bestehende Kesselanlage zu klären, ob ihre Belieferung ohne weiteres erfolgen kann.

Im Gegensatz hierzu achten z. B. Großkraftwerke besonders auf das hinreichend schnelle Öffnen der Überströmventile an ihren Kesseleinheiten, falls die Dampfentnahme an der Turbine durch Schnellschluß unterbunden wird; denn das Ansprechen der Sicherheitsventile ist vor allem bei Hochdruck-Vorschaltanlagen unerwünscht.

In Bild 4 ist die Belastung eines mittleren Kraftwerkes nach der statistischen Methode von Schendell[41]) ausgewertet. Es sind je eine Monatsübersicht, bezogen auf die Stunden der einzelnen Tage, und eine Jahresübersicht, bezogen auf die einzelnen Monate, dargestellt. Die weiten Abstände zwischen den Linienzügen für die durchschnittlichen Belastungen und höchsten Spitzenleistungen einerseits sowie den Minderleistungen andererseits lassen erkennen, daß hier elastische Feuerungen und gute Speicherfähigkeit der Kessel die Voraussetzungen für einen ruhigen und sicheren Betrieb sind.

Wie eingangs erwähnt, sind für die Beurteilung der praktischen Fälle Kenntnisse sowohl über die Feuerungen als auch das Speichervermögen der Dampferzeuger erforderlich. Seit den mehrfach erwähnten Elastizitätsversuchen dürften zwar die untersuchten Feuerungen günstigere Kennwerte aufweisen. Aber die Verzögerungszeiten für die sogenannten Mühlenfeuerungen müssen nach den Darlegungen in Kapitel Ia größer sein als bei reinen Staubfeuerungen. Außerdem wird die spätere Untersuchung zeigen, daß das Speichervermögen der Dampferzeuger seither auf einen kleinen Bruchteil der früheren Werte zurückgegangen ist.

Das Zusammentreffen dieser Entwicklungen gibt der Frage nach der Speicherfähigkeit wachsende Bedeutung auch in Grundlast- und Spitzenkraftwerken.

II b) Industriekraftwerke.

1. Walzwerke.

Bild 5 soll die besonderen Kennzeichen der Belastungsstöße, welche durch Walzenstraßen verursacht werden, veranschaulichen ([1]). Es bezieht sich auf den Antrieb einer kontinuierlichen 500er Knüppelstraße und stellt die Leistungsaufnahme des Walzmotors beim Auswalzen von 3-t-Blöcken mit (160×180) mm² Anfangsquerschnitt zu Knüppeln von (50×50) mm² Endquerschnitt dar. Man erkennt, daß

die Leistungsaufnahme bis gegen 3 900 kW ansteigt, innerhalb des Bereiches 2 900 bis 3 800 kW kurze Zeit schwankt, um dann noch rascher abzufallen als der Anstieg erfolgt ist. Die Geschwindigkeiten für den Leistungsanstieg im Bereich zwischen 800 und 3 800, d. h. um den Betrag von $\Delta N = 3\,000$ kW, betragen etwa 170 bis 350 kW/s oder rund 10 bis 21 MW/min.

Die absoluten Werte des Belastungsabfalles erreichen 3 300 bis 3850 kW innerhalb von 7 bis 8 s, entsprechend 410 bis 550 kW/s oder rund 25 bis 33 MW/min.

Die Auswertung der 3 gezeichneten Belastungsstöße ergab die Arbeitsbeträge von 67,8, bzw. 57,0, bzw. 65,6 kWh, woraus sich die mittlere Leistungsaufnahme des Walzmotors zu rund 1 400 kW errechnet. Je nach Art der vorgeschalteten Aggregate wird die mittlere Leistungsentnahme aus dem Drehstromnetz bei 2 100 bis 2 310 kW liegen.

Nimmt man an, daß die Dampferzeuger, von denen die Turbosätze für das betreffende Drehstromnetz gespeist werden, mit konstanter Feuerleistung durchlaufen, so müssen 38,4, bzw. 33,3, bzw. 34,1 kWh, das sind 52 bis 58,4% der Belastungsstöße, aus der Speicherfähigkeit gedeckt werden.

Wenn bei dem Walzwerk Gicht- oder Koksofengas zur Verfügung steht, so kann die Inanspruchnahme der Speicherfähigkeit durch die sehr leicht regelbaren Gasfeuerungen erheblich vermindert werden.

2. Textilindustrie.

Trotz der zahlreichen Veröffentlichungen über den zeitlichen Verlauf des Dampfbedarfes von Textilfabriken sind nur ganz wenige für eine Auswertung über die geforderte Speicherdampfmenge geeignet. Wegen zu kleiner Zeitmaßstäbe sind meist nur Aussagen über die Höhe der plötzlichen Belastungsschwankungen möglich. Sie werden im folgenden auf den jeweiligen Ausgangswert der Dampfleistung bezogen. So lassen sich nach Ruths[26]) in Webereien und Färbereien Belastungsanstiege bis zu 200% feststellen, doch bewegen sich die Schwankungen im allgemeinen in der Größenordnung von + oder — 40%.

Praetorius[20]) gibt für eine Färberei Lastanstiege bis zu 100% an. Nach Pausen können plötzliche Belastungsstöße um mehrere t/h Dampfleistung eintreten. Die Beherrschung dieser Vorgänge wird durch geordnete Betriebsführung erleichtert, indem das Kesselhaus rechtzeitig ein Zeichen erhält, daß der Lastanstieg in einer bestimmten Zeit zu erwarten ist, um sich bereits darauf einstellen zu können.

In einem Dampfverbrauchsschaubild für eine Baumwollspinnerei kommen nach Praetorius Lastabsenkungen um 80% bereits häufiger

vor; Belastungsanstiege um 140, 200, ja sogar 400% gehören hier zu den Seltenheiten.

Schulze[31, 32, 33]) stellte in der Färberei einer Tuchfabrik beim Ansetzen der Farbbottiche Belastungsanstiege von + 150% fest: die plötzlichen Lastabfälle sind mit — 60% immer noch erheblich.

Den Zeit- und Wärmebedarf beim Färben hat Uihlein[35, 36]) eingehend studiert und kommt dabei zu folgenden bemerkenswerten Feststellungen:

	Dauer:	Wärmebedarf kcal/h:
Füllen des Körpers und Beginn der Aufwärmung	4 Minuten	565 000
Aufwärmen auf 94°	5 Minuten	930 000
Füllen des Färbeapparates	2 Minuten	0
Aufwärmen auf 50°	3 Minuten	490 000
Verschiedene Vorgänge	85 Minuten	10 000
Aufwärmen auf 50°	5 Minuten	503 000
Färben und Spülen	70 Minuten	2 400
Aufwärmen auf 85°	5 Minuten	630 000
Spülen mit Spülbad	10 Minuten	9 000
Spülen mit Kaltwasser	10 Minuten	0
Aufwärmen auf 40°	5 Minuten	102 000

Diese Zahlen sprechen für sich selbst und geben ein Bild von den außergewöhnlichen Belastungsstößen in Färbereien. Gerade weil es sich hier um kleine Dampfmengen handelt, sind die Stöße verhältnismäßig so groß, daß sie die Wahl der Kesselbauart auch künftighin wesentlich beeinflussen werden. Ihre Beherrschung erscheint nicht ohne erhebliche Speicherfähigkeit möglich.

3. Zuckerindustrie.

Die von Jaroschek[7, 8]) und Schiebl[28]) veröffentlichten Versuche gestatten wohl Aussagen zu machen über die in Zuckerfabriken vorkommenden plötzlichen Belastungsschwankungen, nicht aber unmittelbar über den zeitlichen Ablauf dieser Vorgänge und die geforderten Speicherdampfmengen. Im allgemeinen lassen sich je nach der Art des Betriebes + oder — 10% plötzliche Laständerungen erkennen. Die größten Werte liegen in Rohzuckerfabriken bei 25 bis 40% und erreichen 75% bei einer kleinen Fabrik. Sie werden hauptsächlich durch das plötzliche Ansetzen von Kochern in der Verdampf- oder Vakuumstation verursacht.

Schiebl hat die Frage der Speicherung von der praktischen Betriebsbeobachtung her näher untersucht und kommt zu dem Ergebnis, daß

eine elastische Feuerung die Betriebsführung trotz stoßbehafteter Dampfentnahme so weit erleichtern kann, daß die Aufstellung eines eigentlichen Speichers nicht erforderlich ist.

Diese Feststellung besagt, daß die verhältnismäßig große Speicherfähigkeit der untersuchten Zuckerfabrikkessel den gestellten Anforderungen entsprochen hat, und daß neue Fragen zu untersuchen sind, sobald Kessel mit wesentlich kleinerem Wasserinhalt erstellt werden sollen.

4. Sonstige Industriekraftwerke.

Über die in Zellstoff-Fabriken entstehenden Stöße beim Ansetzen der Kocher macht Ruths[26]) nähere Angaben, und zwar erreichen die schlagartigen Belastungsänderungen in einer kleineren Zellstoff-Fabrik mit etwa 1 200 kg/h durchschnittlichem Dampfverbrauch den

Kleinstwert von 1 300 kg/h
Mittelwert von 1 500 bis 1 600 kg/h
Größtwert von 1 800 kg/h.

Bei einer größeren Sulfit-Zellstoff-Fabrik steigen die entsprechenden Werte auf 1,6 bzw. 2,8 bis 3,0, bzw. 4,2 t/h bei etwa 2,5 t/h durchschnittlichem Dampfverbrauch.

Schließlich lassen sich in einem dritten Falle mit 21 t/h mittlerer Dampfbelastung Schwankungen bis zu + oder — 7 t/h feststellen, also rund + oder — ⅓ des Durchschnittwertes.

IIc) Bahnkraftwerke.

1. Hochbahnkraftwerke.

Mit der Besprechung der Bahnkraftwerke treten wir in dasjenige Gebiet ein, wo auf ausgesprochen günstige Speicherfähigkeit der Dampferzeugeranlage nicht verzichtet werden kann. Man muß deutlich unterscheiden zwischen Stadt- oder Hoch- und Vollbahnkraftwerken. Typische Bilder für die ersteren sind Nr. 6 und 7 nach Münzinger[15]) bzw. Schöne[29]).

Die kurzzeitigen Schwankungen von ± 5 000 kW im Kraftwerk Barmbeck (Bild 6) überlagerten eine mittlere Belastung von nur 11 000 kW, und es traten momentane Belastungsstöße bis zu 35 kWh auf, so daß man sich seinerzeit für die Erstellung von spezifisch niedrig belasteten Teilkammerkesseln mit besonders großen Wasserräumen entschloß.

Die neuere Untersuchung von Schöne wurde im Kraftwerk Trattendorf durchgeführt. Die Versorgung eines Teiles des Bahnbetriebes brachte plötzliche Belastungsschwankungen von meist + oder — 7 bis

10 MW, die größten erreichten — 14 MW. Der Verlauf der entsprechenden Belastungsschwankungen im Dampfnetz ist aus Bild 7 näher ersichtlich. Sie betrugen in der Mehrzahl der Fälle 20 bis 40 t/h, und zwar innerhalb von 30 bis 60 s. Auch 50 t/h in 45 s sind verzeichnet. Der größte Stoß erreichte 65 t/h innerhalb von rund 60 s, also 21 %/min Belastungsschwankung, bezogen auf die mittlere Betriebsdampfleistung. Nach längstens 70 s folgt jedem Höchstwert ein Kleinstwert, der um 20 bis 40 bis 65 t/h niedriger liegt als der erstere.

Das Ergebnis der Versuche im Kraftwerk Trattendorf ist insofern bemerkenswert, als bei konstant durchlaufender Feuerleistung der Dampferzeuger kleinere Druckabfälle eintraten als wenn die Feuerleistung der augenblicklichen Belastung des Bahnkraftwerkes von Hand nachgefahren wurde. (Vergleiche auch die Erläuterungen zu Bild 13 in Kapitel II d 2).

Rückblickend ist aus den Bildern 6 und 7 zu erkennen, daß die Belastungsstöße eines Hochbahnkraftwerkes durch die große Zahl der auf der Strecke und im Anfahrzustand befindlichen Züge gekennzeichnet werden. Ganz anderer Art sind sie im Vollbahnkraftwerk.

2. Vollbahnkraftwerke.

Beim Vollbahnkraftwerk können die einzelnen Belastungsstöße einander nur in verhältnismäßig größeren zeitlichen Abständen folgen. aber beim Anfahren der schweren Züge treten Belastungsstöße auf, die die bisher besprochenen größenordnungsmäßig übertreffen. Man rechnet in Vollbahnkraftwerken mit einem Anstieg der elektrischen Leistung um 8 bis 13 MW innerhalb von etwa 2 Minuten, das sind meist 100 % und mehr, bezogen auf die mittlere Kraftwerksleistung. Die Hochlast bleibt eine halbe bis eine Minute lang bestehen. Dann sinkt die Belastung wieder innerhalb etwa zwei Minuten auf den ursprünglichen Betrag ab. Dieser Laststoß hat einen Inhalt von nicht weniger als 333 bis 650 kWh und besitzt demnach Ausmaße, daß er zwar unter Zuhilfenahme der Speicherfähigkeit, nicht aber aus dieser allein bewältigt werden kann. Vielmehr wird hier die technische Aufgabe lauten,

eine Feuerung mit sehr geringer Nacheilung im Sinne von Bild 1 und der Möglichkeit sehr steiler Leistungssteigerung zu errichten und die Speicherfähigkeit der Kessel hinreichend groß zu bemessen, um den im ungünstigsten Betriebsfalle erreichten Integralwert zwischen Dampfverbrauch und Feuerleistung sicher zu decken.

Mit diesem Belastungsstoß ist bezüglich seines Arbeitsinhaltes einer der größten beschrieben, welcher überhaupt vorgekommen ist. Er

übersteigt diejenigen der vorgenannten verhältnismäßig kleinen Walzenstraße um ein Mehrfaches. Hinsichtlich der Steilheit des Lastanstieges und Abfalles wird er allerdings sowohl von der Walzenstraße als auch von den im folgenden Abschnitt zu besprechenden Fördermaschinen noch erheblich übertroffen.

II d) Bergwerkzentralen.

1. Förderung mit elektrischem Antrieb.

Die folgenden Schaubilder über die Förderung mit elektrischem Antrieb entstammen meist Planungs- oder Gewährleistungsgrundlagen und besitzen noch nicht das Maß an Genauigkeit, welches bei endgültiger Bearbeitung der Förderung erreicht wird. In den Schaubildern 8 und 9 sind zwei, in der Zahlentafel 1 drei elektrische Förderungen dargestellt, und zwar bedeuten die

Anlagen „M" eine Zeche des Ruhrgebietes mit Koepe-Förderung für 8 t Nutzlast und 1 000 m Teufe,

„B" ein ausländisches Erzbergwerk mit Gestellförderung für 11 t Nutzlast bei 533 m Teufe,

„S" ein mitteldeutsches Kalibergwerk mit Skipgefäß-Förderung für 7 t Nutzlast und 704 m Teufe.

Die Reihen 6 bis 10 der Zahlentafel machen einige Angaben zum Fahrdiagramm: Beschleunigung und gleichförmige Fördergeschwindigkeit nach Größe und Dauer. Die Verzögerung ist, absolut genommen, der Beschleunigung ähnlich.

In Reihe 13 erscheint die Förderzeit als Summe von Antriebs- und Auslaufzeit, weiter die gesamte Zeit des Förderspiels sowie die stündliche Zügezahl.

Die Reihen 17 bis 22 beschreiben die besonderen Kennzeichen der elektrischen Belastungsstöße nach Leistungsanstieg, größter Leistungsentnahme aus dem Netz und der mittleren Netzleistung, von der aus auf die konstant angenommene Feuerleistung der Dampferzeuger geschlossen werden kann.

Die Reihen 23 bis 27 endlich nennen die Förder- und Speicherarbeit, aus der über den spezifischen Dampfverbrauch die geforderte Speicherdampfmenge errechnet wird.

Schließlich sind unter Reihe 28 und 29 die Nutzarbeit im gehobenen Fördergut und der Wirkungsgrad der Förderung, bezogen auf das Netz, ausgerechnet, wobei die Zahlen nicht immer mit den nach dem Schrifttum[10, 11]) zu erwartenden Werten befriedigend in Übereinstimmung zu bringen sind. Die Ursache liegt teilweise in sehr hohen Gewähr-

leistungen des Lieferanten für das Fördermaschinenaggregat und teilweise daran, daß zu einer vorhandenen älteren Anlage, die noch in Betrieb bleiben wird, neuere Dampferzeuger hinzugestellt werden.

Überblickt man die Zahlentafel, so erkennt man die außerordentlich raschen Leistungsanstiege beim Förderbeginn von 7 bis 17 MW/min, größte Netzleistungen bis über 3 200 kW hinausgehend, das sind annähernd 2 000 kW mehr als die mittlere Netzleistung beträgt. Die Förderarbeit reicht bis zu 35,1 kWh, wovon bis zu 51% aus Speicherdampf gedeckt werden müssen. Die geforderten Speicherdampfmengen bewegen sich mit 21 bis 81 kg in mäßigen Grenzen.

2. Förderung mit Dampfantrieb.

Für den Dampfantrieb werden mit den Schaubildern 10 bis 13 vier Beispiele gebracht, deren Kenngrößen in der Zahlentafel 2 übersichtlich zusammengestellt sind. Die Schaubilder 10 und 11 sind bei Versuchen auf Ruhrzechen aufgenommen worden; das Schaubild 12 der Anlage „C" ist mittels Schnellvorschub des schreibenden Betriebsdampfmessers ermittelt. Bild 13 entspricht einem mitteldeutschen Kalibergwerk, Anlage „G", wobei es sich um eine vergleichende Untersuchung über den Zweck einer selbsttätigen Feuerungsregelung handelte. In den Schaubildern 10 bis 13 sind die kleinen, durch Undichtheiten oder Wärmeverluste entstehenden Dampfverbräuche zu der Grundlast gerechnet, über der sich die Förderstöße aufbauen. Der Dampfverbrauch für das Umsetzen ist vernachlässigt.

Die Zahlentafel 2 besitzt weitgehend den gleichen Aufbau wie die oben besprochene Zahlentafel 1. Wichtig für die Kennzeichnung der Belastungsstöße sind die zeitlichen Belastungsanstiege und Abfälle; die Höchstwerte erreichen in den Ruhrzechen rund 30 t/h (bei neueren Maschinen noch höher), und die Förder- sowohl als auch die Speicher-Dampfmengen übertreffen diejenigen der elektrischen Förderung bei weitem. In Reihe 32 sind die Wirkungsgrade der Förderungen, bezogen auf die verlustlose Dampfmaschine ermittelt, sie weisen sehr starke Streuungen auf, die im wesentlichen durch das Alter der zum Teil seit langer Zeit nicht überholten Maschinen verursacht werden. Außerdem arbeitet die Anlage L_S noch mit Sattdampf. Die Inanspruchnahme der Dampferzeuger kann also auf ein Mehrfaches steigen, wenn die Fördermaschinen sich nicht in ordnungsgemäßem Betriebszustand befinden. Denn die Wirkungsgrade neuer oder überholter Maschinen lassen sich nach Dümmler[4]) zu rund 47 bis 62% ermitteln.

Bild 13 läßt erkennen, daß die Speicherdampfmengen bei konstant durchlaufender Feuerleistung 33,2 kg betragen. Wenn die Speicherdampfmenge infolge der selbsttätigen Feuerregelung kleiner werden

soll, so darf die Feuerung höchstens 11 s Verzögerungszeit besitzen und muß hierbei 100% Lastanstieg je Minute, bezogen auf die höchste Dauerleistung der Kesselanlage von 32 t/h, verwirklichen können.

Wegen der vorgesehenen Brennstoffe schied eine Rostfeuerung von vornherein aus. Für die Mühlenfeuerungen kann aber die Erfüllung beider Forderungen gegenwärtig noch nicht als gesicherter Stand der Technik angesehen werden. Es bleibt daher in Fällen wie dem vorliegenden nichts weiter übrig, als die Kessel mit einem genügend großen siedenden Wasservorrat zu bauen. Ihre Speicherfähigkeit wird dann bei konstanter Feuerleistung in Anspruch genommen, ohne daß ein zu großer Druckabfall eintritt. In solchen Fällen macht die selbsttätige Regelung die Speicherfähigkeit des Kessels nicht entbehrlich.

Abschnitt B

Grundsätzliche Untersuchung über die Speicherfähigkeit von Dampferzeugern im Vergleich zum Ruths-Gefällespeicher.

Kapitel III: Thermodynamische Grundlagen.

a) Begriffsbestimmungen.

Im folgenden wird unter Speicherfähigkeit diejenige Wärmemenge verstanden, die bei dem Druckabfall Δp im Kesseldruckkörper frei wird, so daß daraus eine zusätzliche Sattdampfmenge gebildet und an den Überhitzer abgegeben werden kann.

Der Begriff bezeichnet also etwas ganz anderes, als beispielsweise Praetorius[15]), Seite 206, oder Wünsch[39]) unter der „Speicherzeit" verstehen. Der erstere bezeichnet hiermit einen Zeitabschnitt bei der Inbetriebnahme eines Kessels, der vom Beginn der Verdampfung bis zum Erreichen des Beharrungszustandes in bezug auf das Kesselmauerwerk dauert. — Die Speicherzeit nach Wünsch ist diejenige Zeit in Sekunden, während der der Kessel theoretisch die volle Dampflieferung aus seinem Wärmeinhalt abgeben kann. Die Speicherzeit wird erhalten aus dem Energieinhalt der Teile, die mit Dampf oder siedendem Wasser gefüllt sind, dividiert durch die sekundliche Energieabgabe.

Nach obigem beschränken wir uns also auf die Wärmemenge als solche:

$$\text{Speicherwärme } W_{Sp} \qquad \text{(kcal)}$$

und errechnen hieraus die entsprechende

$$\text{Speicher-(Satt-)Dampfmenge } G_{Sp} \qquad \text{(kg)}.$$

Die Speicherwärme ihrerseits setzt sich entsprechend dem Aufbau des Dampferzeugers aus 3 Summanden zusammen, von denen der erste sich auf den Kesselinhalt (Wasser, Dampf und Dampfwassergemisch) bezieht, der zweite gibt die aus der Stahlwärme, der dritte die aus dem Mauerwerk des Kessels frei werdende Speicherwärme an:

$$W_{Sp} = W_{K.J} + W_{St} + W_M \text{ (kcal)} \qquad (5)$$

Die einzelnen Summanden werden nachstehend besprochen.

III b) Die Speicherfähigkeit des Kesselinhaltes.

1. Siedendes Wasser.

Knopf[9]) hat die Aufgabe erschöpfend behandelt, die Theorie des Ruths-Gefällespeichers ohne wesentliche vereinfachende Annahmen darzustellen. Es kann daher nicht die Aufgabe dieser Darlegungen sein, jene Zusammenhänge zu wiederholen. Vielmehr werden die Vorgänge bei der Inanspruchnahme eines Gefällespeichers bzw. Dampferzeugers miteinander verglichen.

Der aufgeladene Speicher steht unter einem gewissen Dampfdruck und sein Wasserinhalt besitzt zunächst die diesem Druck entsprechende Siedetemperatur. Wenn dem Ladevorgang nicht alsbald die Entladung folgt, kühlt sich der Speicherinhalt infolge Wärmeabgabe an die Umgebung etwas ab, das kältere Wasser sinkt nach unten und kann erst dann an der Entladung teilnehmen, wenn der Druckabfall größer wird, als der statischen Höhe der im Speicher vorhandenen Wassersäule entspricht. Die Entladung selbst beginnt an der im Siedezustand befindlichen Oberfläche; der Wasserspiegel hebt sich infolge der Dampfbildung etwas an. Sie geht bei abnehmendem Wassergewicht im Speicher vor sich.

Gleichzeitig verringert das Wasser sein spezifisches Volumen, so daß der Speicherdampfraum allmählich zunimmt. Am Ende der Entladung ist aber weniger Dampfgewicht im Dampfraum des Speichers vorhanden als am Anfang; gleichfalls eine Folge des vergrößerten spezifischen Dampfvolumens.

Alle diese Vorgänge werden in den meist umfangreichen Gleichungen von Knopf berücksichtigt. Für uns besitzt zunächst die Differentialgleichung

$$\frac{dG}{G} = \frac{ds'}{r/T} \tag{6}$$

für die Entladedampfmenge Interesse. Die einzelnen Größen haben die folgende Bedeutung:

G kg	das Wassergewicht im Speicher vor der Entladung,
s' kcal/kg°K	die Entropie an der linken Grenzkurve,
r kcal/kg	die Verdampfungswärme und
T °K	die absolute Temperatur.

Die Gleichung kann nicht geschlossen integriert werden. Knopf hat den Weg der graphischen Integration gewählt, und das Ergebnis ist u. a. in der „Hütte", 26. Auflage, Seite 544 dargestellt*.

Die Vorgänge bei der Inanspruchnahme eines Kessels als Gefällespeicher besitzen mit den oben beschriebenen gewisse Ähnlichkeit, ohne daß völlige Übereinstimmung vorhanden ist. Vielmehr bestehen folgende, wesentliche Unterschiede:

Der Speicher gibt den aus der Speicherwärme gebildeten Dampf als Sattdampf ab, während der Dampferzeuger ihn in einem besonderen Überhitzer noch überhitzen muß.

Die Speisung des Speichers erfolgt im allgemeinen erst nach beendigter Entladung und mit kälterem Speisewasser als dem augenblicklichen Speicherdruck entspricht, denn man will ja gerade die überschüssige Dampferzeugung diesem kälteren Speisewasser des Speichers zuführen. Die Kesselspeisung hingegen ist entweder der augenblicklichen Dampfleistung des Kessels „angepaßt", oder sie erhält ihren Impuls von dem Wasserspiegel in der Kesseltrommel und wird sich dann während der Inanspruchnahme der Speicherfähigkeit des Kessels infolge des physikalisch bedingten Wasserspiegelanstieges verringern. Speisung nach der ersteren Methode empfiehlt sich nur, wenn der Verdampfungsvorwärmer mehrere Prozente Dampfbildung besitzt und Pufferräume in den Überströmsystemen des Kessels vorhanden sind, um den Wasserspiegelanstieg der Haupttrommel in mäßigen Grenzen zu halten. Kann hingegen die Siedetemperatur des Speisewassers beim Eintritt desselben in den Wasserraum der Kesselhaupttrommel nicht erreicht werden (also „Speiseendtemperatur" kleiner als Siedetemperatur) so ist die letztere Speisungsart vorzuziehen, weil sie dem

*) Knopf fußt auf einem größeren Schrifttum, wovon Schrifttumübersicht Nr. 26 und 40 übernommen sind.

Kessel für die Zeit der Inanspruchnahme seiner Speicherfähigkeit die Restanwärmung des Speisewassers zum Teil erspart.

Speicher sind bisher mit wenigen Ausnahmen nur für Niederdruck erstellt worden, so daß man die Stahlwärme im allgemeinen vernachlässigen kann. Diese Vereinfachung ist im Kesselbau nicht üblich.

Schließlich ist bei dem in Betrieb befindlichen Kessel ein großer Teil seines geometrischen Rauminhaltes nicht mit siedendem Wasser, sondern teilweise mit kälterem Wasser, mit Dampf oder vor allem mit einem Dampfwassergemisch veränderlichen Wassergehaltes erfüllt. Auf diese Zusammenhänge wird im folgenden Kapitel näher einzugehen sein.

Selbstverständlich läßt sich die Speicherfähigkeit des siedenden Wassers darstellen in einer impliziten Form, die nur die Dampfdrücke enthält: Entweder auf Grund der Gleichungen, die auch den VDI-Wasserdampftafeln zugrunde gelegt sind, oder auf Grund der wesentlich einfacheren empirischen Näherungsgleichungen, die sowohl für den Wärmeinhalt des Wassers an der linken Grenzkurve, als auch für die Verdampfungswärme des Wassers aufgestellt worden sind[23]). Da es sich aber um eine Differenzenbildung zwischen zwei Druckgrenzen handelt, so wäre entweder zu differentiieren oder wären umständliche Gleichungen numerisch auszuwerten, so daß der Weg, nur die in den VDI-Wasserdampftafeln enthaltenen Zahlenwerte als Ausgangspunkt für die Errechnung der Speicherfähigkeit zu benutzen, praktisch weitaus den Vorzug verdient.

Die oben angeführte Differentialgleichung von Knopf geht unter der Voraussetzung verhältnismäßig kleiner Druckgefälle in die einfachere Form über:

$$W_W = G \cdot (i_1' - i_2') \qquad \text{(kcal)} \qquad (7)$$

Hierin bedeuten:

W_W kcal — die aus siedendem Wasser frei gemachte Speicherwärme,

G kg — das Wassergewicht vor der Entladung,

i′ kcal/kg — den Wärmeinhalt des Wassers an der linken Grenzkurve,

Zeiger 1 und 2, die dem Kesseldruck p_1 vor der Entladung bzw. p_2 nach der Entladung zugehörigen Zustandsgrößen.

Größere Druckgefälle werden entweder gerechnet durch Aufteilung in mehrere kleinere oder unter Berücksichtigung des abnehmenden Wassergewichtes G.

Da die Wärmeinhalte an der linken Grenzkurve in den VDI-Wasserdampftafeln 1937 mit nur einer Dezimalstelle angegeben sind, bedarf es vor der Bildung der Differenzen $i'_1 - i'_2$ für unseren Zweck sorgfältiger (graphischer) Ausgleichung.

Die numerische Auswertung der vorstehenden Gleichung (7) auf Grund der VDI-Wasserdampftafeln 1937 ist in Schaubild 14 in Abhängigkeit vom Druck dargestellt. Die den Druckabfall $\Delta p = 1$ at darstellende Linie hat die kennzeichnende Form, daß sie bei kleinen Drücken sehr steil abfällt, im Gebiet der gebräuchlichen Dampfdrücke noch fallende Tendenz aufweist, um bei etwa 145 ata einen Kleinstwert zu durchlaufen; bis zum kritischen Druck steigt sich dann nach $+\infty$ an.

Wegen des weiten Druckbereiches ergibt die Linie für $\Delta p = 1$ at keine klare Vergleichsgrundlage, so daß auch die Linienzüge für den verhältnismäßigen Druckabfall von 1, 3 und 5% des Ausgangsdruckes in ata eingetragen sind. Sie weisen zunächst den schnellen Anstieg der Speicherwärme im Niederdruckgebiet aus, besitzen sodann einen fast linearen Verlauf im gesamten gebräuchlichen Druckbereich, um schließlich dem starken, vorher beschriebenen Anstieg im Höchstdruckgebiet zu folgen.

Um die der obigen Speicherwärme nach Gleichung (7) entsprechende Speicher-(Satt-)Dampfmenge in kg zu erhalten, muß durch die Verdampfungswärme dividiert werden,

$$G_{Sp} = \frac{W_{Sp}}{r} \qquad \text{(kg)} \qquad (8)$$

und es wird je nach der Steilheit des Belastungsstoßes zu entscheiden sein, ob r_1 oder r_2 oder ein Mittelwert einzusetzen sind. Handelt es sich um einen weniger steilen Belastungsstoß, also allmähliche Dampfentnahme aus dem Kessel, so kann zum Beispiel das arithmetische Mittel eingesetzt werden, das auch allen diesbezüglichen Schaubildern zugrunde gelegt ist.

Zum Unterschied von den bei Gefällespeichern üblichen Berechnungen, die sich sämtlich auf die Raumeinheit 1 m³ Speicherwasserinhalt stützen, wird hier die Gewichtseinheit 1 t Wasser als Grundlage benutzt, um immer wieder darauf aufmerksam zu machen, daß nur der wirkliche Wasserinhalt des Kessels im Betrieb Träger der Speicherfähigkeit und deshalb das vom Dampf eingenommene Volumen zu subtrahieren ist.

Gleichung (8) ist numerisch ausgewertet über dem Druck als Abszisse in Bild 15 dargestellt. Man erkennt auf den ersten Blick den grundsätzlich übereinstimmenden Verlauf aller Linienzüge mit denjenigen des Bildes 14. Bezogen auf $\Delta p = 1$ at Druckabfall liegt der Kleinstwert nunmehr bei etwa 100 ata und beträgt noch

$$G_{Sp} = 3{,}24 \text{ kg/t, at,}$$

während bei niedrigeren und höheren Drücken größere Veränderungen als im Bild 14 auftreten. Für höchste Drücke nahe beim kritischen Druck ist ein besonderer Maßstab eingeführt, um den steilen Anstieg der Linien zu kennzeichnen.

2. Sattdampf.

Der gesamte im Kessel vorhandene Sattdampf erfährt beim Einsetzen des Druckabfalles eine Dampfdehnung, die dadurch gekennzeichnet ist, daß sie ohne äußere Arbeitsleistung abläuft. Das Dampfteilchen führt eine Expansion lediglich gegen den vorhandenen Kesseldruck durch, so daß die Dehnungslinie praktisch von einer Polytrope dargestellt wird, die wesentlich näher bei der Drossellinie ($i = \text{const}$) als bei der Adiabate ($s = \text{const}$, $m = k$) liegen muß. Das bedeutet aber für Niederdruckdampf unterhalb etwa 30 ata, daß die im Sattdampf stets vorhandene Feuchtigkeit abnimmt. Eine an sich mögliche Überhitzung kann jedoch wegen des Kesselwassers nicht eintreten (Wasserumlauf). — Für Hoch- und Mitteldruckdampf oberhalb 30 ata wird der Sattdampf bei der Expansion in jedem Falle feucht. Beim Gefällespeicher hat Knopf die Annahme gemacht, daß die Feuchtigkeit des Dampfes ausgeschieden ist, ehe das nächste Arbeitsspiel beginnt. Die gleiche Annahme kann für den Kesselbetrieb gelten, denn die zusätzlich durch Expansion auftretende Feuchtigkeit erhöht die Abscheidearbeit, die sich im Dampfraum der Kesseltrommel an dem eintretenden Dampfwassergemisch vollzieht, in nur ganz geringem Umfange.

Man kann sich von der Speicherfähigkeit des Dampfes auch folgende Vorstellung machen: Wenn sich der Dampf ausdehnt, nimmt er ein größeres spezifisches Volumen an, so daß nach erfolgter Druckabsenkung nicht mehr das gleiche Dampfgewicht im Dampfraum der Kesseltrommel vorhanden sein kann wie vor der Entladung. Berechnungen in dieser Hinsicht schließen zweckmäßig den Dampfraum des Überhitzers und der Heißdampfleitung bis zur Arbeitsmaschine mit ein und ermitteln diejenige Dampfmenge, welche durch die Expansion aus dem genannten System verdrängt worden ist. — Wenn hierin ein gewisser Gewinn an Arbeitsdampf durch die Druckabsenkung erblickt werden kann, so ist andererseits die gesamte Arbeitsdampfmenge infolge Verringerung des adiabatischen Wärmegefälles entwertet worden, und man erkennt, daß sich der Anteil des Speichervermögens im Sattdampf an der gesamten Speicherfähigkeit einer Kesselanlage in untergeordneten und daher vernachlässigbaren Größen bewegt.

3. Dampfwassergemisch.

Die Speicherfähigkeit von Dampfwassergemisch kann durch Berechnung seines volumenmäßigen Wasseranteiles φ auf die Speicherfähig-

keit siedenden Wassers zurückgeführt werden. Wenn das Gemisch das Volumen V m^3 einnimmt, so stellt $V \cdot \varphi$ m^3 das Wasservolumen dar. Die aus dem Dampfwassergemisch gewinnbare Speicherdampfmenge errechnet sich also nach der Gleichung:

$$G_{Sp} = \frac{V \cdot \varphi \cdot \gamma_1' \, (i_1' - i_2')}{r} \qquad \text{(kg)} \qquad (9)$$

Über die Berechnung des Wasseranteilfaktors φ siehe Kapitel IVd2.

IIIc) Speicherwärme aus dem Stahl des Kesseldruckkörpers.

Bei der Inanspruchnahme der Speicherfähigkeit sinkt die Temperatur des Kesselinhaltes ungefähr um die Differenz der den beiden Grenzdrücken entsprechenden Siedetemperaturen. Soweit sich das Stahlgewicht des Kesselkörpers auf genügender Temperaturhöhe befunden hat, ist es somit in der Lage, Wärme an den Kesselinhalt abzugeben und hieraus einen Beitrag zur Speicherdampfmenge der Kesselanlage zu leisten. Die frei werdende Wärmemenge berechnet sich nach der Gleichung

$$W_{St} = St \cdot c_{St} \; (t_1' - t_2') \qquad \text{(kcal)}. \qquad (10)$$

Hierin bedeuten:

St kg das Stahlgewicht des Kessels, soweit es sich auf genügender Temperaturhöhe befindet und den Wasser- oder Sattdampfraum des Kessels begrenzt,

c_{St} kcal/kg° die mittlere spezifische Wärme des Stahles im Temperaturbereich $t'_1 - t'_2$,

t'° die den Grenzdrücken zugeordneten Siedetemperaturen.

Der aus der Stahlwärme gelieferte Beitrag zur Speicherdampfmenge wird also

$$G_{St} = W_{St} : r \qquad \text{(kg)}. \qquad (11)$$

Während das Stahlgewicht des Kessels von Fall zu Fall ermittelt werden muß, gibt Bild 16 einen Überblick über die spezifischen Wärmen einiger Stähle und Legierungsbestandteile, soweit die Tabellen von Landoldt-Börnstein (11a) bzw. die Untersuchungen der Physikalisch-Technischen Reichsanstalt (18a) hierüber Auskunft geben. Man erkennt, daß nur reines Eisen in einem weiten Temperaturbereiche untersucht worden ist und daß die niedrig legierten Kesselbaustähle im allgemeinen so wenig davon abweichen, daß man praktisch die Werte für reines Eisen einsetzen kann. Die Tendenz der Abweichung durch die Legierungsbestandteile geht aus Bild 16b hervor.

Die weiteren Überlegungen bezüglich der Temperaturhöhe des Stahles sind in Kapitel V niedergelegt.

Um die Größe der Temperaturabsenkungen schnell überblicken zu können, wurde Bild 17 gezeichnet und der Temperaturabfall je at bzw. für 1, 3 und 5% Druckabfall eingetragen. Man erkennt, daß es sich um sehr kleine Temperaturunterschiede handelt, die jedoch auch bei anderen Überlegungen noch von erheblicher Bedeutung sein werden und deren Behandlung deshalb durch ein vergleichendes Berechnungsverfahren, das allen Kesselsystemen und Betriebsbedingungen gerecht wird, festgesetzt werden muß.

Die Ergebnisse sind in den Schaubildern 18 und 19 dargestellt, und zwar im ersten die Speicherwärme je t Stahl und im zweiten die Speicherdampfmenge unter Verwendung der mittleren Verdampfungswärme. Beide Auftragungen sind über dem gesamten Druckbereich erfolgt und geben die Beziehung sowohl für den absoluten Druckabfall von 1 at als auch für den relativen Druckabfall von 1%, 3% und 5% wieder.

III d) Speicherwärme aus dem Kesselmauerwerk.

Die Wärmespeicherung im Kesselmauerwerk beeinflußt die bisher besprochenen Vorgänge in der folgenden Weise:

Ist der Dampferzeuger längere Zeit mit einer gewissen gleichbleibenden Leistung betrieben worden, so ist die Aufheizung des Kesselmauerwerkes bis zu einer Höhe erfolgt, die der Leistungshöhe genau entspricht. Das Feuerraummauerwerk z. B. befindet sich dann in einem Beharrungszustand, wobei die von der Flamme angestrahlte Wärme die Summe der Rückstrahlung (sowohl an die Feuerraumkühlrohre als auch in den Feuerraum selbst) und die Wärmeabgabe nach außen deckt.

Da sämtliche Summanden dieser Beharrungsgleichung bekannt sind, so ist die mittlere Aufheizung des Feuerraummauerwerkes auch näherungsweise berechenbar.

Wird nun die Feuerleistung plötzlich auf einen wesentlich höheren Betrag gesteigert, so kann die Aufladung des Feuerraummauerwerkes nur mit einer gewissen Nacheilung folgen. Die wirkliche Feuerleistung muß größer sein als die augenblicklich in der Dampferzeugung sichtbare, weil ein Teil für die Aufheizung des Feuerraummauerwerkes benötigt wird. Das Mauerwerk wirkt also einem schnellen Leistungsanstieg seitens der Feuerung entgegen und verzögert ihn. Diese Auswirkung ist jedoch erfahrungsgemäß nicht bedeutend, so daß man

sie bei schnellen Lastanstiegen im allgemeinen weniger zu berücksichtigen braucht als bei raschen Belastungsabsenkungen.

In diesem Falle ist das Mauerwerk erheblich aufgeheizt, und der Beitrag an Strahlungswärme, welcher indirekt über das Mauerwerk den Kesselkörper erreicht, fließt zunächst fast unverändert weiter. Berechenbar ist nur noch sein Endbetrag nach der Lastabsenkung, während sich der Integralwert über die Zeit höchstens durch Grenzrechnungen einengen läßt. Über genauere Werte müssen im Bedarfsfalle spezielle Versuche Auskunft geben. Sie richten sich insbesondere nach der Kesselgröße und Feuerraumgestaltung, der Kühlziffer des Feuerraumes und seinen Belastungsverhältnissen. Aus diesem Grunde erscheint es aussichtslos, diesbezügliche Versuchsergebnisse (16a) von einer Anlage auf eine andere zu übertragen.

Bei periodischen Belastungsstößen mit konstanter Feuerleistung (z. B. in Bergwerkzentralen) sinkt jedoch der Einfluß des Kesselmauerwerkes auf die vernachlässigbare Größenordnung von ein Prozent.

Der Wärmeaustausch zwischen Kesselkörper und Mauerwerk erfolgt hauptsächlich durch Wärmestrahlung, indem beispielsweise das Feuerraummauerwerk mit einer Temperatur von etwa 1000° K auf die Kesselwandung von etwa 500 bis 600° K strahlt. Bei den geringfügigen Änderungen in der Oberflächentemperatur des Kesselkörpers (Bild 17) ergeben sich Unterschiede in diesem Strahlungswärmeaustausch, die in der Größenordnung von nur ⅓% liegen. Auch die Änderung in der Wärmeübertragung aus den Rauchgasen durch Strahlung und Berührung bleibt im allgemeinen unter 1%, so daß die Summe beider die Prozenteinheit nur wenig übersteigt.

Handelt es sich endlich um eine Anlage mit selbsttätiger Regelung bei häufigen Belastungsschwankungen, so wird das Feuerraummauerwerk um so weniger die den Grenzleistungen entsprechenden Wärmezustände erreichen, je kleiner die Periode der Laststöße ist. Seine Aufheizung kann dann gleichfalls nur wenig um einen Mittelwert schwanken.

Bei all diesen Vorgängen handelt es sich in erster Linie um das Mauerwerk des Feuerraumes und etwa noch im Bereiche des Überhitzers, während der Mauerwerksanteil in den Nachheizflächen infolge mangelnder Temperaturhöhe von untergeordneter Bedeutung ist.

Über Kessel mit Schmelzkammerfeuerung liegen noch zu wenige Erfahrungen vor, doch ist zu erwarten, daß die Schlackenwanne den Einfluß des Feuerraummauerwerks unterstützt.

III e) Praktische Gleichungen für die Speicherwärme.

Vorstehende Ausführungen lassen erkennen, daß sich die in Abschnitt III a) genannten 3 Summanden wesentlich vereinfacht haben. Die Speicherwärme stellt sich jetzt nur noch dar nach der Beziehung:

$$W_{Sp} = W_{Wasser} + W_{Gemisch} + W_{Stahl} \quad \text{(kcal)}; \tag{12}$$

$$G_{Sp} = \frac{W_{Sp}}{r} \text{ (kg)} \tag{13}$$

In dieser Form wird die Gleichung den späteren Berechnungen der Speicherfähigkeit aller untersuchten neuzeitlichen Kesselanlagen zugrunde gelegt, und es kommt nur noch darauf an, den Faktor φ für den volumenmäßigen Wasseranteil zu ermitteln.

III f) Anmerkung.

Die Überhitzung des abzugebenden Dampfes wurde oben als einer der wesentlichen Unterschiede zwischen Kessel- und Speicherbetrieb bezeichnet. Die frei werdende Speicherwärme als solche kann aber nicht zur Überhitzung des Dampfes beitragen. Im Stahlgewicht des Überhitzers ist zwar eine gewisse Wärmemenge aufgespeichert, die aber in kürzester Zeit aufgezehrt ist, und die gleiche Dampftemperatur des Heißdampfes kann schon deshalb nicht erreicht werden, weil die Überhitzungswärme mit abnehmendem Druck zunimmt, wovon nur das Höchstdruck- und Höchsttemperaturgebiet eine Ausnahme machen. Während der Inanspruchnahme der Speicherfähigkeit wird also der abgegebene Heißdampf um so weniger hoch überhitzt sein, je größer die Speicherdampfmenge im Vergleich zur augenblicklichen Feuerleistung ist (vgl. Bild 1 und 2). Man kann den Überhitzer und die anschließende Heißdampfleitung bis zur Maschine mit der Wärmekapazität ihres Stahlgewichtes und ihrer Isolierung als temperaturausgleichend ansehen, so daß die Temperaturschwankungen an der Maschine wesentlich geringer sind als am Austritt aus dem Überhitzer. Diese Erniedrigung der Heißdampftemperatur wird erst dann vermieden werden können, wenn es gelingt, die Feuerleistung so schnell zu verändern, daß der bereits im Überhitzer strömende Dampf noch erfaßt wird. Selbst wenn man den Regelimpuls von den Ventilen der Arbeitsmaschine ableitet, kann nur die Zeit für die Dampfströmung durch den Überhitzer und die Rohrleitung eingespart werden.

Kapitel IV: Die Einflußgrößen.

a) Grundsätzliches zur Kesselbauart.

In den folgenden Abschnitten werden eine Reihe von Einflußgrößen für die Speicherfähigkeit untersucht, von denen die meisten in einem

mittelbaren Zusammenhang mit der Kesselbauart stehen. Diese erscheint also hier nur als ein Sammelbegriff. Wenn man den Schritt von den im vorigen Kapitel dargestellten rein thermodynamischen Zusammenhängen zum Dampferzeuger als ganzem mit seinen mannigfachen Bauformen tut, so sind klare Abhängigkeiten von vornherein nur auf der rein physikalischen Grundlage der obigen Ableitungen zu erwarten. Soweit aber die gebräuchliche Kennzeichnung der Dampferzeuger zu jenen nicht in klarer und eindeutiger Beziehung steht, wird die Speicherfähigkeit stets als die von den hauptsächlichsten Einflußgrößen her bedingte Summe begriffen werden müssen. Man kann also einige Vertreter der Steilrohr- oder Teilkammerbauart, des Ein- oder Mehrzugkessels, des Dampferzeugers mit Natur- oder Zwangumlauf untersuchen, darf aber hierbei keine einfachen Abhängigkeiten zwischen den Auslegedaten einerseits und der Speicherfähigkeit andererseits erwarten.

Röhrich[22]) spricht zwar von umgekehrter Proportionalität zwischen Speicherfähigkeit und spezifischer Heizflächenbelastung bzw. Proportionalität zwischen Speicherfähigkeit und Dampfleistung bei gleicher spezifischer Heizflächenbelastung. Solche Aussagen können jedoch nur sehr angenäherte Gültigkeit besitzen, erstens wegen des ganz verschiedenen Wasservorrates, der bei den einzelnen Bauarten vorliegen kann, zweitens wegen des Wasserumlaufes (es werden verschiedene Verhältnisteile des Wasserraumes im Dampferzeuger von Dampfblasen eingenommen); und drittens fehlt hierbei eine Aussage über die additiven Beiträge der Trommel und des Stahlgewichtes des ganzen Kessels. Damit ist angedeutet, daß die spezifische Heizflächenbelastung — nur um ein Beispiel anzuführen — lediglich eine unter vielen Einflußgrößen darstellt und sich mit den obigen Einschränkungen nur auf den Anteil der Heizfläche eines Kessels an seiner Speicherfähigkeit bezieht. Weil sie aber infolge der Verschiedenheit der Erzeugungswärme des Sattdampfes im gebräuchlichen Druckbereich keine klare physikalische Größe darstellt, scheidet sie auf Grund der obigen Darlegungen als eigentliche Einflußgröße aus.

Auch die Höhe des Genehmigungsdruckes und die absolute Leistungsgröße des Kessels können nicht in einfacher Abhängigkeit zur Speicherfähigkeit stehen.

Es ist nicht nur der Aufbau des Kesseldruckkörpers, der auf die Speicherfähigkeit Einfluß nimmt, sondern auch die Feuerungsart, welche bekanntlich im Hinblick auf die mögliche Speisewasservorwärmung durch Anzapfdampf wiederum das gesamte Wärmeschaltbild der Anlage bedingt. So erweist sich die Speicherfähigkeit als eine Kenngröße, die nur im Rahmen von Gesamtplanungen richtig beachtet

werden kann und die eine besonders gute Abstimmung zwischen allen Dampfverbrauchern einerseits und den Dampferzeugern andererseits erforderlich macht.

Im folgenden wird die große Bedeutung der Speiseendtemperatur für die Speicherfähigkeit dargestellt. Es ist bekannt, daß man bei Rostfeuerungen unter sonst gleichen Bedingungen wesentlich näher an die Siedetemperatur des Speisewassers im Vorverdampfer herankommen kann als bei Staubfeuerungen, weil die letzteren ein größeres rauchgasseitiges Temperaturgefälle für den Luftvorwärmer benötigen. Baut man aber bei Staubfeuerungen einen spezifisch höher belasteten Kessel, um mehr Temperaturgefälle für die Nachheizflächen zur Verfügung zu haben, so muß mit der im Vergleich zur Rostfeuerung entfallenden Kesselheizfläche auch Speichervermögen verlorengehen: Gegensätzliche Forderungen, deren Lösung nur durch besondere Einrichtungen gelingt, mit deren Hilfe die Speisewassertemperatur am Trommeleintritt noch innerhalb der Kesseltrommeln bis auf Siedetemperatur gesteigert wird.

IVb) Der Wasservorrat.

Der Hauptträger der Speicherfähigkeit ist der siedende Wasserinhalt des Dampferzeugers. Von seiner Größe wird jene entscheidend beeinflußt. Alle diesbezüglichen Maßnahmen wirken sich am Hauptsummanden und daher in dem größtmöglichen Umfange aus. Sie sind jedoch nur dann sinnvoll, wenn der Wasserinhalt tatsächlich siedet, worin zugleich die notwendige Voraussetzung für die Anwendung außergewöhnlich großer Kesseltrommeln liegt.

IVc) Der Siederohrdurchmesser.

1. Der Rohrinhalt.

Der geometrische Rauminhalt des Kesseldruckkörpers wird, abgesehen von der Trommelgröße, maßgeblich bestimmt durch die Größe der Heizfläche und den lichten Rohrdurchmesser, aus dem diese aufgebaut ist. Unter Kesseldruckkörper werden hierbei diejenigen Kesselteile verstanden, welche der eigentlichen Sattdampfererzeugung dienen: Trommeln, Fall-, Steig-, Kurzschluß- und Überströmrohre mit ihren Verteilern und Sammlern. In diesem Punkt erscheint also wieder die Heizfläche als mitbestimmende Größe, welche in bezug auf die Dampfleistung des Kessels seit längerem nicht mehr gebräuchlich ist.

Bezeichnen:

V_H m³ den geometrischen Rauminhalt der mit Wasser oder Dampfwassergemisch gefüllten Rohre der Kesselheizfläche „H",

d_a, bzw. d_i, bzw. s m ihren äußeren bzw. inneren Durchmesser und ihre Wanddicke,

L m die Rohrlänge, welche zu der obigen konstanten Heizfläche „H" gehört,

Zeiger O die Bezugswerte,

so entsteht aus den folgenden einfachen Gleichungen:

$$V_H = \frac{\pi}{4} \cdot d_i^2 \cdot L \qquad (m^3), \qquad (14)$$

$$L = \frac{H}{\pi \cdot d_a} \qquad (m), \qquad (15)$$

$$d_i = d_a - 2s \qquad (m), \qquad (16)$$

das Verhältnis $$\frac{V_H}{V_{H_0}} = \frac{d_{a_0}}{d_a} \left(\frac{d_i}{d_{i_0}}\right)^2 \cdot 100 \qquad (\%). \qquad (17)$$

Diese Gleichung liegt dem Schaubild Nr. 20 zugrunde, und zwar bezieht sich der obige Zeiger 0 auf die Verwendung von Rohren mit 102 mm ä. ⌀. Für Naturumlauf sind Rohre von 102 bis 51 mm ⌀ bei 4,5 bis 3,5 mm Wanddicke zugrunde gelegt. Für die ausgesprochenen kleinen Rohrdurchmesser, welche in Zwangumlaufkesseln Verwendung finden, werden 3 mm Wandstärke angenommen. Diese Abstufung entspricht etwa den gebräuchlichen Zahlen bei einer festen mittleren Druckstufe. — Wie nach der obigen Gleichung nicht anders zu erwarten war, ergibt sich eine vom äußeren Rohrdurchmesser praktisch lineare Abhängigkeit, und man erkennt, daß beispielsweise Engrohrkessel nur noch $^1/_3$ bis $^1/_4$ des geometrischen Rohrinhaltes besitzen, der bei Verwendung großer Rohrdurchmesser zur Verfügung gestellt werden kann.

2. Das Stahlgewicht.

In ähnlicher Weise ergibt sich die Beziehung zwischen Stahlgewicht und Rohrdurchmesser bei gleicher Heizfläche zu:

$$\frac{St}{St_0} = \frac{s}{s_0} \cdot \frac{1 - \frac{s}{da}}{1 - \frac{s_0}{da_0}} \cdot 100 \quad (\%). \qquad (18)$$

Die Darstellung erfolgte in Bild 20 für die gleichen Annahmen wie oben und berechtigt nunmehr zu der Feststellung, daß große Speichervermögen aus der Kesselheizfläche nur mit Hilfe möglichst großer Rohrdurchmesser erreichbar sind.

IV d) Der Einfluß der Speisewassertemperatur und des Wasserumlaufes auf die Speicherfähigkeit.

1. Kesseltrommel.

Die Speisewassertemperatur ist sowohl in ihrer Höhe am Eintritt in den Vorwärmer wie am Eintritt in die Kesseltrommel wesentlich mitbestimmend für die Größe der Speicherfähigkeit. Bei Natur- oder Zwangumlauf mit der mittleren Wasserumlaufzahl „n" mischen sich in der Kesseltrommel (n—1) Gewichtsteile siedendes Wasser mit einem Teil Speisewasser. Der Trommelinhalt kann sich also nur dann im Siedezustand befinden,

wenn das Speisewasser vor seiner Vermischung mit dem Trommelwasser bereits Siedetemperatur hat, oder

wenn in der Kesseltrommel der Heißdampftemperaturregler untergebracht und so stark beaufschlagt ist, daß er mindestens so viel Kalorien Überhitzungswärme abgibt, als dem Speisewasser bis zum Siedezustand noch fehlen, oder

wenn ein Teil des Dampfwassergemisches unter dem Wasserspiegel in die Kesseltrommel einmündet. Da die letztere bauliche Maßnahme bei stoßweiser Dampfentnahme weitgehend ausscheidet, so folgt die Notwendigkeit, das Speisewasser entweder bereits im Vorwärmer bis auf Siedezustand zu bringen oder die Restanwärmung des Wassers mit Hilfe des in der Kesseltrommel vorhandenen Dampfes durchzuführen.

Wie die Untersuchungen von Marcard und Mitarbeiter[13]) gezeigt haben, sinkt Speisewasser, das nicht mit Siedetemperatur eintritt, sofort nach Verlassen der Speiserinne strähnenartig zu Boden. Es fehlt nicht an Strömungshinweisen aus dem Großkesselbau, die diese im Laboratorium gemachten Feststellungen bestätigen. Die erwartete Mischung des Trommelinhaltes mit rückkehrendem Kesselwasser kann also gar nicht in dem früher erwarteten Umfange auftreten, weil sich in der Kesseltrommel eine mehr oder weniger dünne Schicht siedenden Wassers bildet, die die Entstehung weiterer Schwerkraftströmungen verhindert. Diese Erscheinung wird auch in den Reaktoren von Speisewasserreinigungsanlagen und in der Wasserschichtung großer senkrechter Speicher beobachtet. — Die Schichtdicke, welche sich im Siedezustand befindet, hängt von der Güte der Vorscheidung ab. Bei sehr guter Vorscheidung kommt Kesselwasser geschlossen zurück und enthält wenig oder gar keine Dampfblasen mehr. Es ist aber nicht einzusehen, nach welchem physikalischen Gesetz ein derartig geschlossener, mit mäßiger Geschwindigkeit in die Kesseltrommel

eintretender Wasserstrahl Sattdampfmengen aus dem Dampfraum der Kesseltrommel mit in den Wasserraum hineinreißen sollte. Bei ungünstiger Vorscheidung dagegen wird die Schichtdicke siedenden Wassers in der Kesseltrommel etwas größer sein, weil die rückkehrenden Strahlen in sich noch kleine Dampfblasen einschließen können.

Speisevorrichtungen, die den Zweck verfolgen, nicht siedendes Speisewasser mit Hilfe von Kesseldampf noch bis auf den Siedezustand zu erwärmen, bevor es mit dem Trommelwasser in Berührung kommt (Speiseendtemperatur = Siedetemperatur), müssen das Speisewasser also entweder in dünnen bewegten Schichten für längere Zeit dem Kesseldampf zusetzen[6]), im Dampfraum versprühen oder unmittelbar in ein Dampfwassergemisch einspeisen, so daß der darin enthaltene Dampf die Restanwärmung durch seine Kondensation herbeiführt.

Bei der näheren zahlenmäßigen Untersuchung des Einflusses der Speiseendtemperatur, dargestellt in den Schaubildern Nr. 21 und 22, ist nicht mehr ohne die Wasserumlaufzahlen auszukommen, welche oben schon bei der Mischung von Speise- und Kesselwasser erwähnt worden sind. Die Mischungsgleichung für die Kesseltrommel lautet:

$$i_M = \frac{i_{Sp-E} + (n-1)\, i_1'}{n} \quad \text{(kcal/kg)}. \qquad (19)$$

Hierin bedeuten:

i_M den mittleren Wärmeinhalt des Trommelwassers, gemischt aus einem Teil Speisewasser vom Wärmeinhalt i_{Sp-E} entsprechend der Speiseendtemperatur und (n—1) Teilen Kesselwasser im Siedezustand des zugehörigen Kesseldruckes p_1.

Die Differenz $$i_1' - i_M = \frac{i_1' - i_{Sp-E}}{n} \quad \text{(kcal/kg)} \qquad (20)$$

stellt die Minderwärme des Trommelwassers dar, verglichen mit dem Siedezustand des Kesseldruckes p_1, und ist ein Maß für den Druckabfall Δp, der das Trommelwasser in den Siedezustand gelangen läßt.

$$\left.\begin{aligned} \Delta p &= p_1 - p_2 && \text{(at)}, \\ p_2 &= f(i_2') && \text{(at)}, \\ i_2' &= i_M && \text{(kcal/kg)}. \end{aligned}\right\} \qquad (21)$$

Der beispielhaften Darstellung in Bild 21 wurde ein Arbeitsdruck von $p = 40$ ata in der Kesseltrommel zugrunde gelegt und eine Speisewasserendtemperatur $t_{Sp-E} = 210°$, entsprechend dem Wärmeinhalt von $i_{Sp-E} = 214{,}5$ kcal/kg. Bei der Siedetemperatur von $t_1' = 249{,}2°$ beträgt der Wärmeinhalt bereits $i_1' = 258{,}2$ kcal/kg.

Die Minderbeträge belaufen sich also hinsichtlich der Temperatur auf 39,2° und hinsichtlich des Wärmeinhaltes auf 43,7 kcal/kg. Selbst bei hohen Umlaufzahlen des Naturumlaufes müßte bereits mindestens 1 at Druckabfall eintreten, bevor überhaupt der Siedezustand des Trommelwassers erreicht wird. Bei den gebräuchlichen Umlaufzahlen des Naturumlaufes sind es etwa 1,6 at, entsprechend 4% des Arbeitsdruckes. Wählt man hingegen Zwangumlauf mit $n = 8$ bis 5, so tritt erst nach 8 bzw. 13% Druckabfall Siedezustand ein. Bei einfachem Wasserumlauf müßte der Druckabfall über 20 at oder 50% ansteigen, ehe der Siedezustand erreicht wird.

Bild 22 bringt für das gesamte Druck- und Temperaturbereich ein Arbeitsdiagramm, bei dem man mit Hilfe des eingezeichneten Linienzuges ohne weiteres auf den Druckabfall kommt, der bis zur Erreichung des Siedezustandes in der Kesseltrommel erfolgen muß.

2. Heizflächen.

α) Ableitung des Faktors φ_M für den mittleren Wasseranteil am Gemischvolumen.

Da im wesentlichen nur der wirkliche und siedende Wasserinhalt des Kessels im Betriebe und das entsprechende Stahlgewicht Träger der Speicherfähigkeit sind, so muß man sich ein Bild über das Dampfvolumen innerhalb der Heizflächen machen, oder mit anderen Worten die Volumenanteile des Gemisches an Wasser bzw. Dampf ermitteln.

Damit greift die Berechnung der Speicherfähigkeit weitgehend in das Gebiet der *Wasserumlaufberechnungen* über, die bekanntlich die folgenden beiden Ziele verfolgen:

a) die Geschwindigkeit des Wassers am Siederohreintritt und des Gemisches am Austritt zu ermitteln,

b) festzustellen, ob das Gemisch für die Rohrkühlung noch hinreichend Wasser enthält.

Die bisherigen Wasserumlaufberechnungen treffen also nähere Feststellungen über die Gemische und ihre spezifischen Gewichte und haben sich bisher weniger mit den Volumenanteilen des Wassers bzw. Dampfes beschäftigt, doch ist hier ein Übergang leicht möglich.

Was zunächst die Wasserumlaufberechnungen selbst anbetrifft, so ist das Schrifttum erst in allerjüngster Zeit auf die Berechnungsweise des mittleren spezifischen Gewichtes γ_M über der beheizten Rohrlänge L näher eingegangen. Es ist daher zu vermuten, daß vordem einfach das arithmetische Mittel aus den spezifischen Gewichten γ' beim Wassereintritt und γ_A beim Gemischaustritt gebildet wurde.

Die Annahme, daß das spezifische Volumen des Dampfwassergemisches im gleichmäßig beheizten Rohr linear zunimmt, gründet sich auf den Vorgang, daß je Meter Rohrlänge und Sekunde ein konstantes Wasservolumen verschwindet und Dampfvolumen entsteht. Hieraus folgt aber unmittelbar der hyperbolische Verlauf des spezifischen Gewichtes, so daß die arithmetische Mittelwertbildung im allgemeinen fehlerhaft ist.

$$\gamma_M \neq \frac{\gamma' + \gamma_A}{2} \qquad (\mathrm{kg/m^3}) \qquad (22)$$

Hierin bedeuten:

γ' kg/m³ das spezifische Gewicht des Wassers am Steigrohreintritt (annähernd im Siedezustand);

γ_A kg/m³ das spezifische Gewicht des Dampfwassergemisches am Steigrohraustritt unter Berücksichtigung der Voreilung des Dampfes.

Die obige Feststellung bezüglich der arithmetischen Mittelwertbildung schließt nicht aus, daß sie unter gewissen Voraussetzungen für die praktische Berechnung hinreichend genau ist. Auch bei Wärmeübertragungsproblemen rechnet man beispielsweise nicht in allen Fällen mit der geometrischen Temperaturdifferenz, sondern bedient sich zum Teil der arithmetischen. Aber beim mittleren spezifischen Gewicht muß im allgemeinen geometrisch gerechnet werden.

Es ist erwünscht, die Berechnung von γ_M auf die gleiche Methode zurückzuführen, wie sie für die geometrische Temperaturdifferenz gebräuchlich ist. (Vgl. „Hütte", 26. Auflage, Seite 504). Sie läßt sich dann durch die Gleichungen ausdrücken:

$$\gamma_M = \frac{\gamma' + \gamma_A}{2} \cdot b \qquad (\mathrm{kg/m^3}) \qquad (23)$$

mit

$$b = f\,(\gamma' : \gamma_A) \qquad (24)$$

Der einfachste Weg zur Ermittlung des Faktors „b" ist die graphische Integration der γ-Hyperbel im Bereiche verschiedener Verhältniswerte $\gamma' : \gamma_A$. Man erhält hiermit den „b"-Verlauf des Bildes 23, dessen Werte durch die analytische Integration der Hyperbel kontrolliert und bestätigt worden sind.

Der Übergang zur Bestimmung des mittleren Wasseranteils φ_M im Gemischvolumen ist auf zwei Wegen möglich. Entweder geht man von der obigen Annahme aus, daß das spezifische Volumen des Dampfwassergemisches im beheizten Rohr linear zunimmt. Nach langwierigen analytischen Umformungen gelangt man schließlich zu einer Gleichungsform (25), die nur noch die spezifischen Volumina

und die Wasserumlaufzahl enthält. Aber diese Gleichung wäre für die Praxis nicht nur außerordentlich umständlich zu behandeln, sondern sie besitzt den Mangel, daß sie die Voreilung des Dampfes unberücksichtigt läßt. Wegen ihrer vorwiegend theoretischen Bedeutung kann daher auf die Wiedergabe und Herleitung verzichtet werden.

Der Weg über die spezifischen Volumina und die Wasserumlaufzahl ist also grundsätzlich nur beschreitbar, wenn die Voreilung des Dampfes nicht vorhanden oder vernachlässigbar klein ist (Zwangumlauf).

Beim Naturumlauf ist es einfacher, sich des oben errechneten geometrischen mittleren spezifischen Gewichtes γ_M des Dampfwassergemisches zu bedienen und folgende Ansätze für das Wassergewicht zu machen:

$$G_W = V \cdot \gamma' \cdot \varphi_M \quad \text{(kg)}, \tag{26}$$

$$G_W = V \cdot \gamma_M - V \cdot (1 - \varphi_M) \cdot \gamma'' \quad \text{(kg)}. \tag{27}$$

Hierin bedeuten:

V m³ das vom gesamten Dampfwassergemisch eingenommene Volumen,

φ_M den mittleren Wasseranteil im Gemischvolumen.

Mit wenigen Umformungen erhält man bereits die für die Praxis sehr brauchbare Form:

$$\varphi_M = \frac{\gamma_M - \gamma''}{\gamma' - \gamma''}, \tag{28}$$

wonach es also praktisch sehr einfach geworden ist, den mittleren Wasseranteil zu errechnen.

Es bedarf keiner weiteren Betonung, daß sich die Gleichungsformen (28), (25) und (23) analytisch ineinander überführen lassen, so daß der Ring der inneren Bestätigung für die angewendeten Berechnungsverfahren geschlossen ist.

β) Die Abhängigkeit des Faktors φ_M für den mittleren Wasseranteil am Gemischvolumen vom Arbeitsdruck, der Größe und Art des Wasserumlaufes und dem Belastungsfaktor der Kesselanlage.

Da der Wasseranteil am Gemischvolumen als neuere Größe noch wenig geläufig ist, wird zunächst in Bild 24 seine Abhängigkeit vom Druck dargestellt, und zwar einmal für $p = 30$ ata als Vertreter der Nieder- bis Mitteldruckgruppe und $p = 100$ ata für das Hochdruckgebiet. Die Darstellung wurde gegeben für Naturumlauf mit 250 bis 750 kg/h Dampfbildung je Rohr. Hierbei sind senkrechte Rohre vorausgesetzt und die Ergebnisse der Danziger Messungen über die Voreilung des

Dampfes berücksichtigt. Man erkennt aus den Unterschieden der Kurven im Vergleich zu Zwangumlauf jeweils das Maß der Entmischung, die infolge der Voreilung der Dampfblasen eintritt und somit den mittleren Wasseranteil im Gemischvolumen steigen läßt. Es ist also hervorzuheben, daß bei p = 30 ata und Naturumlauf mittlere Wasseranteile von φ_M = 60 bis 75% erwartet werden können, während mit achtfachem Zwangumlauf nur noch die Größenordnung von φ_M = 30% erreicht wird. Im Druckbereich von p = 100 ata liegt der Wasseranteil beim Naturumlauf zwischen φ_M = 70 bis 80%, beim Zwangumlauf mit n = 5 dagegen in der Größenordnung φ_M = 50%.

Die nächste Abbildung 25 stellt die soeben besprochenen Verhältnisse über dem Belastungsfaktor der Kesselanlage dar und ist auf Grund der folgenden Annahmen entstanden:

Art des Wasserumlaufes		Naturumlauf		Zwangumlauf	
Druck	ata	30	100	30	100
Angenommene Umlaufzahl bei höchster Dauerleistung	—	20	10	8	5

Das Umpumpen des Kesselwassers erfolgt bei allen Leistungen in praktisch konstanter Menge, so daß die Umlaufzahlen bei allen Teillasten bekannt und somit auch die Wasseranteile φ_M berechenbar sind.

Soweit für Naturumlauf die gleiche Annahme zulässig ist, daß praktisch gleichbleibende Wassermengen umgewälzt werden, kommt man damit auf die wesentlich günstigeren Ergebnisse von Bild 25 für den Naturumlauf im Vergleich zum Zwangumlauf.

γ) Großzahlforschung über den mittleren Wasseranteilfaktor an ausgeführten Kesselsystemen.

Für die praktischen Berechnungen der Speicherfähigkeit werden die bisher gegebenen Einblicke in die Berechnung des mittleren Wasseranteilfaktors φ_M nicht genügen, weil entweder die Wasserumlaufzahl oder die Beheizung des Rohres angenommen werden müssen. Deshalb wurde mit Hilfe einer *Großzahlforschung* über den Wasserumlauf von weit über 100 ausgeführten Kesselsystemen. die in den verschiedensten Kraftwerken und Industriezentralen arbeiten, der mittlere Wasseranteil errechnet und in Bild 26 dargestellt. Es ergab sich, daß die Strahlungsheizflächen im allgemeinen infolge ihrer hohen

Beheizung etwas niedrigere Umlaufzahlen und somit etwas kleinere Wasseranteile besitzen als die Berührungsheizflächen. In einzelnen Anlagen kamen naturgemäß erhebliche Streuungen in beiden Richtungen vor, doch ist der Vorschlag berechtigt, die mittleren Wasseranteile gemäß Bild 26 einzusetzen, sofern für das speziell zu rechnende Kesselsystem keine besondere Wasserumlaufberechnung durchgeführt wird.

Kapitel V

Die Entwicklung des vergleichenden Berechnungsverfahrens für die Speicherfähigkeit von Kesseln verschiedener Bauarten und betrieblicher Belastungen.

a) Das einheitliche Verfahren ist notwendig!

Wenn die Speicherfähigkeit von Großwasserraumkesseln früher im wesentlichen auf Grund ihres Wasserinhaltes ohne Berücksichtigung von Dampfblasen erfolgte, so war dieses Berechnungsverfahren, das an Einfachheit nichts zu wünschen übrigließ, voll berechtigt; denn die Beheizung der Kessel war so niedrig, daß jener Volumenanteil, der tatsächlich nicht von Wasser, sondern von Dampf eingenommen wurde, praktisch gedeckt wurde durch die Speicherfähigkeit des Stahlgewichtes, die man ja auch nicht in die Rechnung einbezogen hatte. Das vorige Kapitel hat jedoch gezeigt, daß mit den steigenden Heizflächenbelastungen der mittlere Wasseranteil im Gemischvolumen nicht mehr vernachlässigt werden kann. Damit wird aber von selbst eine eingehendere Berechnung über die Speicherwärme des Kesseldruckkörpers erforderlich.

Die Notwendigkeit zur Entwicklung eines vergleichenden Berechnungsverfahrens ergibt sich aus dem Grunde, weil die Bedeutung der Speicherfähigkeit in dem Maße zunehmen wird, als Großwasserraumkessel infolge Überalterung abgestoßen werden. Bis zu diesem Zeitpunkte ist es aber erforderlich, sich auf ein Verfahren geeinigt und dieses durch entsprechende Regeln festgelegt zu haben; andernfalls können verschiedene Angebote für die gleiche Planung bezüglich der Speicherfähigkeit nicht gerecht miteinander verglichen werden. Hier und da kann auch die Erstellung anderer als Wärmespeicher im Maschinenteil der Gesamtanlage in Frage kommen. Für diesen Fall

braucht man genaue Angaben über das Speichervermögen der Kessel nicht nur, um die betrieblich vorgeschriebene Summe aller Speicherfähigkeiten zu erreichen, sondern vor allem für den Kostenvergleich der einen oder anderen Lösung der gestellten technischen Aufgabe.

Die Entscheidung über die Zweckmäßigkeit einer selbsttätigen Kesselregelung bei schnellen Belastungsschwankungen hat Kenntnisse über das Verhalten des Kesseldruckkörpers und über das Ansprechen der Feuerung auf Regelimpulse zur notwendigen Voraussetzung. (Vgl. die Erläuterungen zu den Schaubildern 1 und 13.)

V b) Idealer Speicherbetrieb.

Wie oben beschrieben, berücksichtigte die frühere Berechnung der Speicherfähigkeit von Dampfkesseln nur das Wasservolumen. Sie trifft daher streng genommen nur für „Idealen Speicherbetrieb" zu. Der Kessel wurde wie ein Speicher aufgefaßt, in dessen Wasserinhalt sich nach der Aufladung gleichfalls keine Dampfblasen befinden. Wenn man sich also bezüglich der Speicherfähigkeit auf den „Idealen Speicherbetrieb" bezieht, so ist damit ein Kessel gemeint, der völlig wärmedicht angenommen wird, deswegen keine Beheizung braucht und auch keine Dampfblasen enthalten kann. Er ist in allen Teilen mit siedendem Wasser bis zum normalen Betriebswasserstand gefüllt; die statische Druckhöhe vom Wasserspiegel bis zu den tiefsten Teilen des Kessels wird also ebenfalls vernachlässigt und dieser nur noch wie eine Wasserscheibe sehr kleiner Dicke aufgefaßt. Unter solchen Voraussetzungen ist es berechtigt, das gesamte Stahlgewicht des Kessels voll und ganz in die Speicherfähigkeit einzubeziehen, weil es sich überall ebenfalls auf Siedetemperatur befindet.

Die Berechnung der Speicherfähigkeit im „Idealen Speicherbetrieb" stellt also die einfachste Form dar, aber sie kommt nur der Speicherfähigkeit des Kessels bei Leerlauf nahe. Sie wird diese im allgemeinen übersteigen, weil sich bei der schwachen Leerlaufbeheizung eines Kessels weder alle Wasser- noch alle Stahlteile im Siedezustand befinden. Außerdem ist etwas Wasser durch einige Dampfblasen verdrängt.

Immerhin wird die spätere Zahlentafel 3 zeigen, daß für gewisse Kesselbauarten eine sehr einfache Beziehung besteht zwischen der Speicherfähigkeit im „Idealen Speicherbetrieb" und der „Speicherfähigkeit bei höchster Dauerleistung", so daß man sich unter gewissen Voraussetzungen bei Orientierungsrechnungen ohne weiteres die einfachere Berechnungsweise der ersteren zunutze machen kann.

V c) „Größte Speicherfähigkeit bei höchster Dauerleistung".

Im Gegensatz zu der soeben bestimmten Speicherfähigkeit im „Idealen Speicherbetrieb" muß bei der „Speicherfähigkeit bei höchster Dauer-

leistung" physikalisch genau vorgegangen werden: Nur dasjenige Wassergewicht, welches sich wirklich im Siedezustand befindet, wird bei einer Druckabsenkung sofort an der Dampfentwicklung teilnehmen, und tatsächlich kann sich auch nur der entsprechende Teil des Stahlgewichtes auf genügend hoher Werkstofftemperatur befinden, um aus der freiwerdenden Wärme zusätzlich Dampf zu bilden.

Unter der Voraussetzung, daß sich das Trommelwasser im Siedezustand befindet (Speiseendtemperatur = Siedetemperatur) kann jedoch das gesamte Stahlgewicht des Kesseldruckkörpers in die Berechnung der Speicherfähigkeit einbezogen werden, denn die Wärmeübergangszahlen erreichen und überschreiten je nach der Wasserbewegung auf der Druckseite $\alpha_i = 2000$ kcal/m², h°, während die äußere Wärmeabgabe bei guter Wärmedämmung höchstens mit $\alpha_a = 10$ kcal/m², h° erfolgt. Die mittlere Werkstofftemperatur kann also nur so wenig unter der Temperatur des Rohrinhaltes liegen, daß bei plötzlicher Druckabsenkung beispielsweise die tiefstgelagerten Kesselteile einen Wärmebeitrag für die Restanwärmung auf die der statischen Höhe entsprechende Siedetemperatur leisten. Mit der obigen Voraussetzung ist also die „Größte Speicherfähigkeit bei höchster Dauerleistung" gekennzeichnet.

Es darf jedoch nicht übersehen werden, daß beim wirklichen Kessel nun die statischen Höhen zu berücksichtigen sind, wonach der Wasserinhalt der Fallrohre, der unteren Verteilerkästen, der unteren unbeheizten Kesselrohrenden und etwaiger Untertrommeln erst dann an der Speicherdampferzeugung durch Druckabfall teilnehmen kann, wenn dieser bereits um den Betrag der auf ihnen lastenden Wassersäule fortgeschritten ist.

Auch hinsichtlich der Wasserfüllung des Kessels müssen jetzt die wirklichen Verhältnisse berücksichtigt werden. Handelt es sich um einen Kessel, der das Dampfwassergemisch nach irgendeinem Verfahren außerhalb der Kesseltrommel vorscheidet, so besitzt das Gemisch in den oberen unbeheizten Steigrohrenden etwa den gleichen Wasseranteil, wie er am Ende der Beheizung vorhanden war. In waagerechten Überströmorganen ist der Wasseranteil im Gemischvolumen jedoch unter der Annahme zu rechnen, daß hier keine Voreilung des Dampfes mehr stattfindet.

V d) „Wirkliche Speicherfähigkeit im Betriebe".

Dieser Begriff bezieht sich auf die Verhältnisse, welche für den Fall Speiseendtemperatur < Siedetemperatur oder nach mehrjähriger Betriebszeit eines Kessels tatsächlich angetroffen werden. Im ersteren

Falle ist also zunächst die Frage zu beantworten, mit welcher Speiseendtemperatur und Wasserumlaufzahl, also Minderwärme, die später einsetzende Speicherdampfentwicklung aus der Kesseltrommel gerechnet werden soll, denn es kommt häufig vor, daß aus betrieblichen Gründen die Speisewassereintrittstemperatur vor dem Ekonomiser nachträglich heruntergesetzt wird; dann kann die Speiseendtemperatur auch unter die Siedetemperatur fallen.

Wenngleich hoher Wasserumlauf mit Rücksicht auf die Kesseltrommel und den Wasseranteil des Gemischvolumens erwünscht ist, muß doch oft genug von der Drosselung des Wasserumlaufes Gebrauch gemacht werden, sei es, um den betrieblich bedingten Kesselwasserbeschaffenheiten gerecht zu werden (oder wenigstens eine zusätzliche Sicherheit gegenüber vorübergehenden Verschlechterungen zu schaffen) oder um möglichst hohe Grundlasten fahren zu können.

Wenn im Laufe der Betriebszeit der Zustand der Wärmedämmung vernachlässigt wird, so können Teile des Kesseldruckkörpers wegen zu niedriger Werkstofftemperaturen von dem oben beschriebenen Beitrag zur Restanwärmung ausscheiden.

All diese Zusammenhänge beeinflussen also die Größe der wirklichen Speicherfähigkeit des Dampferzeugers im Betrieb.

Die Dampferzeuger werden fast allgemein mit kleineren Belastungsfaktoren als 100% (höchste Dauerleistung) betrieben. Die Bestimmung der Speicherfähigkeit erfolgt hierfür unter sinngemäßer Anwendung der in Kapitel IV d 2 gegebenen Darlegungen, insbesondere der Erläuterungen zu den Schaubildern 24 und 25. Mit abnehmendem Belastungsfaktor steigt die Speicherfähigkeit der Heizflächen zunächst wegen des erhöhten Wasseranteils im Gemischvolumen, aber diesem Einfluß wirken etwa vorhandene Überströmorgane entgegen, weil ihr Rauminhalt bei Kleinstlasten schließlich fast nur noch von Sattdampf erfüllt ist. Wie schon erwähnt, werden in der Zahlentafel 3, Reihe 21 und 22, 24 und 25 die Speicherfähigkeiten im „Idealen Speicherbetrieb“ (annähernd Leerlauf) mit der „Größten Speicherfähigkeit bei höchster Dauerleistung“ verglichen. —

Die Speicherfähigkeit von 15 neuzeitlichen Kesselanlagen mit Natur- und Zwangumlauf im Betriebe von Grundlast- und Spitzen-, Industrie- und Bahnkraftwerken sowie Bergwerkzentralen.

Kapitel VI: Die Kennzeichen der untersuchten Anlagen.

Die vorstehenden Ausführungen der Kapitel III bis V sind angewendet worden bei der praktischen Berechnung der Speicherfähigkeit von 15 neuzeitlichen Kesselanlagen mit Natur- und Zwangumlauf, denen ein älterer Teilkammerkessel mit drei längsliegenden Obertrommeln und ein Flammrohrkessel als Großwasserraumkessel zum Vergleich gegenübergestellt worden sind.

Je nach den Anforderungen, die an die Speicherfähigkeit der Kessel bzw. ihre Unempfindlichkeit gegen Belastungsstöße gestellt werden, hat es sich als zweckmäßig erwiesen, sie entsprechend den Kraftwerken, in denen sie arbeiten, in fünf Gruppen zu unterteilen. Diese enthalten Kessel für

Grundlastwerke Nr. 1 bis 5,

Spitzenkraftwerke Nr. 6,

Industriezentralen Nr. 7 bis 9,

Bahnkraftwerke Nr. 10 und 11 mit Vergleichsanlage Ba,

Bergwerkzentralen Nr. 12 bis 15 mit Vergleichsanlage Fl.

Über die untersuchten Kessel und gefundenen Ergebnisse berichtet die

Zahlentafel 3 mit den Bildern 27—**41,**

wozu im einzelnen folgende Erläuterungen gegeben werden:

a) Anlagedaten.

In den Reihen 2 bis 4 sind die Anlagedaten mitgeteilt. Die höchsten Dauerleistungen umfassen das gesamte neuzeitliche Baubereich der Wasserrohrkessel von 200 t/h abwärts bis zu 10 t/h und verteilen sich folgendermaßen:

Zahlentafel 4

Höchste Dauerleistung t/h	Zahl der untersuchten Kessel	Kessel-Nr.
200	1	1
125	1	2
90	3	3—5
80	1	9
60	1	14
50	1	15
37,5	3	10, 11, 12
26	1	7
25	1	6
22,5	1	13
10	1	8
	15	
37,5	(1)	Ba
2,5	(1)	Fl

Auch hinsichtlich der Genehmigungsdrücke ist das gesamte Druckbereich von 152 atü bis 16 atü vertreten, und zwar ergibt sich die folgende Übersicht:

Zahlentafel 5

Genehmigungsdruck atü	Zahl der untersuchten Kessel	Kessel-Nr.
152	1	9
125	1	1
80	6	2-5, 8, 15
64	1	14
41	1	7
40	2	11, 13
36	1	6
16	2	10, 12
	15	
21	(1)	Ba
14	(1)	Fl

Die Heißdampftemperaturen liegen den zugehörigen Genehmigungsdrücken entsprechend zwischen 510 und 350°C.

Die Übersicht der Dampfleistungen und Genehmigungsdrücke zeigt, daß die meisten Anlagen in der Planung bereits vor der Normung der Leistungen, Drücke und Temperaturen nach DIN 2901 festgelegt waren. Die Dampfdrücke waren meist durch die Erweiterung bestehender Anlagen bedingt.

VI b) Bauart.

Die Reihen 5 bis 8 der Zahlentafel 1 geben über die Bauart der Kessel und Feuerungen an Hand der Abbildungen 27 bis 31 Auskunft und bezeichnen auch das Baujahr.

12 von 15 untersuchten Kesseln arbeiten mit Naturumlauf, 3 mit Zwangumlauf. Die Vergleichsanlagen haben ebenfalls Naturumlauf. Die Übersicht über die Kesselbauart läßt folgendes erkennen:

Zahlentafel 6

Bauart	Anzahl der Kessel	Kessel-Nr.	Bild
Reiner Strahlungskessel	1	1	—
Steilrohrkessel:			
Strahlungskessel	5	3	27
		9, (2, 4, 14)	29
3 Trommeln	2	10, 11	30
Teilkammerkessel:			
Einzug	1	15	31
Zweizug	1	12	—
Dreizug	1	13	—
Schlangenrohrkessel	1	6	28
Zwangumlaufkessel üblicher Bauart	3	5, 7, 8	—
	15		

Die Vergleichsanlage Ba ist ein Dreizug-Teilkammerkessel mit 3 längsliegenden Obertrommeln.

Es sind folgende Feuerungsarten vertreten:

Unterwindzonen-Wanderrost bei 4 (5) Kesseln Nr. 6, 8, 13, 14, Ba.
Krämermühle .....bei 9 Kesseln Nr. 1, 4, 5, 7, 9, 10, 11, 12, 15.
HS-Feuerung .. ..bei 2 Kesseln Nr. 2, 3.

V c) Baumaße.

Die Reihen 9 bis 14 der Zahlentafel 3 geben über einige Baumaße Auskunft. Je nach der Kesselbauart überwiegen die Verhältnisanteile der Strahlungs- oder Berührungsheizflächen.

Spezifische Heizflächenbelastungen unter 100 kg/m²,h besitzen die Kessel Nr. 10 bis 13, bei deren Planung auf besonders große Speicherfähigkeit Wert gelegt worden ist. Der Belastungsbereich von 106 bis 141 kg/m²,h ist in allen Kraftwerksgruppen vertreten, während die vorwiegenden Strahlungskessel mit 160 bis über 200 kg/m²,h nur noch in großen Grundlast- oder Industriekraftwerken errichtet worden sind.

Die Niederdruckteilkammerkessel haben etwa 100 mm Rohrdurchmesser, die Höchstdruckkessel 70 mm, die Zwangumlaufkessel 32 mm. Alle sonstigen Kessel sind mit 83 mm Siederohrdurchmesser gebaut, mit Ausnahme von Kessel 6 (51 mm ⌀).

Die Größe der Kesseltrommel wird u. a. von der Wassergrundlage und der Kesselleistung bestimmt. Die obengenannten Speicherkessel sind teilweise mit besonders großen Trommeln ausgerüstet.

VI d) Überblick.

Die untersuchten Kesselanlagen geben zu folgenden Bemerkungen Veranlassung:

Während die Anlage Nr. 1 als Höchstdruckvorschaltanlage gebaut wird, ist Kessel 2 auf außergewöhnlich breiter Brennstoffbasis in einem Großkraftwerk errichtet. Die Kesselgruppe Nr. 3 (Bild 27) bis 5 besitzt völlig gleiche Anlagedaten bei gleichen Trommeldurchmessern und ist lediglich durch die brennstoffseitig bedingten Heizflächengrößen und die von 83 bis 32 mm (Zwangumlauf) abnehmenden Siederohrdurchmesser unterschieden.

Der Kessel Nr. 6 (Bild 28) ist der im Schrifttum wiederholt besprochene Schnellbereitschaftkessel mit absichtlich klein gehaltenem Wasserinhalt. — Die Kessel Nr. 5, 7 und 8 sind Zwangumlaufkessel, bei denen der letztere mit nur 10 t/h Dampfleistung die kleinste Trommel von 1000 mm l. ⌀ besitzt. Die Kessel Nr. 5 bis 8 werden im folgenden des öfteren als Engrohrkessel bezeichnet. — Der weitere Industriekraftwerkskessel Nr. 9 (Bild 29) ist gleichfalls im Schrifttum bereits mehrfach besprochen worden.

Die Bahnkraftwerkkessel Nr. 10 und 11 besitzen gleiche Bauart und gleiche Dampfleistung. Bei der Planung mit höherem Druck hat man lediglich eine größere Obertrommel gewählt. Die Vergleichsanlage Ba wurde im Jahre 1927 im Kraftwerk Barmbeck der Hamburger Hochbahn-Akt.-Ges. erstellt. Münzinger[15]) hat hierüber näher berichtet.

Die Kessel der Bergwerkzentralen sind in drei Fällen Teilkammerkessel mittlerer Leistung bei steigendem Druck. Auf den großen Trommeldurchmesser des Kessels 12 wurde schon oben hingewiesen. —

Kapitel VII: Die Berechnung der Speicherfähigkeit.

a) Idealer Speicherbetrieb.

1. Wasserinhalt.

In den Reihen 15 bis 17 ist zunächst der Wasserinhalt im idealen Speicherbetrieb angeschrieben, getrennt für denjenigen der Trommel und aller sonstigen Kesselteile. Der ideale Speicherbetrieb nimmt entsprechend früherer Begriffsbestimmung (Kapitel V) den gesamten Wasserraum des Kessels als völlig mit siedendem Wasser erfüllt an. Der Kessel ist nur bis zum Betriebswasserstand gefüllt; alle Überhubteile enthalten also nur Dampf.

Reihe 15 gibt den Wasserinhalt der Trommeln an, wobei etwaige Trommeleinbauten berücksichtigt sind. In Reihe 16 sind die folgenden Kesselteile zusammengefaßt: Fallrohre und Verteiler, Heizflächen und unbeheizte Rohrenden, Sammler und Überströmorgane, soweit sie unterhalb des Betriebswasserstandes liegen. Außenliegende Oberflächen-Heißdampftemperaturregler werden berücksichtigt, aber der Überhitzer ist mit seiner Heizfläche einschließlich sämtlichen Zu- und Abführungsleitungen ausgeschlossen. Es wird darauf aufmerksam gemacht, daß die Reihen 15 bis 17 in m^3 und noch nicht in Tonnen angegeben sind.

2. Speicherdampfmenge.

Nachdem in Reihe 17 die Summe des Wasservolumens gebildet worden ist, werden mit Reihe 18 und 19 die Speicherfähigkeiten für den idealen Speicherbetrieb bei 3 bzw. 5% Druckabfall mitgeteilt. Diese Zahlen wurden aus Reihe 17 auf Grund des Arbeitsblattes 15 für den Wasserinhalt gewonnen und der Stahlanteil entsprechend dem Arbeitsblatt 19 addiert. 3 bzw. 5% Druckabfall wurden gewählt, um oft gebrauchte Bezugsgrößen für die Speicherfähigkeit unmittelbar in der Zahlentafel aufzuführen.

Die Reihen 18 und 19 sind in Bild 32 miteinander vereinigt, wo sämtliche untersuchten 15 Kessel einschließlich der beiden Vergleichsanlagen dargestellt worden sind. Man erkennt praktisch gerade Linien, also Proportionalität zwischen dieser Speicherdampfmenge und dem Druckabfall.

In dem weitläufigen Strahlenbüschel lassen sich zwar zunächst Gesetzmäßigkeiten noch nicht recht erkennen, aber das Bild wurde hauptsächlich gegeben, um die ursprüngliche Form zu kennzeichnen, in der die ideale Speicherfähigkeit jedes Kessels bei der Ausrechnung zunächst erscheint. Es veranschaulicht die grundsätzliche Behandlung

praktischer Bedarfsfälle, wenn der zeitliche Verlauf des Druckabfalls mit Hilfe fortschreitender Integration des Belastungsstoßes ermittelt werden soll.

VII b) Größte Speicherfähigkeit bei höchster Dauerleistung.

1. Speicherdampfmenge und ihre Berechnungsweise aus idealem Speicherbetrieb.

Für die Bestimmung der Reihen 20 bis 25 waren sehr umfangreiche Berechnungen erforderlich, denn es galt, das Verhältnis zu finden zwischen der größten Speicherfähigkeit bei höchster Dauerleistung und der Speicherfähigkeit im idealen Speicherbetrieb. Für die Ermittlung der ersteren war es also notwendig, die den Rechnungsgang erheblich vereinfachenden Annahmen des idealen Speicherbetriebes fallen zu lassen und die Wasseranteile sowohl in den Gemischvolumen der einzelnen Systeme als auch der Überströmorgane, die nunmehr mit einem Dampfwassergemisch anderer Zusammensetzung erfüllt sind, zu berücksichtigen. Alle unbeheizten unteren Kesselteile mußten entsprechend den auf ihnen lastenden Säulen mit Siedeverzug eingesetzt werden. Ermittelt wurde die größte Speicherfähigkeit bei der höchsten Dauerleistung, d. h. die Mindertemperatur des Speisewassers sei bei seinem Eintritt in das Kessel- bzw. Trommelwasser gleich Null, und die Temperaturhöhe des Stahles ermögliche überall Wärmebeiträge zur Verdampfung oder Restanwärmung. Die Darstellung der Ergebnisse erfolgte in Bild 34. Bild 33 hat die Aufgabe der grundsätzlichen Klärung.

Der grundlegende Unterschied zwischen den beiden Speicherfähigkeiten wird aus Bild 33 deutlich, dessen Eintragungen in unmittelbarer Verbindung zu der Zahlentafel 3 stehen. Während die ideale Speicherfähigkeit in dem betrachteten Druckbereich praktisch durch eine Gerade dargestellt wird, ist die größte Speicherfähigkeit bei höchster Dauerleistung ein gebrochener Linienzug, der im allgemeinen kleinere Speicherfähigkeiten angibt. Die Linienzüge können bei hohen Druckabfällen nur dann parallel verlaufen, wenn

1. der gesamte Kesselinhalt in den Siedezustand gelangt ist und
2. gleiche siedende Wassergewichte vorhanden sind.

Die zweite Bedingung ist nur in Ausnahmefällen erfüllt.

Die wirkliche Speicherfähigkeit bei höchster Dauerleistung wird ihrerseits je nach den in Kapitel V besprochenen Einflüssen als gebrochener Linienzug unterhalb der „größten Speicherfähigkeit bei höchster Dauerleistung“ verlaufen, und zwar beim größten Siedeverzug beginnend parallel mit dieser.

In der Zahlentafel 3 sind sowohl die Verhältniswerte (Reihen 21 und 24) als auch die Unterschiede (Reihen 22 und 25) der idealen und größten Speicherdampfmengen angeschrieben. Aus obigen Gründen können beide über dem verhältnismäßigen Druckabfall nicht konstant sein. Aber wie die Reihen 21 und 24 erkennen lassen, liegen die ersteren mit wenigen Ausnahmen zwischen 0,8 und 1,0. *Hieraus ist die für die Praxis wichtige arbeitssparende Folgerung zu ziehen, daß für Naturumlaufkessel mit dem bisherigen Bereich der Umlaufzahlen die Berechnung der größten Speicherfähigkeit bei höchster Dauerleistung auf dem einfachen Wege über die Speicherfähigkeit im idealen Speicherbetrieb erfolgen kann.*

In der Tatsache, daß der Umrechnungsfaktor ziemlich nahe bei der Einheit liegt, bestätigt sich zugleich die richtige Bemessung der Überströmung, die nicht nur die Aufgabe hat, eine Vorscheidung des Dampfwassergemisches herbeizuführen. Sie soll außerdem Pufferraum sein für dasjenige Wasser, welches bei plötzlichen Belastungsstößen aus den Kesselsystemen verdrängt wird, so daß der physikalisch bedingte Wasserspiegelanstieg in der Kesselhaupttrommel nur mit Verzögerung und abgeschwächt eintritt.

2. Verhältnismäßiger Beitrag der Kesselteile an der Speicherdampferzeugung.

Die Reihen 26 bis 31 geben den Anteil an der Speicherdampferzeugung an, getrennt für Strahlungs- und Berührungsheizflächen, Überströmorgane, Trommelwasser und Stahlgewicht. Die Berechnung ist aus Gründen der Vereinfachung ohne Berücksichtigung des Siedeverzuges erfolgt, d. h. es werden die wirklichen Wassermengen miteinander verglichen. Naturgemäß wird der Anteil für die Kesselheizflächen und bei den Kesseln mit Untertrommeln Nr. 10 und 11 auch der Anteil der Trommeln (Reihe 30) infolge der Vernachlässigung des Siedeverzuges etwas zu groß. Der entsprechende Fehler wirkt sich bei Niederdruck- und kleinen Zwangumlaufkesseln (Nr. 7) am stärksten aus, wenn die Umwälzpumpen nicht unmittelbar bei den Kesseln erstellt werden konnten. In solchen Fällen sind die Zahlenangaben der Reihen 28 und 30 bis zu 8 Prozenteinheiten zu groß, aber in allen übrigen Fällen beträgt der Fehler nicht mehr als 3 Prozenteinheiten.

Die Darstellung dieser Ergebnisse erfolgte in Bild 35, wo die Kessel einschließlich der Vergleichsanlagen nach steigendem Druck eingeordnet und die einzelnen Punkte innerhalb enger Druckbereiche geradlinig miteinander verbunden worden sind. Auf den ersten Blick scheint eine ganz ungesetzmäßige Streuung vorzuliegen, doch erkennt man alsbald, daß bei den Niederdruckkesseln der Anteil der großen Berührungsheizflächen, bei den Hochdruck- und Hochtemperaturkesseln dagegen derjenige der Strahlungsheizflächen überwiegt.

Die Vergleichsanlage Ba besitzt keine Feuerraumkühlung, während in den Kühlsystemen des reinen Strahlungskessels Nr.1 45,0% Speicherdampf erzeugt werden. Auch Kessel 2 liegt mit 40,5% noch sehr hoch, während sich die übrigen Kessel deutlich in zwei Gruppen einteilen lassen mit verhältnismäßig geringer Feuerraumkühlung entsprechend 11,1 bis etwa 14,5% Speicherdampf aus den Kühlsystemen und stärkerer Feuerraumkühlung mit 18,4 bis 30,8%. Der Anteil aus der Strahlungsheizfläche besitzt also, in den Kesselbauformen begründet, steigende Tendenz mit dem Druck.

Bei der Speicherdampferzeugung aus der Berührungsheizfläche befindet sich im Niederdruckgebiet eine Gruppe von vier Kesseln mit 21,2 bis 23,0%. Nur der Schlangenrohrkessel liegt viel tiefer, weil sein Anteil an Berührungsheizfläche sehr klein ist. Aus ähnlichem Grunde fallen die Kessel Nr. 7, 8, 5, 2, 1 und 9 mit niedrigem Bündelanteil auf.

Der Anteil aus der Berührungsheizfläche fällt mit steigendem Druck.

Die Überströmung bringt in fast allen Fällen nur wenige Hundertteile, 1,3 bis 4,6%. Wo sie bis 7,7% ansteigt, gaben die Betriebsbedingungen, unter denen die Kesselanlage arbeiten muß, Veranlassung zu ihrer besonders reichlichen Bemessung. Die Kessel Ba, 8, 5 und 1 besitzen praktisch keine Überströmorgane oberhalb des Wasserspiegels.

Die Anteile der Kesseltrommeln sind ebenfalls in weiten Grenzen schwankend zwischen 12,2 und 44,5%. Die Trommeln der Vergleichsanlage Ba erreichen sogar 55,8% der gesamten Speicherdampferzeugung. Die Anteile der Trommeln liegen bei den Anlagen, die absolut kleine Leistungen besitzen oder die niedrig belastet sind, bei 41,3 bis 44,5%. Im umgekehrten Falle werden nur 21,0 bis 28,2% erreicht. Es wäre ein Trugschluß, die fallende Tendenz bei steigendem Druck als Gesetzmäßigkeit bezeichnen zu wollen. Sie liegt insofern nur in der zufälligen Auswahl der Kessel begründet, als die Hochdruckanlagen im Durchschnitt größere Leistungen als die Niederdruckanlagen besitzen. Den besten Gegenbeweis liefert der Zwangumlaufkessel Nr. 8 mit 10 t/h Dampfleistung und 80 atü Genehmigungsdruck, bei dem der Trommelanteil 42,9% beträgt.

Die verhältnismäßig beste Gesetzmäßigkeit wird von dem Anteil des Stahles erzielt, der von etwa 20% ausgehend mit den Druckstufen ansteigt bis auf 40,7 und 42,8% bei Höchstdruck.

Die vergleichsweise Lage der Punkte 1 und 2 ist durch die Drucksteigerung und verschiedenen Bauarten bedingt. — Die Streuung des Punktes 8 im Vergleich zu den Nachbarpunkten 14, 15 und 3 wird in erster Linie durch die Kesselgröße verursacht und bringt außerdem

zum Ausdruck, daß die Anlage Nr. 14 ein breiter bauender Rostkessel ist. Besonders interessant ist es, die verhältnismäßigen Beiträge innerhalb der 80-atü-Kesselgruppe Nr. 3 bis 5 zu verfolgen.

Kapitel VIII: Vergleichsmethoden für das Speichervermögen verschiedener Kesselanlagen.

Die bisherigen Besprechungen der Zahlentafel 3 beschränkten sich auf die Mitteilung und sehr knappe Besprechung der Ergebnisse. Eine Reihe äußerer Gesetzmäßigkeiten konnte zwar erkannt werden, aber sie haben nur den Wunsch gesteigert, die vorherrschenden inneren Gesetze für die Größe der Speicherfähigkeit einer Kesselanlage kennenzulernen. Schon bei der Planung sollte man sie mit möglichst kleinem Spiel angeben können, ehe noch die Kesselkonstruktionszeichnung vorliegt. — Zunächst werden die von Münzinger bzw. Wünsch angegebenen Vergleichsmethoden auf die untersuchten Kesselanlagen angewendet.

a) Vergleich nach Münzinger.

Münzinger hat für eine größere Zahl von Steil- und Schrägrohrkesseln deutscher und ausländischer Bauart den Wasserinhalt bei normalem Betriebswasserstand und ohne Berücksichtigung der Dampfblasen bestimmt. Dieser wird auf die höchste Dauerleistung bezogen und über derselben dargestellt. Für Reihe 33 ist diese Methode übernommen und in Bild 36 mit logarithmischer Einteilung beider Koordinatenachsen dargestellt worden. Auch die von Münzinger[15]) gegebenen Kurvenzüge für Steil- bzw. Schrägrohrkessel sind eingetragen, so daß die in Zahlentafel 3 untersuchten Kessel hier ebenfalls nach Bauarten einzuordnen waren.

Münzinger hatte gefunden, daß Großwasserraumkessel einen spezifischen Wasserinhalt, bezogen auf die höchste Dauerleistung, von 4 bis 7 $m^3/\frac{t}{h}$ besitzen, während Kessel von 50 t/h Dampferzeugung nur etwa 0,6 bis 0,9 $m^3/\frac{t}{h}$ haben. Die Darstellung in Bild 36 zeigt, daß die Niederdruck-Schrägrohrkessel Nr. 12 und 13 voll und ganz die Münzingerschen Angaben bestätigen, während bereits der 80-atü-Schrägrohrkessel Nr. 15 auf 0,353 $m^3/\frac{t}{h}$ abgesunken ist. Die beiden 3-Trommel-Steilrohrkessel Nr. 10 und 11 sind mit 75 bzw. 93,7 $kg/m^2,h$ ebenfalls bereits zu hoch belastet, als daß sie noch die Münzingersche Kurve oder gar die Vergleichsanlage Ba (3-Trommel-Steilrohrkessel) erreichen könnten.

Die eigentlichen Steilrohr-Strahlungskessel Nr. 3 und 4, 9 und 14 sowie der reine Strahlungskessel 1 sind dagegen im Zuge der sprunghaften Entwicklung des Dampfkesselbaues im letzten Jahrzehnt auf 0,244 bis 0,180 oder 29,5 bis 33,5% der Münzingerschen Werte abgesunken. Nur Kessel 2 bildet mit 40,5% des Vergleichswertes eine Ausnahme, die brennstoffseitig bedingt ist.

Schließlich bilden die Zwangumlaufkessel Nr. 5, 7 und 8 unter Berücksichtigung ihrer Leistung die Gruppe mit dem weitaus niedrigsten Wasserinhalt, in erster Linie verursacht durch ihre kleinen Siederohrdurchmesser in Verbindung mit dem niedrigen Wasseranteil des Gemisches. Der auffallend hohe Wert für Kessel 7 ist dadurch entstanden, daß die Umwälzpumpe, bauseitig bedingt, nicht unmittelbar beim Kessel erstellt werden konnte. Aber der Schnellbereitschafts-Schlangenrohrkessel Nr. 6 liegt infolge größeren Siederohrdurchmessers und Wasseranteils um rund ein Drittel höher.

Die Münzingersche Methode stellt eine brauchbare Vergleichsgrundlage dar, solange es sich um ähnliche Kesselbauarten mit ähnlichen Genehmigungsdrücken handelt. Der Anteil des Stahles, der im vorigen Schaubild ein Drittel der Speicherdampferzeugung bei Höchstdruck überschritten hatte, bleibt aber unberücksichtigt, und die Streuungen sind innerhalb der verschiedenen Kesselbauarten noch unerwünscht groß. Es erscheint indessen aussichtsreich, den spezifischen Wasserinhalt im idealen Speicherbetrieb, dessen rechnerischer Zusammenhang mit der größten Speicherfähigkeit bei höchster Dauerleistung bereits dargelegt worden ist, als Grundlage für eine neue Darstellungsweise zu wählen. (Siehe Kapitel VIIIc 4).

VIII b) Vergleich in Anlehnung an Wünsch.

Die Begriffsbestimmung der Speicherzeit nach Wünsch war in Kapitel IIIa gegeben und läßt sich darstellen durch die Gleichung:

$$z_{Sp} = \frac{\Sigma E}{\frac{D}{3{,}6} \cdot \left(i_{Ue} - i'\right)} \quad (s) \; . \qquad (29)$$

Hierin bedeuten:

ΣE	kcal	die Summe des Energieinhaltes aller Kesselteile, die mit Dampf oder siedendem Wasser gefüllt sind,
D	t/h	die höchste Dauerleistung der Kesselanlage,
$(i_{Ue} - i')$	kcal/kg	die Erzeugungswärme des Heißdampfes, bezogen auf siedendes Kesselwasser.

Dieser Begriff ist theoretisch wohlbegründet und besitzt Vergleichswert auf absoluter Grundlage. Aber in Anlehnung an diese Begriffsbestimmung läßt sich eine Speicherzeit vereinfacht bestimmen als diejenige Zeit, während der ein Kessel aus der Speicherfähigkeit allein die in der höchsten Dauerleistung enthaltene Sattdampfmenge abgeben kann, bis ein bestimmter Druckabfall Δp erreicht ist. Damit wird der Zähler des obigen Bruches auf die Speicherwärme W_{Sp}, beispielsweise für $\Delta p = 3\%$ Druckabfall, zurückgeführt. Im Nenner erscheint außer der sekundlichen Dampfabgabe nur noch die Verdampfungswärme (als Erzeugungswärme des Sattdampfes). So entsteht nunmehr die Gleichungsform

$$Z_{Sp\,(\Delta p = 3\%)} = \frac{W_{Sp\,(\Delta p = 3\%)}}{\frac{D}{3{,}6} \cdot r} \quad \text{(s)} \qquad (30)$$

$$\frac{W_{Sp}}{r} = G_{Sp} \quad \text{(kg)} \qquad (31)$$

$$Z_{Sp\,(\Delta p = 3\%)} = \frac{G_{Sp\,(\Delta p = 3\%)} \cdot 3{,}6}{D} \quad \text{(s)} \qquad (32)$$

Die Speicherzeiten für den der Praxis geläufigen Druckabfall von 3% bewegen sich meist zwischen 6 und 8 s, die nur von den beiden Zwangumlaufkesseln Nr. 5 und 7 unterschritten werden. Überschreitungen sind bei dem Höchstdruckkessel Nr. 9 und den ausgesprochenen Speicherkesseln der Bahnkraftwerke und Bergwerkzentralen festzustellen. Die Vergleichsanlage Ba erreichte rund 14 s. Der Flammrohrkessel kann sogar 84,6 s lang aus seiner Wasser- und Stahlwärme höchste Dauerleistung abgeben, ehe er 3% Druckabfall erfährt!

Eine Darstellung der Speicherzeiten ist nicht erfolgt, weil sie sich lediglich um den Faktor 3,6 von der in der folgenden Gleichung abzuleitenden Beziehung für die relative Speicherfähigkeit unterscheiden.

IX c) Die relative Speicherfähigkeit.

1. Ableitung und Besprechung des Begriffes.

Mit den bisher besprochenen Vergleichen ist zwar ein geordneter Überblick über die verschiedenen untersuchten Kesselanlagen, aber noch nicht das Ziel erreicht worden, ihre Speicherfähigkeit bei der Planung bereits mit kleinem Spiel angeben zu können, ehe noch die Konstruktionszeichnung vorliegt.

Die für unsere Belange wesentlichen bekannten Größen im Planungsstadium sind:

die höchste Dauerleistung,

der Genehmigungsdruck,
die spezifische Heizflächenbelastung und
der Siederohr- und Trommeldurchmesser.

Mit den letzteren Baumaßen ist auf Grund der später zu besprechenden Erfahrungswerte der Wasserinhalt im idealen Speicherbetrieb unschwer errechenbar.

Erstrebenswert ist eine Kenngröße, die das Ziel auf dieser Grundlage zu erreichen gestattet. Zweckmäßig wird man also die Speicherdampfmenge beziehen auf die Einheiten der Dampfleistung und des verhältnismäßigen Druckabfalls und gelangt so zur relativen Speicherfähigkeit:

$$g_{Sp} = \frac{G_{Sp\,(1\%)}}{D} \qquad (\mathrm{kg}/\tfrac{\mathrm{t}}{\mathrm{h}} \cdot \%) \tag{33}$$

Hierin bedeuten:

$G_{Sp\,(1\%)}$ die Speicherdampfmenge je 1% Druckabfall,
D t/h die höchste Dauerleistung.

Die relative Speicherfähigkeit berücksichtigt also die Höhe des Arbeitsdruckes, indem sie sich auf die Einheit des verhältnismäßigen Druckabfalls bezieht. — Die Frage, ob innerhalb des ganzen praktisch vorkommenden Druckbereiches ein gleicher verhältnismäßiger Druckabfall zugelassen werden kann, läßt sich nur in Verbindung mit der Wassergrundlage, der Eignung der gewählten Kesselbauart für die auftretenden Belastungsstöße u. v. a. m. beantworten. Grundsätzlich hat es den Anschein, daß bei Niederdruck etwas größerer prozentualer Druckabfall als bei Höchstdruck zugelassen werden kann, oder Höchstdruck macht zur Verwirklichung gleichen proportionalen Druckabfalls einen größeren Bauaufwand erforderlich, aber nach den früheren Feststellungen beträgt die Speicherdampfmenge dann auch ein Vielfaches von derjenigen bei Niederdruckkesseln.

Wenn es gelingt, die relative Speicherfähigkeit in eindeutige Abhängigkeit von den obigen Größen zu bringen, so liegt ihr Wert für die Praxis offen zutage, obwohl der Zähler der Gleichung (33) seinerseits eine geringfügige Abhängigkeit von der Größe des verhältnismäßigen Druckabfalls besitzt; aber wie die gebrochenen Linienzüge in Bild 34 praktisch durch Strahlen ersetzt werden können, die vom Ursprung des Koordinatensystems ausgehen, bedarf es nur der Übereinkunft, auch hier von dem schon häufiger benutzten Druckabfall $\Delta p = 3\%$ auszugehen, also

$$g_{Sp} = \frac{G_{Sp\,(3\%)}}{3} \cdot \frac{1}{D} \qquad (\mathrm{kg}/\tfrac{\mathrm{t}}{\mathrm{h}} \cdot \%) \tag{34}$$

Der hierdurch entstehende Fehler ist vernachlässigbar klein und nimmt mit steigendem Druck ab.

Die numerische Berechnung der relativen Speicherfähigkeit stützt sich ihrerseits auf die Speicherdampfmenge, für deren Berechnung in Kapitel VII zwei Wege mitgeteilt worden sind. Die Reihe 35 der Zahlentafel 3 bringt die Ergebnisse für die größte relative Speicherfähigkeit bei der höchsten Dauerleistung, und zwar beträgt sie für die Mehrzahl

der Kessel ..... 0,5 bis 0,7 $kg/\frac{t}{h}$, %.

Die ausgesprochenen Speicherkessel erreichen.. 0,9 bis 1,2 $kg/\frac{t}{h}$, %,

aber der Flammrohrkessel hat ..... 7,8 $kg/\frac{t}{h}$, %.

Zunächst ist wieder eine Streuung der Werte festzustellen, und im folgenden soll die Abhängigkeit der relativen Speicherfähigkeit von der höchsten Dauerleistung untersucht werden. —

Schließlich sei bemerkt, daß die zahlenmäßige Größe der relativen Speicherfähigkeit auch auf elektrische Netze übertragbar ist. (Vergl. Kapitel IX a2.)

2. Die relative Speicherfähigkeit in Abhängigkeit von der höchsten Dauerleistung.

Die Darstellung wurde in Bild 37 gegeben, in dem die gezogenen Verbindungslinien keine Gesetzmäßigkeiten darstellen sondern lediglich Gruppen bilden sollen. Bei der Besprechung wird Bild 36 über den spezifischen Wasserinhalt wiederholt zum Vergleich herangezogen.

Das Bild läßt zunächst die Gesetzmäßigkeit erkennen, daß im ganzen genommen die relative Speicherfähigkeit bei gleichbleibendem Dampfdruck jetzt ebenso mit steigender Dampfleistung abnimmt, wie früher der Wasserinhalt.

Einen besonders eigenartigen Verlauf zeigen die Kessel der Bahn- und Grundlastwerke als Auswirkung des Genehmigungsdruckes. War zum Beispiel für die Kessel Nr. 10 und 11 in Bild 36 noch gleicher spezifischer Wasserinhalt ausgewiesen, so steigt jetzt die relative Speicherfähigkeit beim 40-atü-Kessel um 81% im Vergleich zum 16-atü-Kessel. In ähnlicher Weise verschiebt sich die vergleichsweise Lage der Punkte 12 und 15.

		12	15
Spezifischer Wasserinhalt	$m^3/\frac{t}{h}$	0,728	0,353
Relative Speicherfähigkeit	$kg/\frac{t}{h}$, %	0,705	0,922.

Die Speicherfähigkeit von Kessel 1 liegt infolge höheren Druckes im Vergleich zu 2 und 3 viel günstiger als der spezifische Wasserinhalt. Ebenso sind die Punkte 8 und 9 sehr stark heraufgerückt.

Eine wenig veränderte Lage zeigen die Punkte Nr. 3 bis 5, das ist die Kesselgruppe mit gleichen Anlagedaten und Trommeldurchmessern bei abnehmenden Heizflächen und Siederohrdurchmessern, zugleich eine Bestätigung für die früheren Einflußgrößen.

Als Schlußfolgerung hieraus ist es also nur dann praktisch sinnvoll, Vergleiche auf der Grundlage der relativen Speicherfähigkeit durchzuführen, wenn die Kesselwasserbeschaffenheit bzw. Kesselbauart auch tatsächlich gleich große verhältnismäßige Druckabfälle zuläßt.

3. Die relative Speicherfähigkeit in Abhängigkeit von der spezifischen Heizflächenbelastung.

Das Ergebnis der Untersuchungen wird durch Bild 38 veranschaulicht, und auch hier sollen die Verbindungslinien Gruppen bilden, aber keine Gesetzmäßigkeiten darstellen. Wegen der extremen Drücke wird das Herausfallen der Kessel Nr. 9, 10 und 12 noch deutlicher als im vorigen Bild, woraus der große Einfluß des Druckes gefolgert werden muß, aber Druckparameter lassen sich nur im Niederdruckgebiet andeutungsweise feststellen. Sonst zeigt dieses Bild verhältnismäßig klar die Bereiche der relativen Speicherfähigkeit für die in den einzelnen Kraftwerksgruppen arbeitenden Kessel, und zwar in runden Zahlen:

Grundlastwerke ..... 0,5 bis 0,6 $kg/\frac{t}{h}$, %,

Zwangumlaufkessel ..... 0,37 (bis 0,56) $kg/\frac{t}{h}$, %.

Bahnkraftwerke ..... (0,54) bis 0,98 $kg/\frac{t}{h}$, %.

Bergwerke ..... (0,63) bis 1,22 $kg/\frac{t}{h}$, %.

Die Speicherkessel Nr. 10 bis 13 zeigen, daß man die spezifischen Heizflächenbelastungen unbedenklich von 65 bis 75 auf etwa 100 kg/m^2,h steigern kann, wenn man gleichzeitig mit dem Druck auf 40 atü hinaufgeht. Man befindet sich hierbei zum Teil noch im Genuß der großen Siederohrdurchmesser, und die nicht extremen Heißdampftemperaturen lassen auch bei Kesselwässern mittlerer Beschaffenheit noch verhältnismäßig große Druckabfälle zu. Es kann daher nicht wundernehmen, daß im Lauf der letzten Jahre der Industriekessel zunehmend mit 40 atü erstellt worden ist, denn der verhältnismäßig große Wasserinhalt ist aus mannigfachen Gründen betrieblicher Art angenehm.

An dieser Stelle darf der Flammrohrkessel als Vertreter der Großwasserraumkessel mit seiner Speicherfähigkeit von 7,84 kg $/\frac{t}{h}$, % nicht unerwähnt bleiben. Er erreicht also, abgesehen von den ungewöhnlich kleinen Werten der Dampfleistung und des Druckes, den zehnfachen Betrag mittlerer Naturumlaufkessel und annähernd den achtzehnfachen von Zwangumlaufkesseln. Das bedeutet für die Praxis, wo ein Abreißen überalterter Flammrohrbatterien wirtschaftlich fast immer gerechtfertigt ist, daß man wohl die Dampfleistung, aber nicht ohne weiteres die Speicherfähigkeit durch neuzeitliche Hochleistungskessel ersetzen kann. Es ist zwar erwiesen, daß Kessel als Großgefällespeicher mit mehr als 5% plötzlichem Druckabfall arbeiten können, aber erst die Länge der Betriebszeit muß hierüber ein endgültiges Urteil fällen.

4. Die relative Speicherfähigkeit in Abhängigkeit von dem spezifischen Wasserinhalt im idealen Speicherbetrieb.

Nach den obigen Darlegungen ist eine Klärung nur zu erwarten auf der Grundlage des spezifischen Wasserinhaltes mit dem Druck als Parameter. Diese Darstellung der relativen Speicherfähigkeit erfolgte in Bild 39. Es ist an sich nicht unbedingt notwendig, beide Koordinatenmaßstäbe auf die höchste Dauerleistung zu beziehen, aber das Verfahren ist zur Vermeidung von Fehlern vorteilhaft, weil in den wiederkehrenden, auf die Leistungseinheit bezogenen Werten in jedem Falle zugleich eine Rechenkontrolle liegt. Die nunmehr erzielte Ordnung ist nahezu überraschend, wenngleich der breiter bauende Rostkessel Nr. 14 mit 64 atü ins 80-atü-Gebiet hineinstreut. *Aber nun läßt sich die relative Speicherfähigkeit mit dem erwünschten kleinen Spiel angeben, sobald man den spezifischen Wasserinhalt im idealen Speicherbetrieb ermittelt hat. Man geht lediglich von der Abszisse aus bis zu dem betreffenden Druckbereich in das Schaubild hinein und liest an der Ordinate bereits den gewünschten Wert ab. Besondere Berechnungen über den Stahlanteil werden hierbei überhaupt nicht mehr erforderlich, aber es ist interessant, daß sich die bereits in Bild 35 festgestellten Streuungen auch in Bild 39 noch bemerkbar machen.* Es ist noch darauf hinzuweisen, daß der spezifische Wasserinhalt bei steigendem Druck mit zunehmender Sorgfalt ermittelt werden muß, weil die Drucklinien immer steiler verlaufen. — Im folgenden wird die schon oben erwähnte Arbeitshilfe für den Wasserinhalt neuzeitlicher Kesselanlagen gegeben.

5. Arbeitshilfen.

α) Der Wasserraumfaktor.

Der Wasserinhalt im idealen Speicherbetrieb ist zwar für die Kesselheizfläche allein leicht berechenbar, denn aus den Gleichungen (14)

und (15) Seite 40, ergibt sich mit den dortigen Formelzeichen die Beziehung:

$$V_H = \frac{H}{4} \cdot \frac{d_i^2}{d_a} \qquad (m^3). \qquad (35)$$

Aber dieses Volumen muß noch um den Wasserinhalt V_{Tr} der Kesseltrommel, den Betrag für die unbeheizten Kesselrohre V_R und die Kästen V_K vermehrt werden. Der erstere Betrag ist aus den Trommelabmessungen ohne weiteres zu errechnen, aber die letzteren Beträge für die unbeheizten Rohre und Kästen werden zweckmäßig in die Heizfläche einbezogen.

$$V_{ges} = V_H + V_R + V_K + V_{Tr} \qquad (m^3); \qquad (36)$$

$$= V_H \cdot \left| 1 + \frac{V_R + V_K}{V_H} \right| + V_{Tr} \qquad (m^3); \qquad (37)$$

$$1 + \frac{V_R + V_K}{V_H} = a \qquad (-); \qquad (38)$$

$$V_{ges} = a \cdot \frac{H}{4} \cdot \frac{d_i^2}{d_a} + V_{Tr} \qquad (m^3). \qquad (39)$$

Die Größe „a“ wird als Wasserraumfaktor bezeichnet. Sie vergleicht den Wasserraum der aus Rohren oder Kästen gebildeten Teile des Kesseldruckkörpers (unterhalb des normalen Betriebswasserstandes) mit demjenigen der Heizfläche allein und ist für die untersuchten Kesselanlagen in Reihe 36 der Zahlentafel 3 mitgeteilt. Für die Naturumlaufkessel stellt Bild 40 das Ergebnis dar in Abhängigkeit vom Druck. Die Streuung für die neuzeitlichen Kessel bleibt in verhältnismäßig engen Bereichen. Die alte Anlage Ba muß niedriger liegen, weil sie fast keine unbeheizten Rohre besitzt. Die Fallrohre des Kessels 6 sind größer als die Siederohre, weshalb er eine Streuung nach oben aufweist. Gleichgeartet ist die Begründung für die sehr viel höheren a-Werte der Zwangumlaufkessel, die von Anlage zu Anlage gerechnet werden müssen. Für die Naturumlaufkessel kann man etwa folgende Mittelwerte einsetzen:

Bei dem Genehmigungsdruck	$p = 20$ atü	$a = 1{,}35$
	$p = 40$ atü	$a = 1{,}4$
	$p = 80$ atü	$a = 1{,}6$
	$p \geqq 100$ atü	$a = 1{,}75$ bis $1{,}8$.

Infolge der weniger festliegenden Bauformen im Bereich von 40 bis 80 atü sind hier Streuungen nach oben nicht ausgeschlossen.

β) Schaubild zu den Hauptwerten der Zahlentafel 3.

Das Arbeiten mit den Bildern 27 bis 40 wird erheblich erleichtert, wenn man statt der großen Zahlentafel 3 die graphische Übersicht der Hauptwerte nach *Bild 41* benutzt. Hier sind alle Kessel noch einmal für die einzelnen Kraftwerksgruppen dargestellt und durch Linienzüge miteinander verbunden. Die jeweilige Reihe der Zahlentafel 3 wurde bezeichnet.

Im oberen Teil werden die höchste Dsuerleistung und der Genehmigungsdruck genannt.

Von unten bauen sich die spezifische Heizflächenbelastung, der lichte Rohrdurchmesser und der Trommelanteil auf.

In der Mitte sind die beiden wichtigen Ergebnisse veranschaulicht:

Der spezifische Wasserinhalt und

die relative Speicherfähigkeit.

Das Bild macht für jeden Fall die inneren Ergebnisse verständlich, seien sie nun in extremen Leistungen, Drücken, Heizflächenbelastungen, Rohrdurchmessern oder Trommelabmessungen begründet. —

γ) Fehleruntersuchung.

Zu wiederholten Malen wurde ein möglichst kleines Spiel bei den Angaben über die Speicherfähigkeit als erwünscht bezeichnet. Da es sich hier nicht um die zufälligen Streuungen von Versuchsergebnissen handelt, müssen die hauptsächlichsten Fehlerquellen des vorgelegten Berechnungsverfahrens benannt und die zu erwartenden Fehler bzw. die erzielbare Annäherung an den wirklichen Betrag der Speicherfähigkeit geschätzt werden.

Ausgangspunkt ist die Gleichung (12). Sie nennt

Wasser,

Dampfwassergemisch und

Stahl

als die drei Hauptträger des Speichervermögens.

Wasser und Stahl. Die erzielbare Genauigkeit bei der Ermittlung der Gewichte hängt fast nur vom Zeitaufwand ab. Der Fehler kann zu 1 bis 3% geschätzt werden. Da das gelieferte Stahlgewicht meist 3 bis 5% über dem Nenngewicht liegt, so ist hierin eine geringfügige Sicherheit gegen etwaige Unterschreitung der errechneten Speicherfähigkeit zu erblicken. In ähnlicher Weise ergibt die Anwendung der

Gleichungen (19) bis (21) für den Fall Speiseendtemperatur < Siedetemperatur die Mindest-Speicherdampfmenge, also eine weitere Sicherheit gegen Unterschreitung.

Dampfwassergemisch. Der Fehler bei der Berechnung der Gemischvolumen ist wiederum im wesentlichen nur durch den Zeitaufwand bedingt. Der mittlere Wasseranteil φ_M im Gemischvolumen ist mit dem Fehler der Wasserumlaufberechnungen behaftet. Wie bei technischen Berechnungen üblich, beträgt er etwa 3 bis 5%. Voraussetzung hierfür sind sehr sorgfältig angewendete und durch Kontrollmessungen an ausgeführten Anlagen mit ähnlichen Baudaten geprüfte Wasserumlauf-Berechnungsverfahren. Andernfalls kann dieser Fehler 10% erreichen und unter Umständen sogar überschreiten.

Anteile. Die genannten Schätzwerte beeinflussen das Ergebnis jeweils nur unter Berücksichtigung der betreffenden Anteile aus Wasser, Dampfwassergemisch und Stahl an der Speicherfähigkeit des gesamten Dampferzeugers (vgl. Bild 35). Nach den obigen Voraussetzungen beträgt der Fehler für das gesamte Speichervermögen je nach der Druckstufe etwa 3 bis 6% bei nachgeprüften bzw. 5 bis 8% bei nicht nachgeprüften Wasserumlaufberechnungen.

Näherungsverfahren. Das entwickelte Näherungsverfahren unter Verwendung der Schaubilder 39 und 40 gibt die Speicherfähigkeit mit dem Fehler von etwa 8 bis 12% an. —

Kapitel IX: Auswertung der Ergebnisse.

Nachdem die Ergebnisse geordnet sind, hat der Dampfkraftwerkbau Anspruch darauf, daß die Folgerungen für die Praxis kurz gezogen werden. Entsprechend dem Gang der vorliegenden Arbeit wird als erste Frage diejenige nach den aufzunehmenden Belastungsstößen zu beantworten sein.

a) Die Grenze der Belastungsstöße.

1. Dampfnetze.

Die relative Speicherfähigkeit wurde oben nach Gleichung (34) als die Speicherdampfmenge, bezogen auf 1 t/h Dampfleistung und 1% Druckabfall bestimmt, also

$$g_{Sp} \qquad \left(\mathrm{kg}/\frac{\mathrm{t}}{\mathrm{h}}\ \%\right).$$

Wenn man den Blick nun wieder auf die Belastungsstöße richtet, dann gibt das Produkt aus der höchsten Dauerleistung der in Betrieb befindlichen Kessel und ihrer relativen Speicherfähigkeit an, wieviel kg Speicherdampf zur Verfügung gestellt werden können, wenn der Druck in den Kesseltrommeln um 1% absinkt. Je nach dem Ausbau

des Kraftwerkes mit Dampferzeugern verschiedener Leistungen und Speicherfähigkeiten ergeben sich verschieden große Dampfmengen. Die Betriebskessel arbeiten allerdings mit kleinerer Belastung als der höchsten Dauerleistung, so daß ihre Speicherfähigkeit nach früheren Darlegungen etwas zunimmt. Eine Reserve ist insofern angenehm, weil im allgemeinen die gleichmäßige Verteilung der Belastungsstöße auf die Betriebskessel nicht ganz gelingt. Die Schaubilder 42 bis 44 sind grundsätzlich gleichartig aufgebaut und nur nach den Kraftwerksgruppen unterteilt, um die jeweilige Lage der relativen Speicherfähigkeit für die untersuchten Kessel andeuten zu können.

2. Elektrische Netze.

Der entsprechende Gedankengang führt in bezug auf elektrische Netze zu der Stoßarbeit, die je MW Leistung aufgenommen werden kann und in den Kesseltrommeln 1% Druckabfall hervorruft, wobei die oben schon erwähnte Reserve u. a. durch das Schwungmoment der elektrischen Maschinen noch beträchtlich gesteigert wird. Der obere Teil der genannten Schaubilder 42 bis 44 gibt die Stoßarbeit an, und die Parameter stimmen zahlenmäßig mit der relativen Speicherfähigkeit überein.

Wenn man also eine große elektrische Stoßarbeit aufnehmen bzw. Stoßdampfmenge frei machen muß, so kann man dies entweder durch Erhöhen des verhältnismäßigen Druckabfalls, ferner der relativen Speicherfähigkeit der Kessel oder beider erreichen. Auch die Drucksteigerung bringt in dieser Beziehung erhebliche Vorteile, aber um sie voll ausnutzen zu können, bedarf es gleichlaufend einer wesentlichen Verbesserung der Kesselwasserbeschaffenheit.

IX b) Folgerungen für den Kesselbau.

Die relative Speicherfähigkeit wird entscheidend vom spezifischen Wasserinhalt im idealen Speicherbetrieb und vom Druck bestimmt. Die hierdurch bedingte Erhöhung des Bauaufwandes ist im Mitteldruckgebiet (etwa 40 atü Genehmigungsdruck) wirtschaftlich am ehesten tragbar. Speicherkessel sind verhältnismäßig niedrig belastet, haben große Siederohr- und Trommeldurchmesser und erreichen mit der Speiseend- die Siedetemperatur.

Um große verhältnismäßige Druckabfälle zu beherrschen, wird auf die Vorscheidung des Dampfwassergemisches außerhalb der Kesseltrommel nur bei besonders günstiger Kesselwasserbeschaffenheit verzichtet werden können.

Untertrommeln sind bei Niederdruckkesseln mit kleinen Druckgefällen nur teilweise wirksam. Auch im Mitteldruckgebiet erscheint es vorteilhafter, die Obertrommel zu vergrößern und die Untertrommel gegebenenfalls in mehrere Verteilerkästen aufzulösen.

IX c) Folgerungen für den Betrieb.

Bei stoßweiser Dampfentnahme hat der Betrieb zuerst für gute Kesselwasserbeschaffenheit zu sorgen, denn sie ist — die Eignung des betreffenden Dampferzeugers vorausgesetzt — die unerläßliche Vorbedingung für die Vermeidung von Versalzungen im Überhitzer, den Regelorganen und der Dampfturbine. Die Versalzungen sind allerdings bei weitem nicht nur eine Funktion der Salzmenge als vielmehr stark von der Zusammensetzung des Salzgemisches beeinflußt; denn selbst wenn der Salzgehalt sogar unter 1 mg/kg gesenkt werden könnte, ist immer noch Salz genug vorhanden, um in wenigen Tagen eine Betriebsstörung herbeizuführen. Hier spielen also die Physik und Chemie der im Kesselwasser vorhandenen Salze wesentlich mit.

Wenn Gewährleistungen für das Speichervermögen gefordert werden, so sind genaue reproduzierbare Unterlagen die notwendige Voraussetzung. Bei vorhandenen Belastungsstößen sollten diese von neuen oder sorgfältig überholten registrierenden Instrumenten festgehalten werden; bei Neuanlagen ist ein ganz bestimmter Belastungsverlauf im Sinne der Kennzeichen nach Zahlentafel 1 oder 2 festzulegen. Umrechnungen erfolgen grundsätzlich über die Integration der Speicherdampfmenge unter Berücksichtigung der Steilheit des Belastungsstoßes. Auch hier sind Meßspiele zu vereinbaren, die den Fehlerquellen des Verfahrens gemäß VIIIc 5_γ Rechnung tragen. Außerdem ist die fehlerbehaftete Wiedergabe der Belastungsstöße infolge der Trägheit der Meßinstrumente zu berücksichtigen. Sie wirkt sich besonders bei Betriebsdampfmessern mit eingebauter Schutzdrossel gegen das Durchschlagen der Quecksilberfüllung aus.

X: Zusammenfassung.

Nach einführenden Darlegungen zur Theorie der rasch veränderlichen Dampferzeugung und zum Ablauf von (selbsttätigen) Regelvorgängen werden zunächst die Anforderungen an das Speichervermögen neuzeitlicher Dampferzeuger infolge der in den verschiedensten Kraftwerken auftretenden Belastungsstöße untersucht. Zur Speicherfähigkeit selbst sind vor allem die Einflußgrößen dargestellt und das Berechnungsverfahren eng umrissen worden, weil die zunehmende Bedeutung des Problems die Aufstellung von „Regeln" erforderlich macht. Das Speichervermögen von 15 neuzeitlichen Kesselanlagen mit Natur- und Zwangumlauf wird im Vergleich zu zwei älteren Anlagen eingehend untersucht und besprochen. Die Ermittlung seiner Abhängigkeit von den hauptsächlichsten Anlagedaten führt schließlich zu einer einfachen Gesetzmäßigkeit, wonach Angaben über die Speicherfähigkeit bereits bei der Vorplanung möglich sind, ehe noch die Anlage im einzelnen durchgearbeitet worden ist.

XI: Meßgrößenverzeichnis.

Zeichen	Maß	Bedeutung
a	—	Wasserraumfaktor
b	—	Faktor zur Bestimmung der geometrisch mittleren Wichte von Dampfwassergemischen
b	m/s^2	Beschleunigung
c	kcal/kg°	Spezifische Wärme
E	kcal	Energie
D	t/h	Dampfleistung
D_o	t/h	Grundlast
D_1	t/h	Größte Stoßdampfleistung
D_{max}	t/h	Höchste Dauerleistung
d	mm	Siederohrdurchmesser
G	kg	Dampfmenge
g_{Sp}	$kg/\frac{t}{h}\%$	Relative Speicherfähigkeit
H	m^2	Heizfläche
i	kcal/kg	Wärmeinhalt
k	$kcal/m^2h°$	Wärmedurchgangszahl
L	m	Rohrlänge
M	mkg	Drehmoment
m	—	Exponent der polytropischen Dampfdehnung nach Zeuner
n	—	Wasserumlaufzahl
p	kg/cm^2	Druck
Δp	kg/cm^2	Absoluter Druckabfall
Δp	%	Relativer Druckabfall
p_1	kg/cm^2	Druck vor der Entladung
p_2	kg/cm^2	Druck nach der Entladung
q	$kcal/m^2h$	Spezifische Beheizung
r	kcal/kg	Verdampfungswärme
s	mm	Wanddicke
St	kg	Stahlgewicht
t	°	Temperatur
V	m^3	Volumen
v	m^3/kg	Spezifisches Volumen
W	kcal	Wärmemenge
w	m/s	Geschwindigkeit
z	s	Zeit
z_1	s	Stoßzeit, bezogen auf Grundlast
z_2	s	Pause zwischen zwei periodischen Belastungsstößen

Zeichen	Maß	Bedeutung
z_3	s	Stoßzeit, bezogen auf mittlere Stoßleistung (Feuerleistung)
α	kcal/m²h°	Wärmeübergangszahl
β	—	Verhältnis zwischen Speicher- und Stoßdampfmenge
γ	—	Spezifisches Gewicht
$\varkappa$	—	Exponent der Polytrope bei adiabatischer Dampfdehnung
φ	%	Wasseranteil im Gemischvolumen

Als Zeiger	Bedeutung
A	Am Austritt
a	Außen
E	Erzeugung
F	Feuer-
Fö	Förder-
Gen	Genehmigungs-
ges	Gesamt
H	Heizfläche
i	Innen
K	Kasten (Verteiler und Sammler)
M	Mittel-
M	Mauerwerk-
R	Rohre
Sp	Speicher-
Sp.-E	Speiseend-
St	Stahl-
Tr	Trommel
Ue	Überhitzungs-
V	Verbrauch
W	Wasser-
'	Zustandsgröße an der linken Grenzkurve
''	Zustandsgröße an der rechten Grenzkurve

XII: Schrifttumverzeichnis.

1. Anschütz und Opitz: Stromrichter für Walzwerkantriebe; AEG-Mitteilungen 1939, Seite 55—59.
2. Arend: Betriebserfahrungen mit La-Mont-Kesseln; Technische Mitteilungen 1938, Seite 560.
3. Arend und Höcker: Betriebserfahrungen mit La-Mont-Kesseln; Archiv für Wärmewirtschaft 1938, Seite 149—152, Die Wärme 1938, Seite 479—487.
4. Dümmler: Arbeitsweise und Energieverbrauch von Dampffördermaschinen; Archiv für bergbauliche Forschung 1940, Seite 27—48.
5. Engel: Die Entwicklung von Walzwerksantrieben in baulicher und wirtschaftlicher Hinsicht; Stahl und Eisen 1939, Seite 173—185.
6. Hannemann: Speiseregelung von Dampfkesseln; Die Wärme 1932, Seite 324 bis 326.
7. Jaroschek: Ordnung und Methoden einer planmäßigen Wärmewirtschaft in Rohzuckerfabriken. Beispiele einer praktischen Anwendung; Die Wärme 1931, Seite 333—340.
8. Jaroschek: Energiewirtschaft in der Zuckerindustrie; Die Wärme 1938, Seite 847—853.
9. Knopf: Beitrag zur Theorie des Dampfspeichers von Dr. Ruths; Dissertation, Technische Hochschule Dresden.
10. Koch: Der Arbeitsverbrauch von Leonard-Fördermaschinen in Abhängigkeit von ihrer Nennleistung und Ausnutzung; Glückauf 1935, Seite 952—963.
11. Koch: Energiewirtschaftliches Verhalten elektrisch betriebener Fördermaschinen (Gleich- und Drehstrom) im Dauerbetrieb; Glückauf 1937, Seite 165—176.

11a. Landolt-Börnstein: Physikalisch-chemische Tabellen; Fünfte Auflage, zweiter Ergänzungsband, 2. Teil. Verlag Springer, Berlin 1931.

12. Lang: Die Regelschaltungen des Zwangdurchlaufdampferzeugers; Archiv für Wärmewirtschaft 1935, Seite 295—297.
13. Marcard und Bock: Vorgänge beim Zusammentreffen von Flüssigkeiten bei der Kesselspeisung und Speisewasseraufbereitung; Die Wärme 1933, Seite 302—306.
14. Münzinger: Die Leistungssteigerung von Großdampfkesseln; Verlag Springer, Berlin 1922.
15. Münzinger: Dampfkraft; Verlag Springer, Berlin 1933.
16. Münzinger: Leichte Dampfantriebe; Verlag Springer, Berlin 1937.

16a. Orel: Über Wärmespeicherung in Dampfkesseln, Versuche an gasgefeuerten Teilkammerkesseln; Archiv für Wärmewirtschaft 1937, Seite 297—300.

17. Pauer: Energiespeicherung; Verlag Steinkopf, Dresden und Leipzig 1928.
18. Physikalisch-Technische Reichsanstalt: Wärmetechnische Richtwerte; herausgegeben von Henning, VDI-Verlag 1938.
19. Praetorius: Neue Möglichkeiten der Spitzendeckung in Kraftwerken und Industriebetrieben; Archiv für Wärmewirtschaft 1931, Seite 337—339.
20. Praetorius: Wärmewirtschaft in der Textilindustrie; Die Wärme 1933, Seite 127—131.

21. Presser: Schnellaufende Dampffördermaschinen mit Getriebe; Glückauf 1939, Seite 493—496.

21a. Reichardt: Wasserrohrkessel für hohe Spitzenbelastung. Gesichtspunkte für Gestaltung und Betriebsführung; Archiv für Wärmewirtschaft 1941, Seite 7 und 8.

22. Röhrich: Die Speicherfähigkeit der Hochdruckkessel; Archiv für Wärmewirtschaft 1931, Seite 179—181.

23. Rosahl: Zur thermodynamischen Berechnung von Dampftafeln; Technische Hochschule Hannover 1930.

24. Rosahl: Auswertung von Betriebserfahrungen für Planung und Bau neuzeitlicher Kesselanlagen; Technische Mitteilungen 1939, Seite 358—372, Auszug im Archiv für Wärmewirtschaft 1940, Seite 51—55.

25. Rosin, Rammler, Stimmel: Elastizitätsversuche an Braunkohlen-Staubkesseln; Die Wärme 1931, Seite 263, 283, 341.

26. Ruths: Dampfspeicher; VDI-Zeitschrift 1922, Seite 509, 537, 597.

27. Schiebl: Der Dampfverbrauch und dessen Schwankungen in Zuckerfabriken; Die Wärme 1924, Seite 303, 316.

28. Schiebl: Dampfverteilung und Spitzenausgleich in Betrieben der Zuckerindustrie; Die Wärme 1932, Seite 853, 868.

29. Schöne: Neuzeitliche Dampfkessel; Braunkohle 1938, Seite 621—640.

30. Schulte und Presser: Elastizität von Steinkohlenfeuerungen; Archiv für Wärmewirtschaft 1931, Seite 281—289.

31. Schulze, R.: Sparsamer Textilbetrieb; Archiv für Wärmewirtschaft 1933, Seite 127—131.

32. Schulze, R.: Hochdruckdampf in industriellen Heizkraftbetrieben; Archiv für Wärmewirtschaft 1936, Seite 7—10.

33. Schulze, R.: Wärmewirtschaft in der Textilindustrie; Die Wärme 1938, Seite 855—862.

34. Stöhr: Wärme- und Kraftwirtschaft in Textilbetrieben; Archiv für Wärmewirtschaft 1933, Seite 57—63.

35. Uihlein: Betriebsverbesserungen mit einfachen Mitteln; Archiv für Wärmewirtschaft 1933, Seite 169—173.

36. Uihlein: Billiger Färben — billiger Heizen!; Archiv für Wärmewirtschaft 1933, Seite 293—296.

37. Uihlein: Wärmewirtschaft in der Papier- und Zellstoffindustrie; Die Wärme 1938, Seite 863—870.

38. Warrelmann: Selbsterzeugung oder Strombezug; Archiv für Wärmewirtschaft 1933, Seite 199—202.

39. Wünsch: Grundlagen der Regelung von Dampfkesseln; Technische Mitteilungen 1938, Seite 580.

40. Zeuner: Technische Thermodynamik; Zweiter Band, 2. Auflage.

41. Schendell: Statistische Methode über Kraftwerk-Belastungen, u. a. beschrieben in Strecker: Hilfsbuch für die Elektrotechnik; 9. Auflage, Seite 413.

Belastungsstöße und Speicherfähigkeit in Dampfkraftbetrieben

Dr.-Ing. O. Rosahl

Zweiter Teil

Schaubilder Nr. 1 bis 44
Zahlentafeln Nr. 1 bis 3
ausklappbar am Schluß

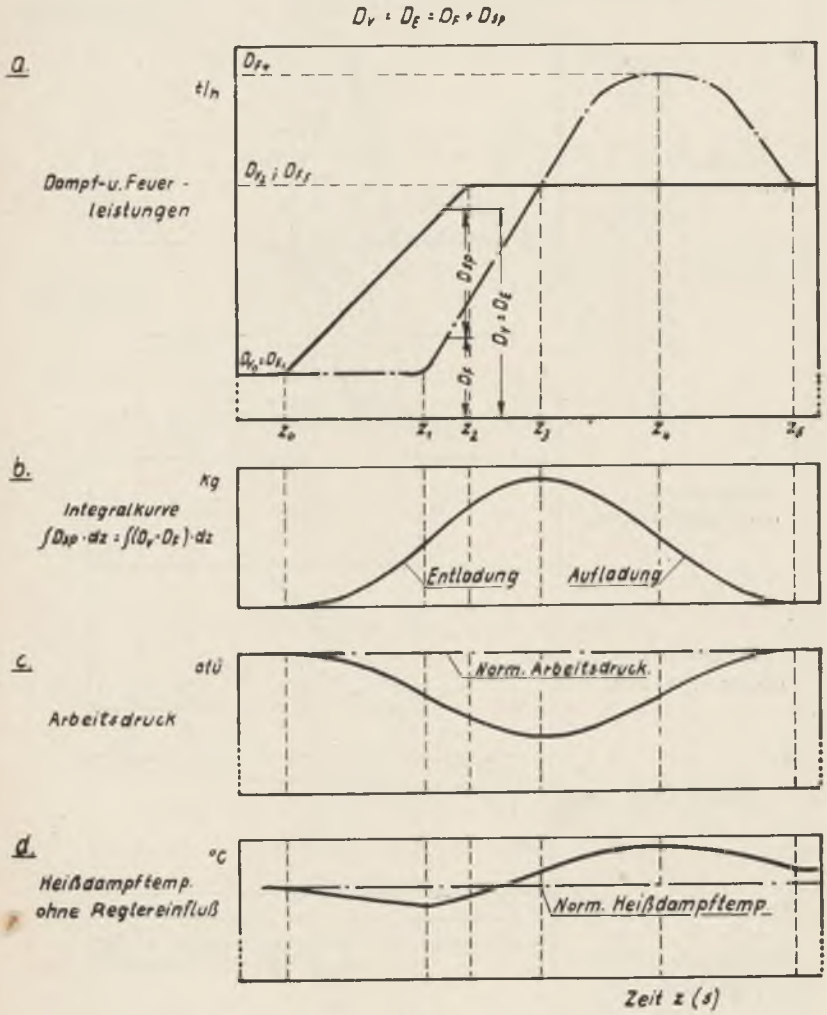


Bild 1. Plötzlicher Belastungsanstieg mit nacheilender Feuerleistung. Inanspruchnahme der Speicherfähigkeit (schematisch).

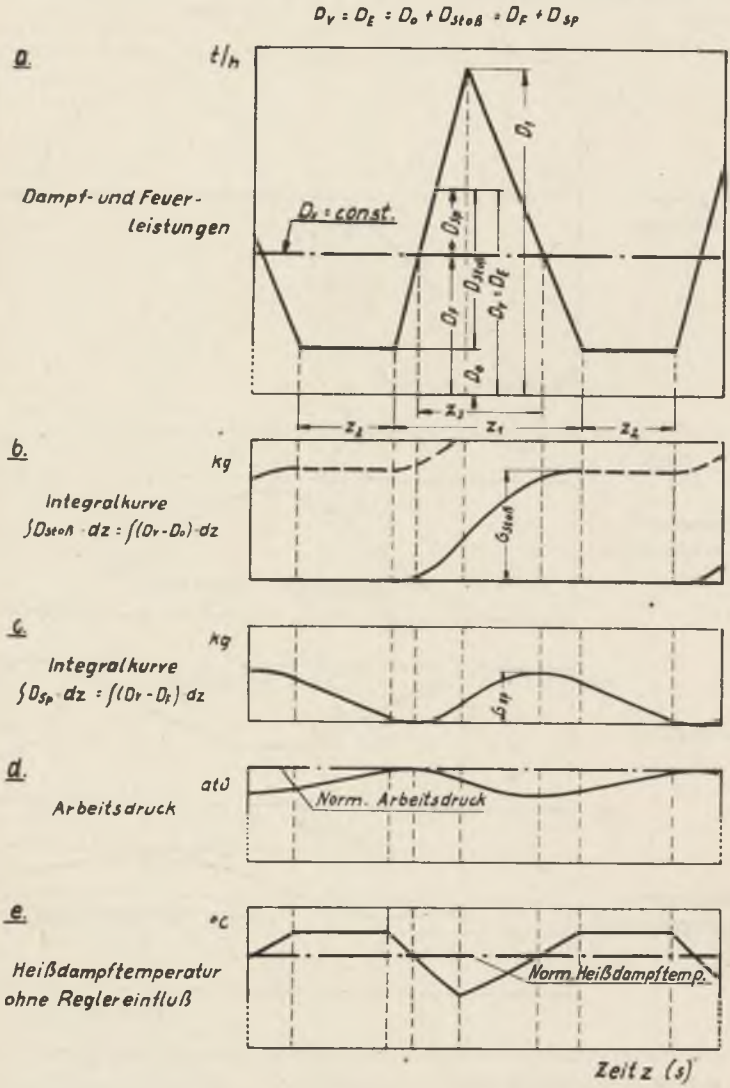


Bild 2. Periodische Belastungsstöße bei konstanter Feuerleistung. Inanspruchnahme der Speicherfähigkeit (schematisch).

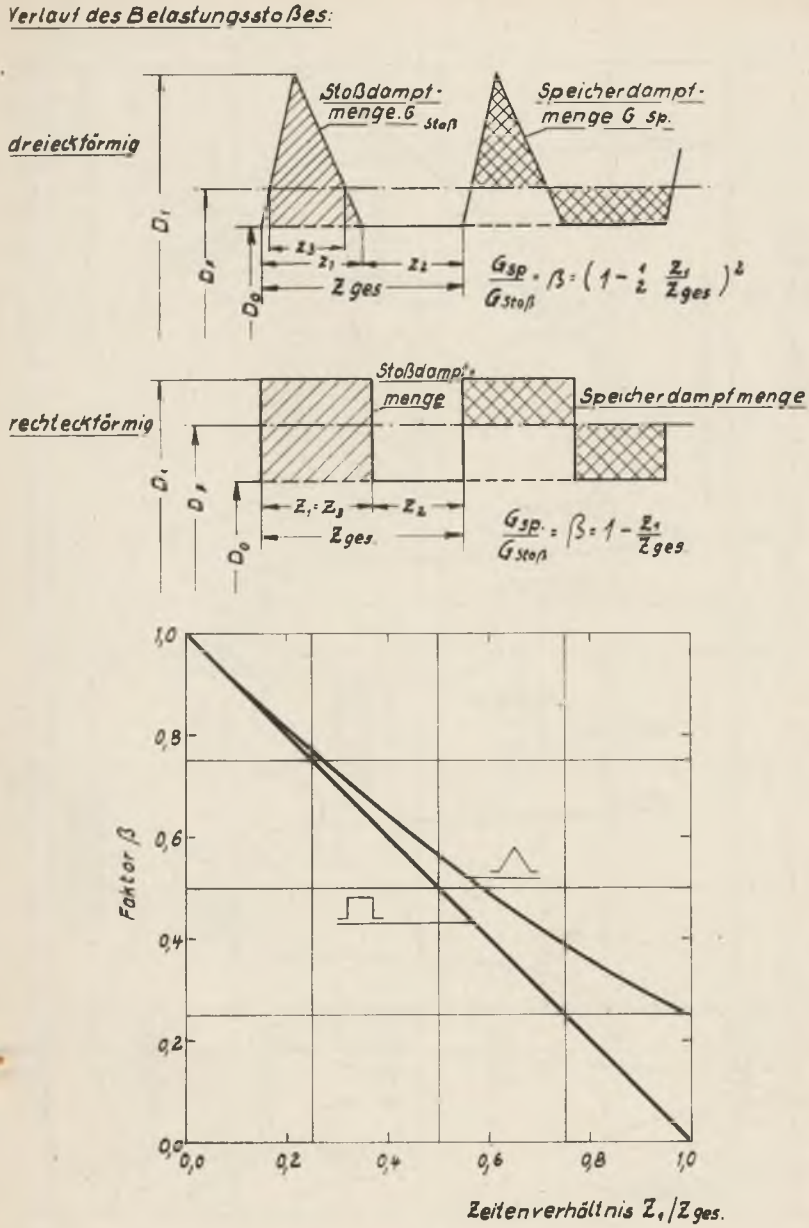


Bild 3. Periodische Belastungsstöße. Zeitenverhältnis, Stoß- u. Speicherdampfmenge.

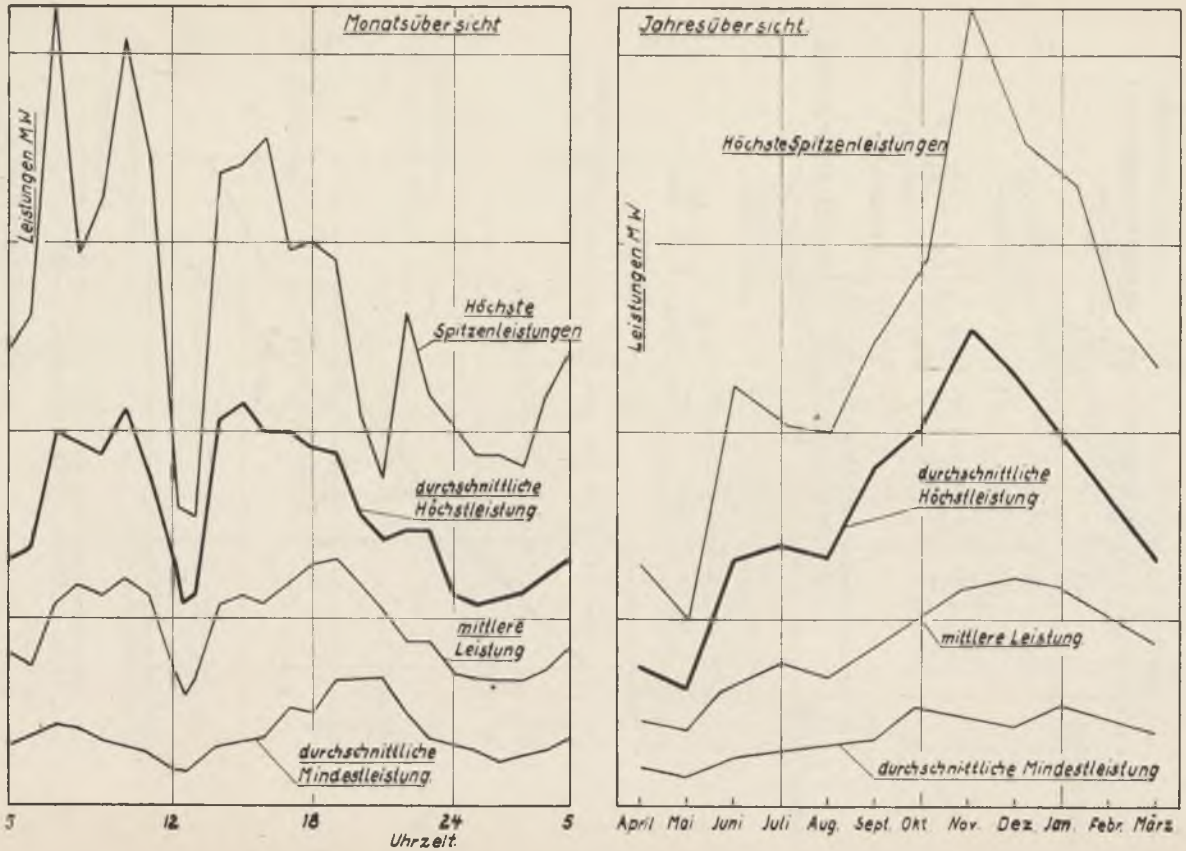


Bild 4. Belastung eines Kraftwerkes, ausgewertet nach Schendell.

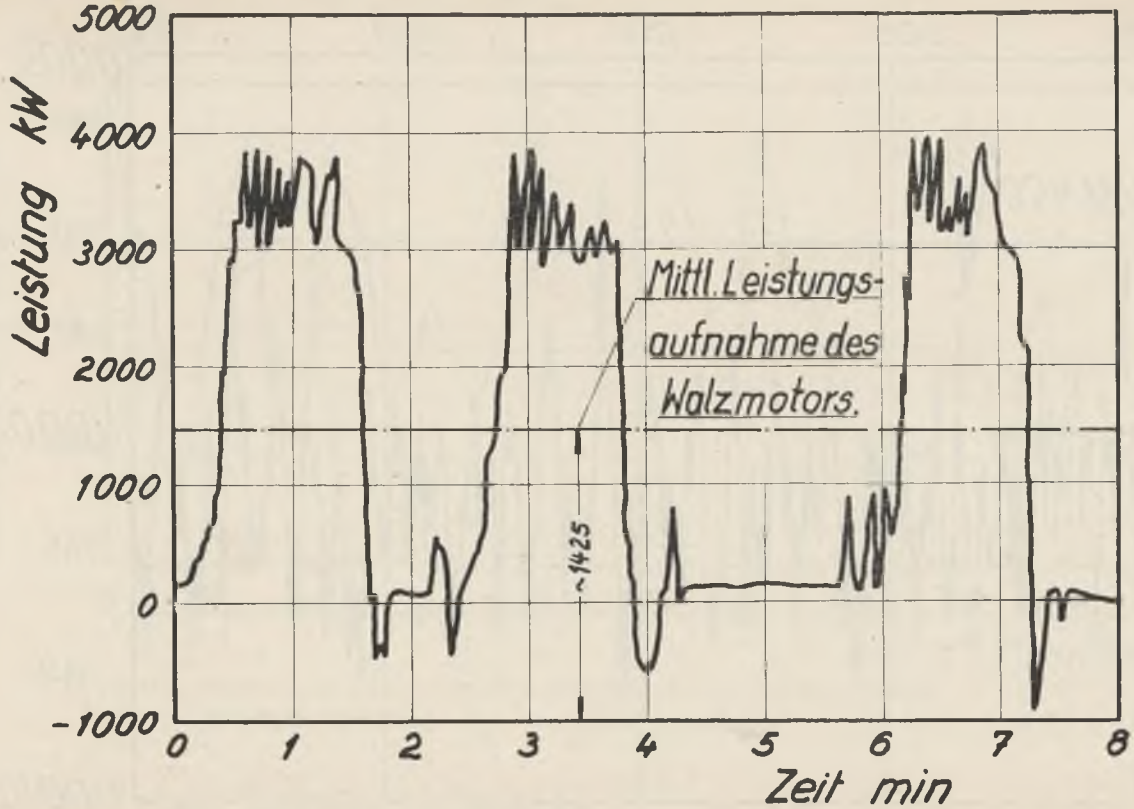


Bild 5. Walzenstraße, Belastungsschaubild.

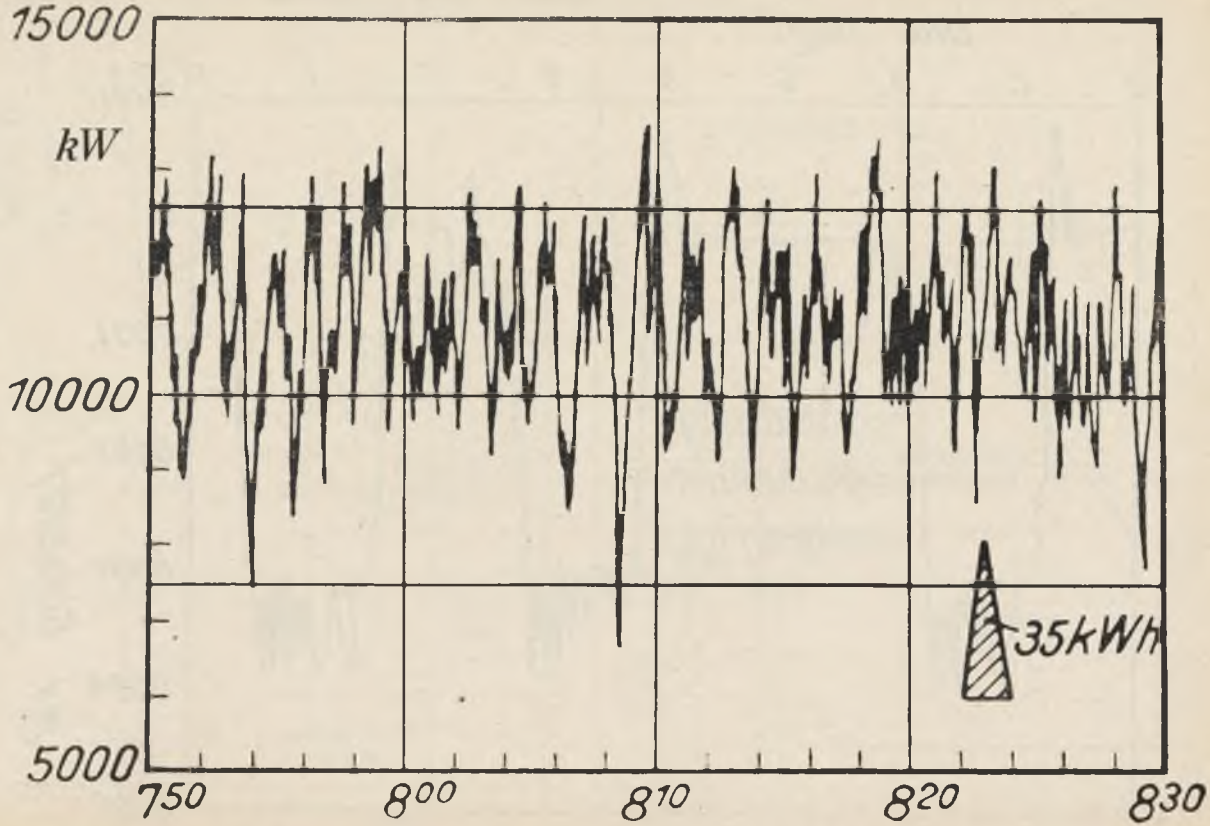


Bild 6. Belastungsstöße im Hochbahnkraftwerk Barmbeck (nach Münzinger).

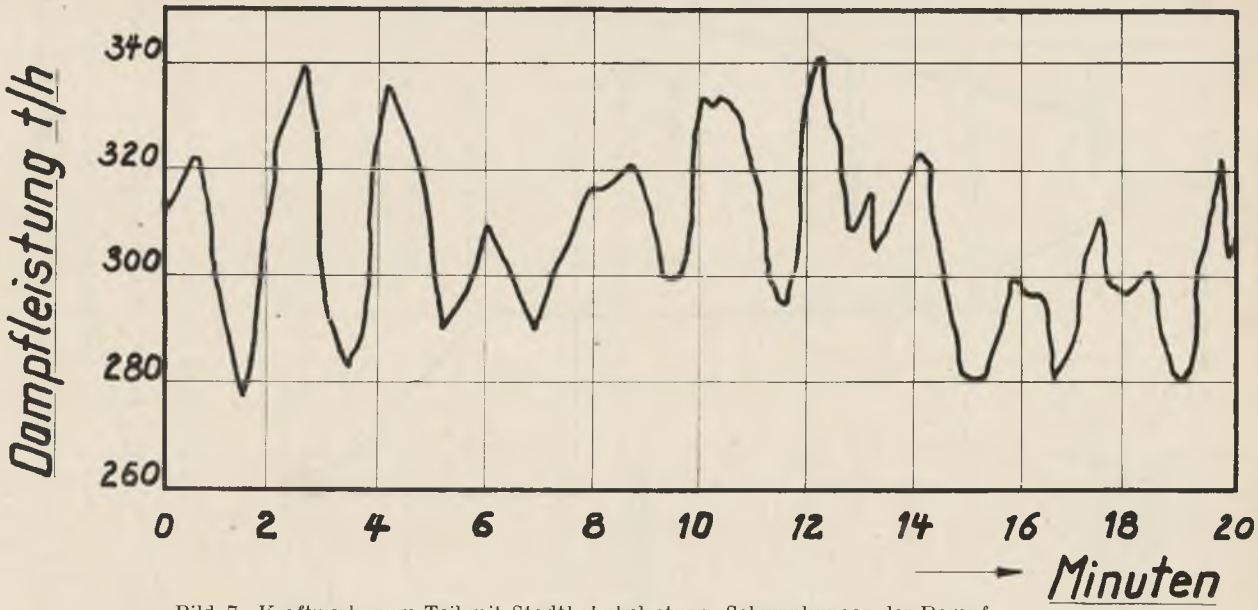


Bild 7. Kraftwerk, zum Teil mit Stadtbahnbelastung. Schwankungen der Dampfleistung nach Schöne.

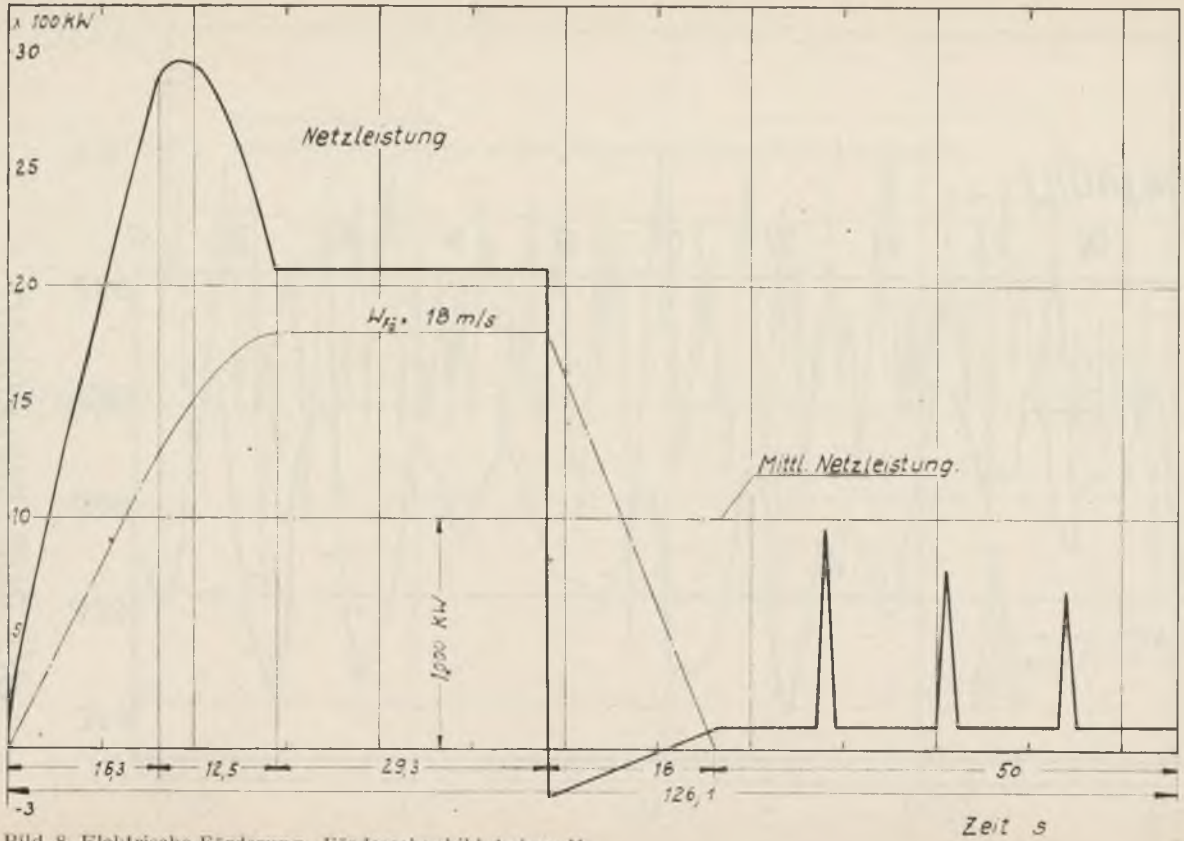


Bild 8. Elektrische Förderung, Förderschaubild Anlage M.

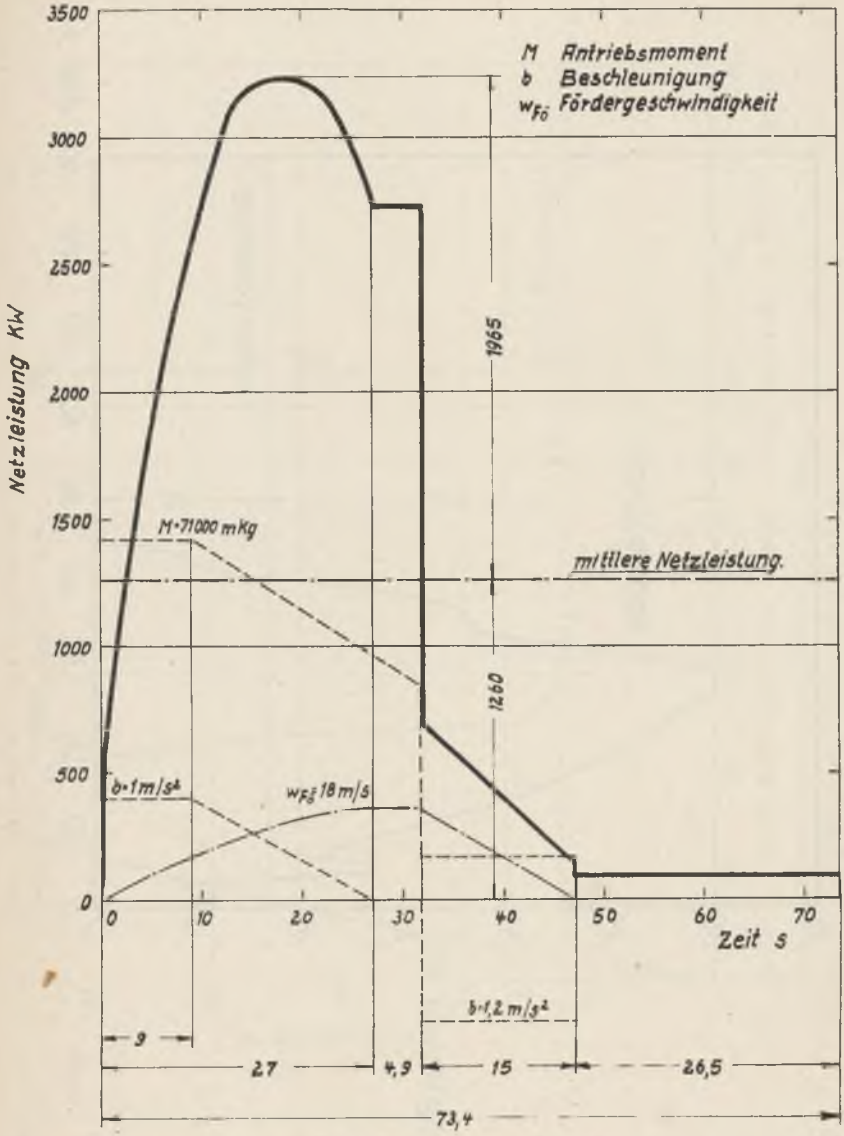


Bild 9. Elektrische Förderung, Förderschaubild Anlage B.

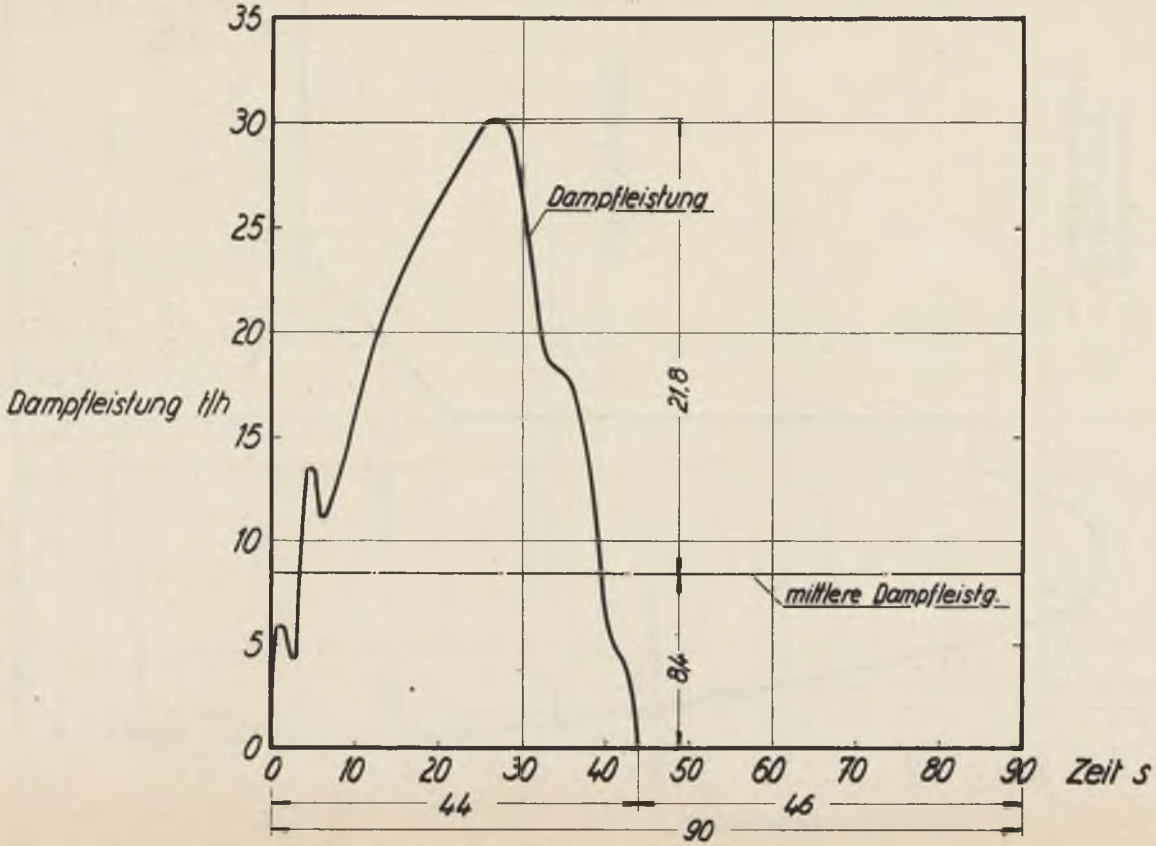


Bild 10. Dampfförderung, Förderschaubild Anlage L.S.

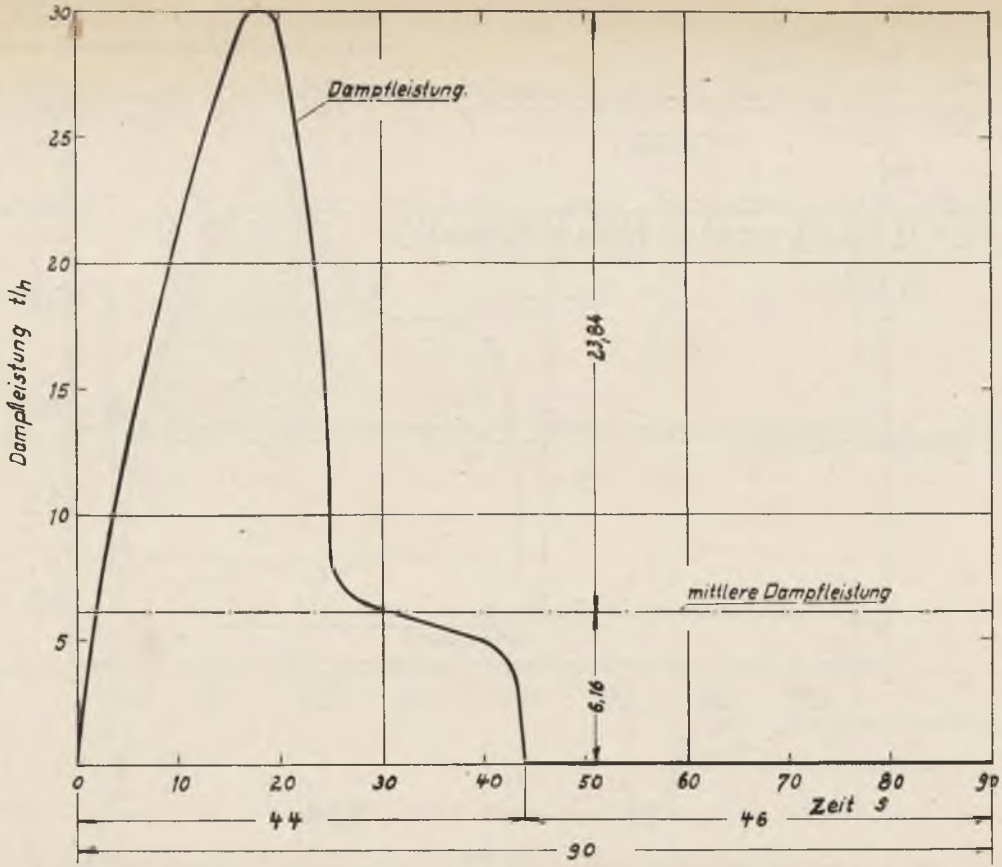


Bild 11. Dampfförderung, Förderschaubild Anlage LH.

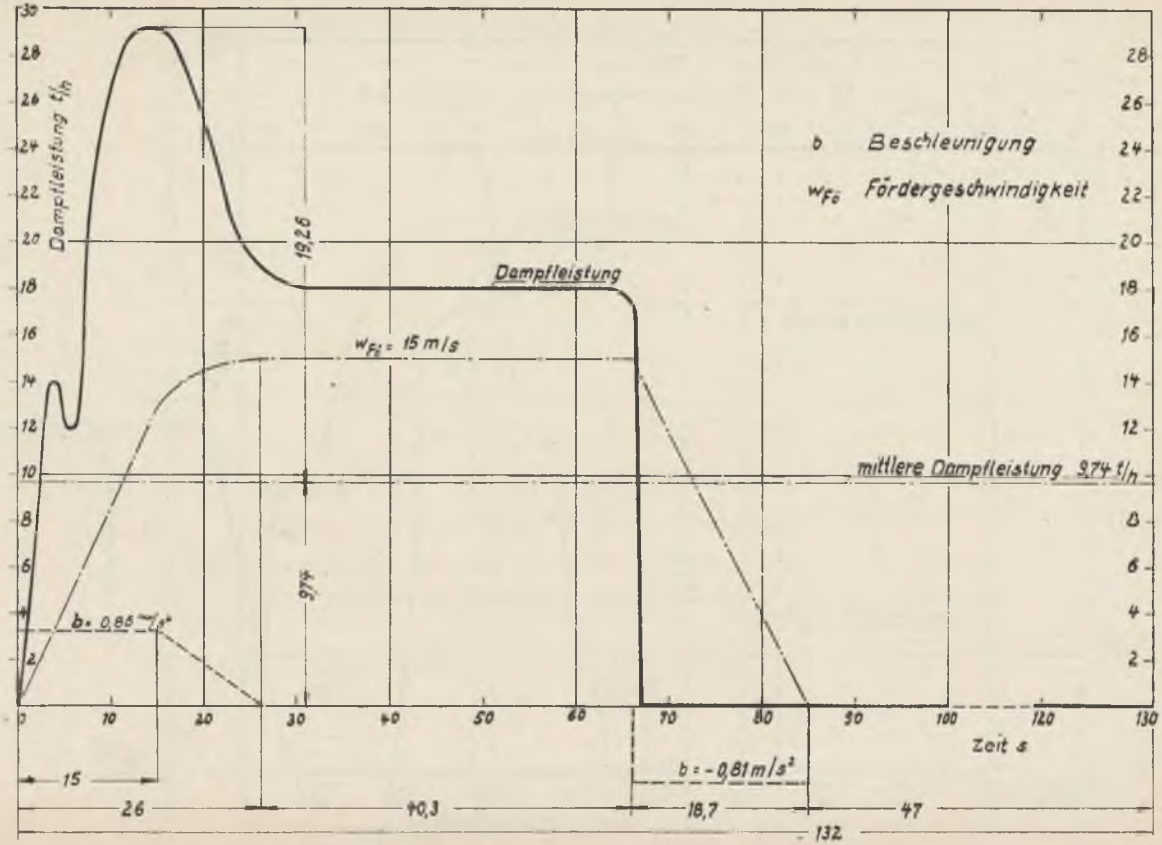


Bild 12. Dampfförderung, Förderschaubild Anlage C.

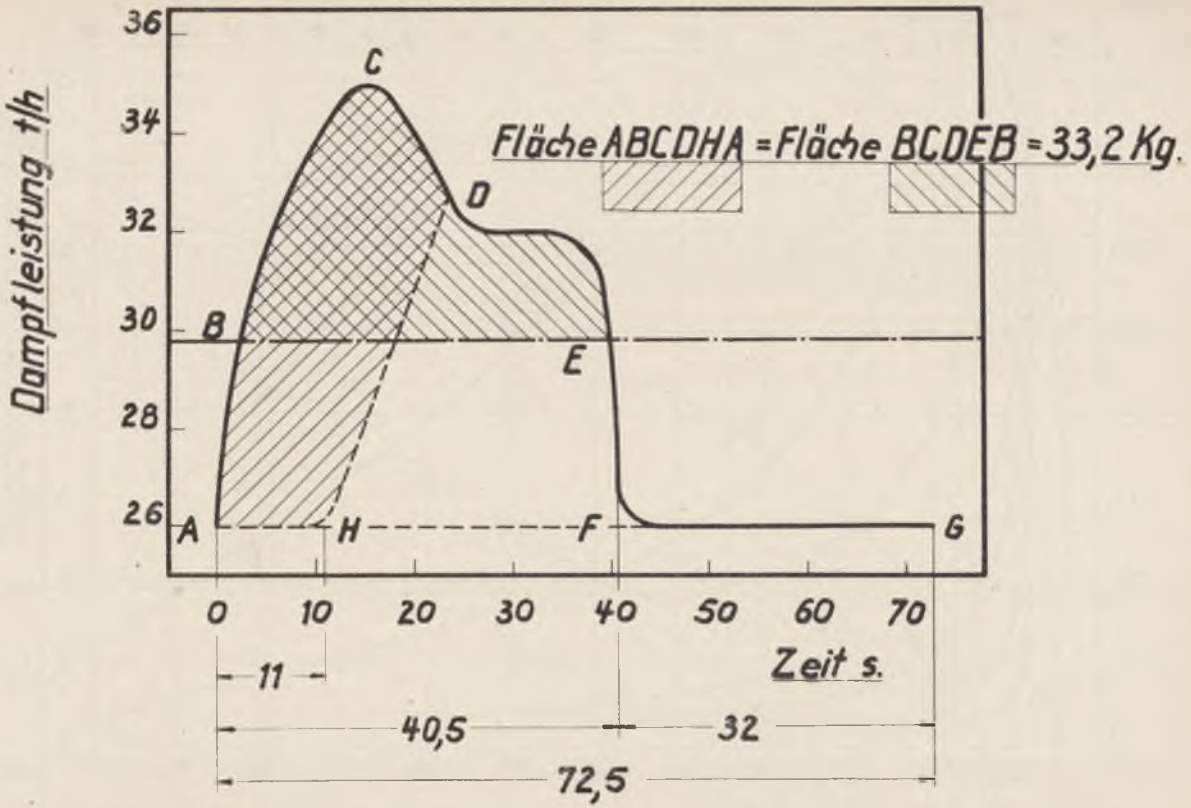


Bild 13. Förderung mit Dampfantrieb, selbsttätige Regelung.

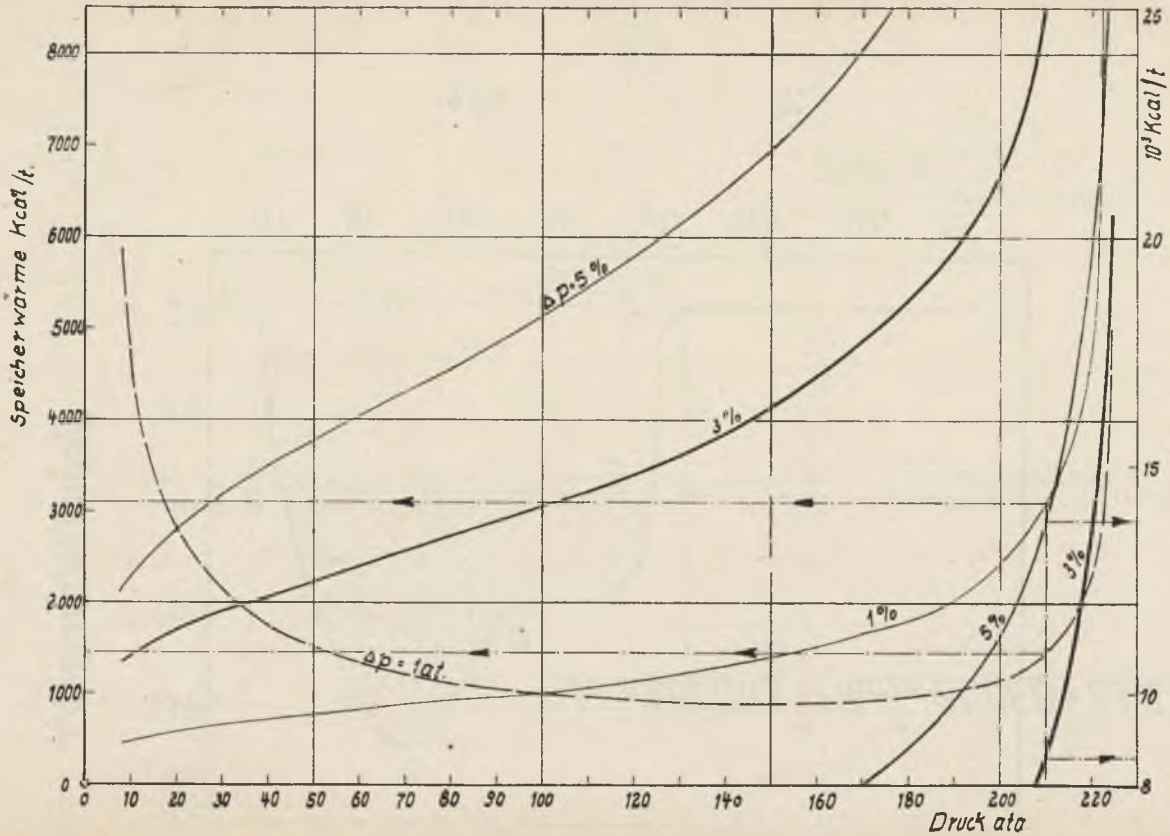


Bild 14. Speicherwärme aus 1 t siedendem Wasser. Druckabfall $\triangle p = 1$ at bzw. 1%, 3% und 5%.

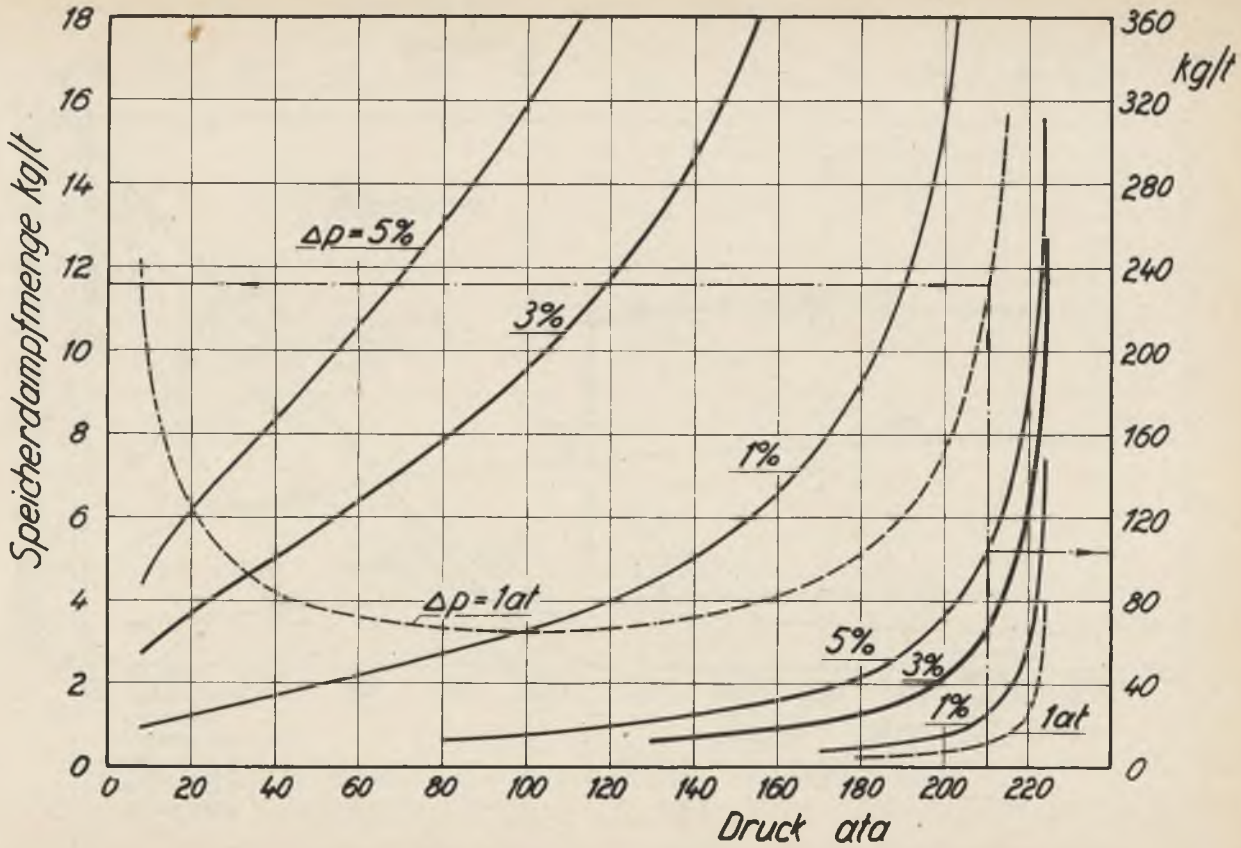


Bild 15. Speicherdampfmenge aus 1 t siedendem Wasser. Druckabfall $\triangle p = 1$ at bzw. 1%, 3% und 5%.

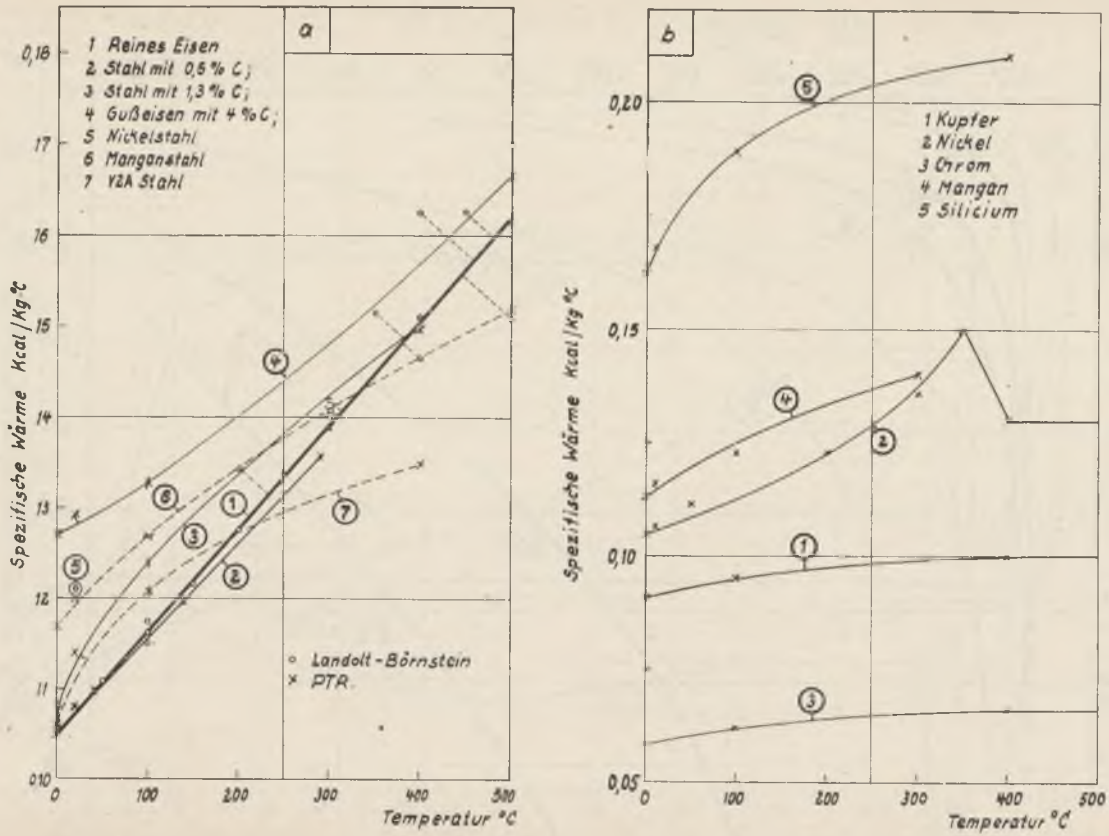


Bild 16. Wahre spezifische Wärme von Eisen und einigen Legierungsbestandteilen.

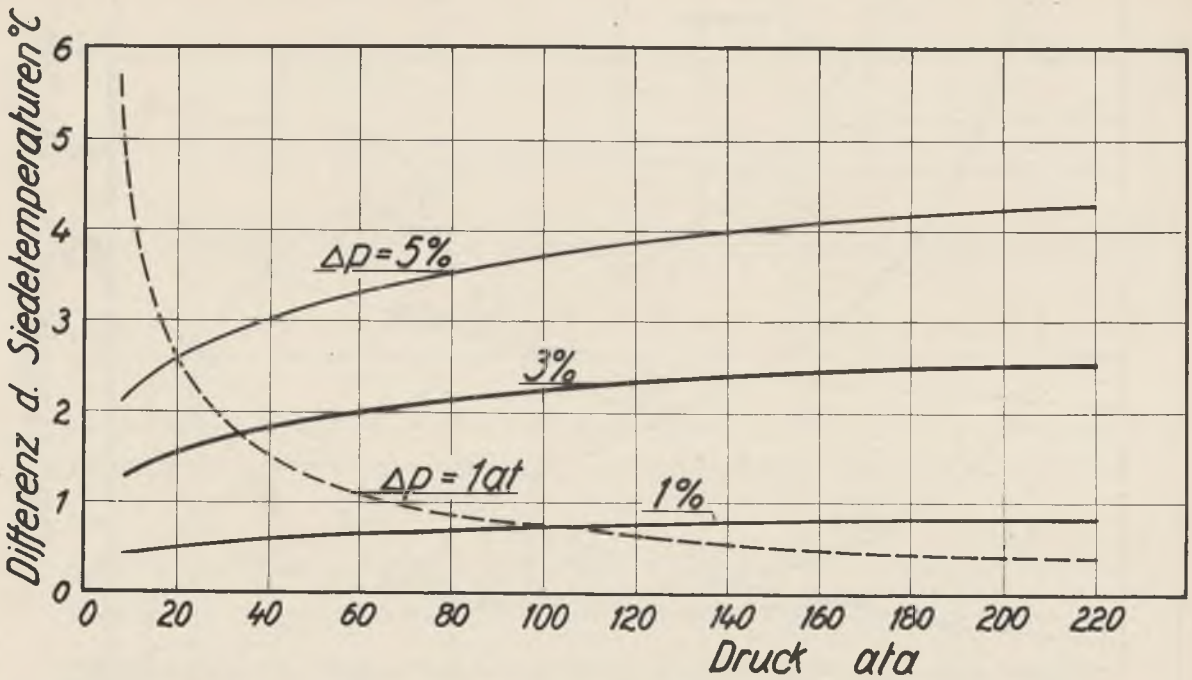


Bild 17. Differenz der Siedetemperaturen. Druckabfall $\triangle p$ = 1 at bzw. 1%, 3% und 5%.

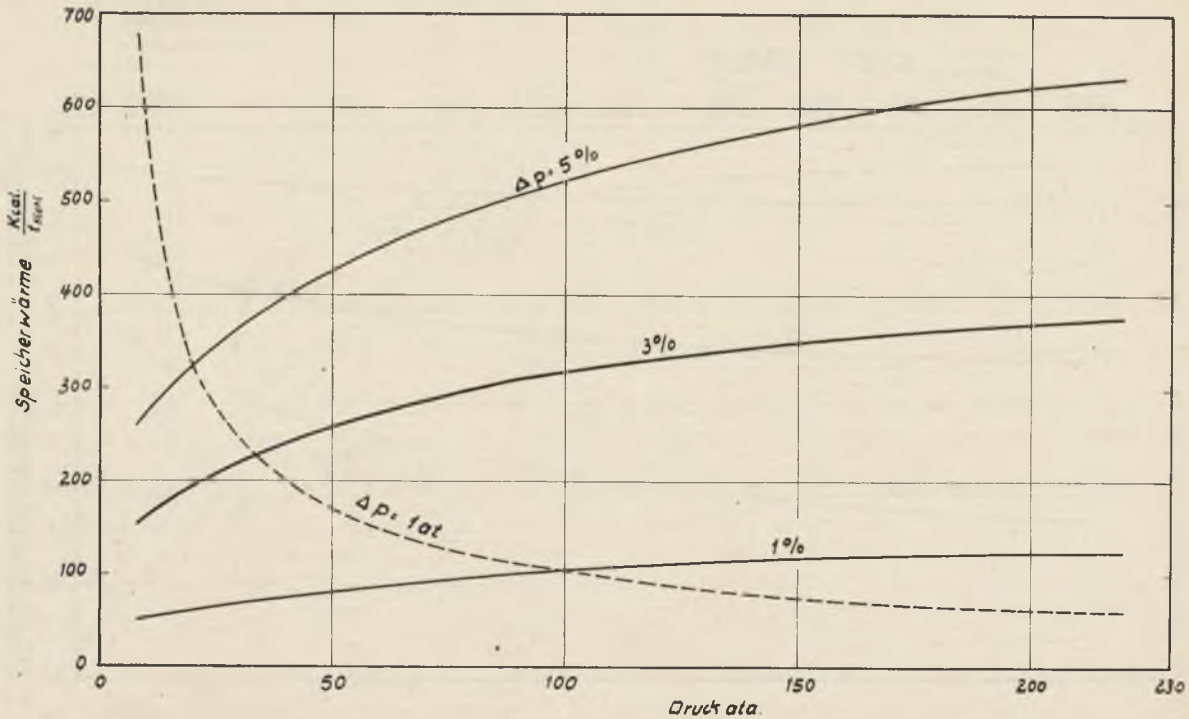


Bild 18. Speicherwärme aus 1 t Stahl. Druckabfall $\Delta p = 1$ at bzw. 1%, 3% und 5%.

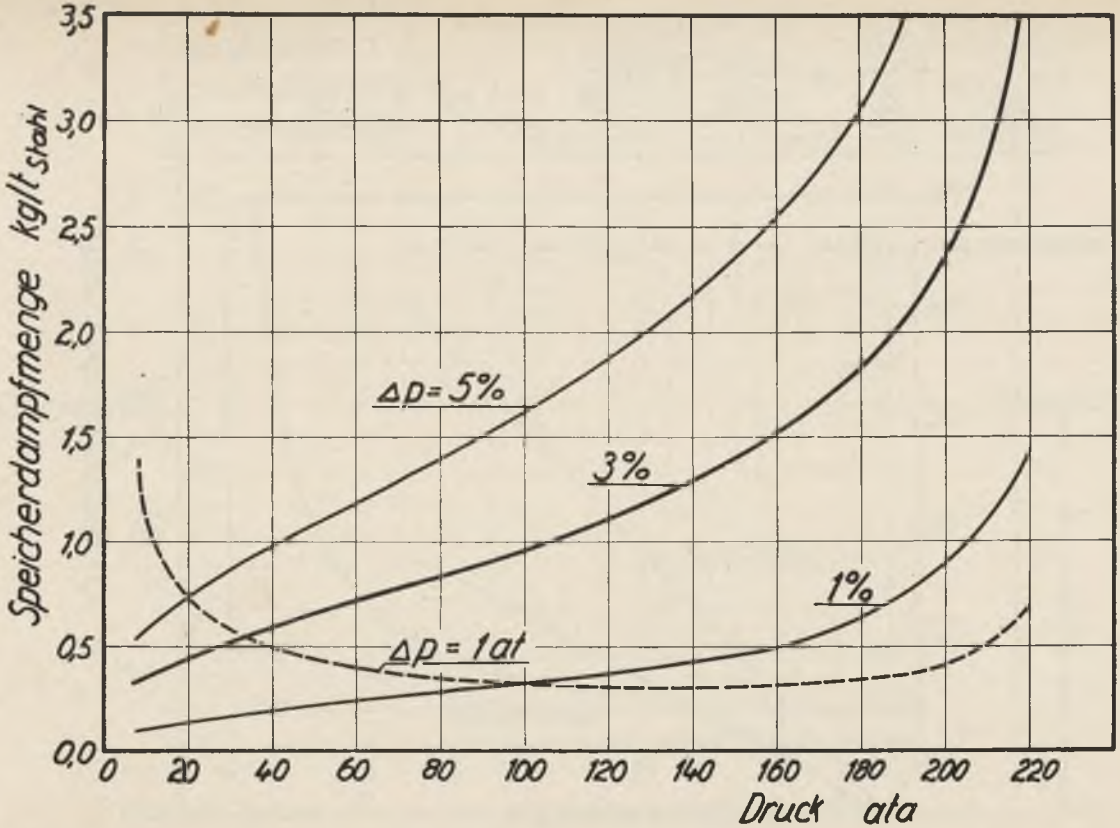
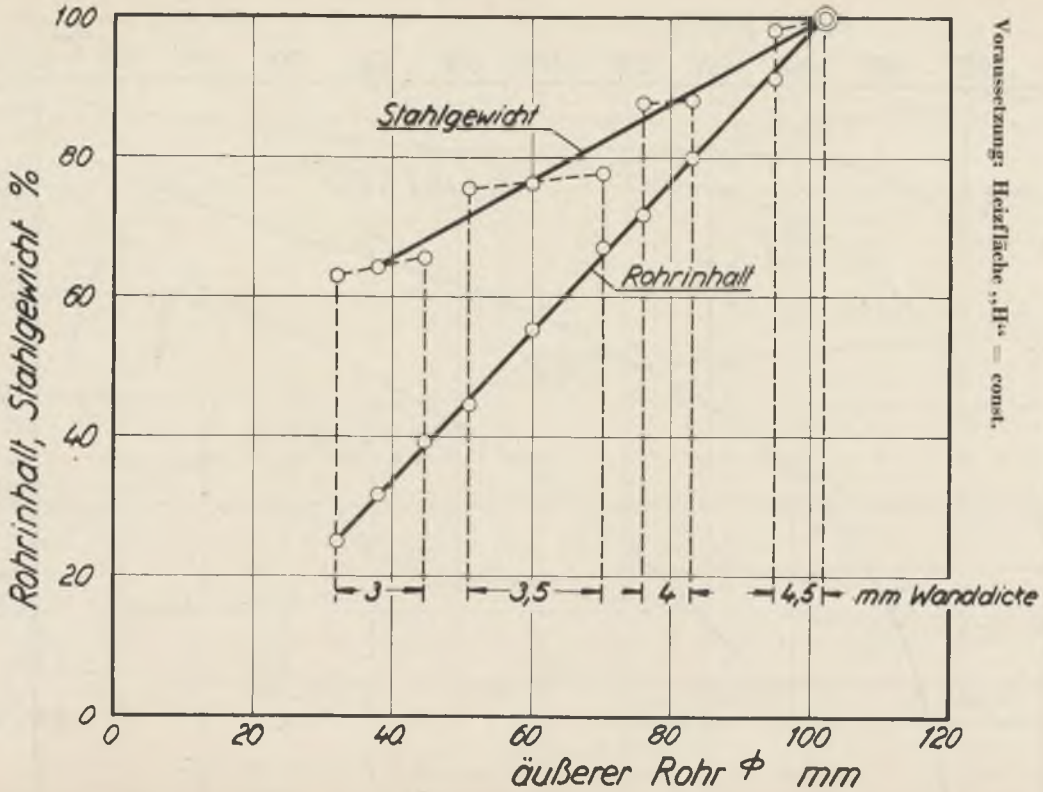


Bild 19. Speicherdampfmenge aus 1 t Stahl. Druckabfall $\triangle p = 1$ at bzw. 1%, 3% und 5%.



Voraussetzung: Heizfläche „H" = const.

Bild 20. Einfluß des Siederohr-Durchmessers auf den geometrischen Rohrinhalt und das Stahlgewicht der Heizfläche.

Annahmen: Druck $p = 40$ ata

Siedezustand:	t'	$= 249{,}2\,°C$;	i'	$= 258{,}2$ kcal/kg
Speise-Endzustand:	$t_{Sp.-E.}$	$= 210{,}0\,°C$;	$i_{Sp.-E.}$	$= 214{,}5$ kcal/kg
Minderbeträge:	$t' - t_{Sp.-E.}$	$= 39{,}2\,°C$;	$i' - i_{Sp.-E.}$	$= 43{,}7$ kcal/kg

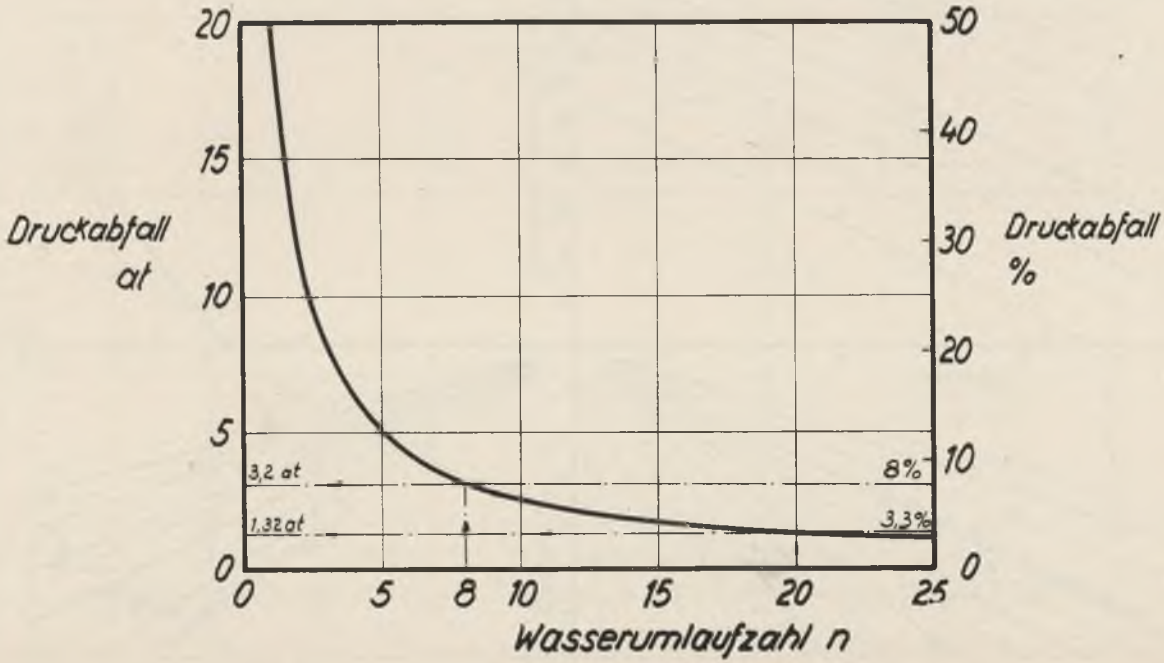


Bild 21. Druckabfall bis zum Erreichen des Siedezustandes in der Trommel (Beispiel).

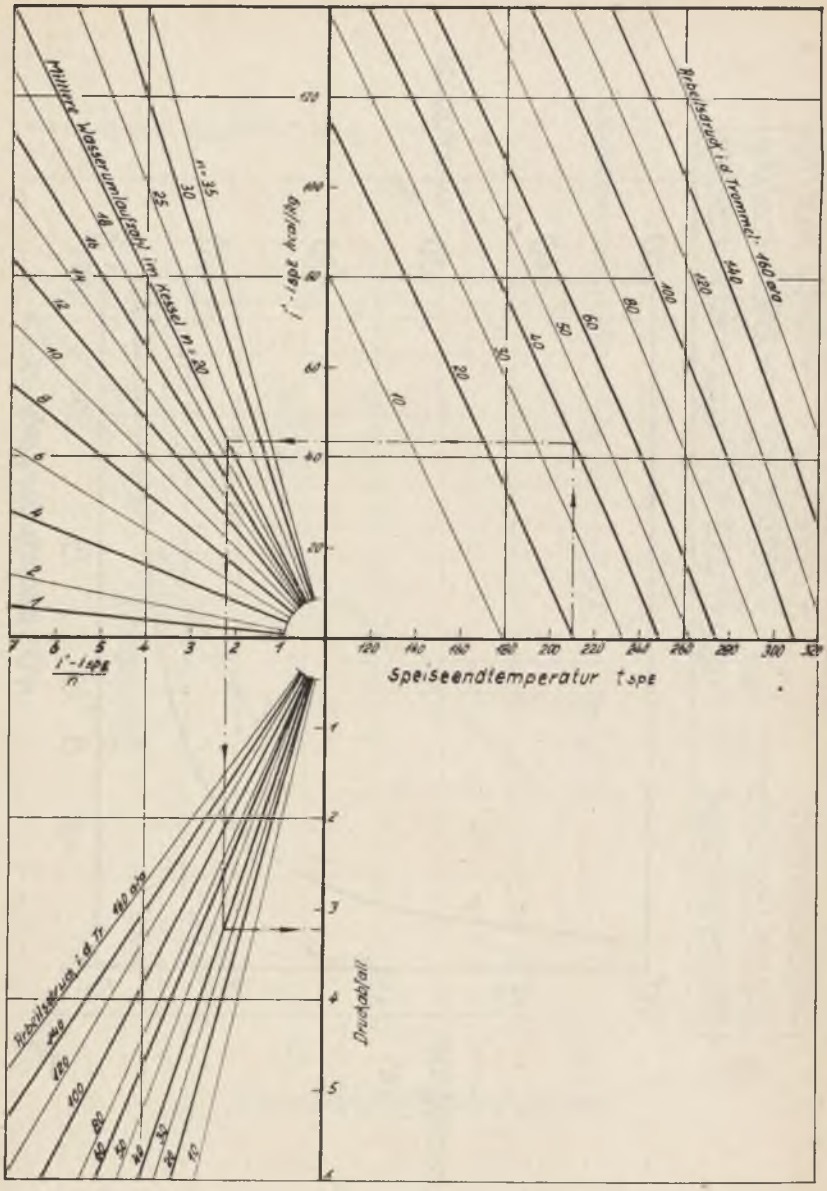


Bild 22. Druckabfall bis zum Erreichen des Siedezustandes in der Trommel. (Arbeitsdiagramm).

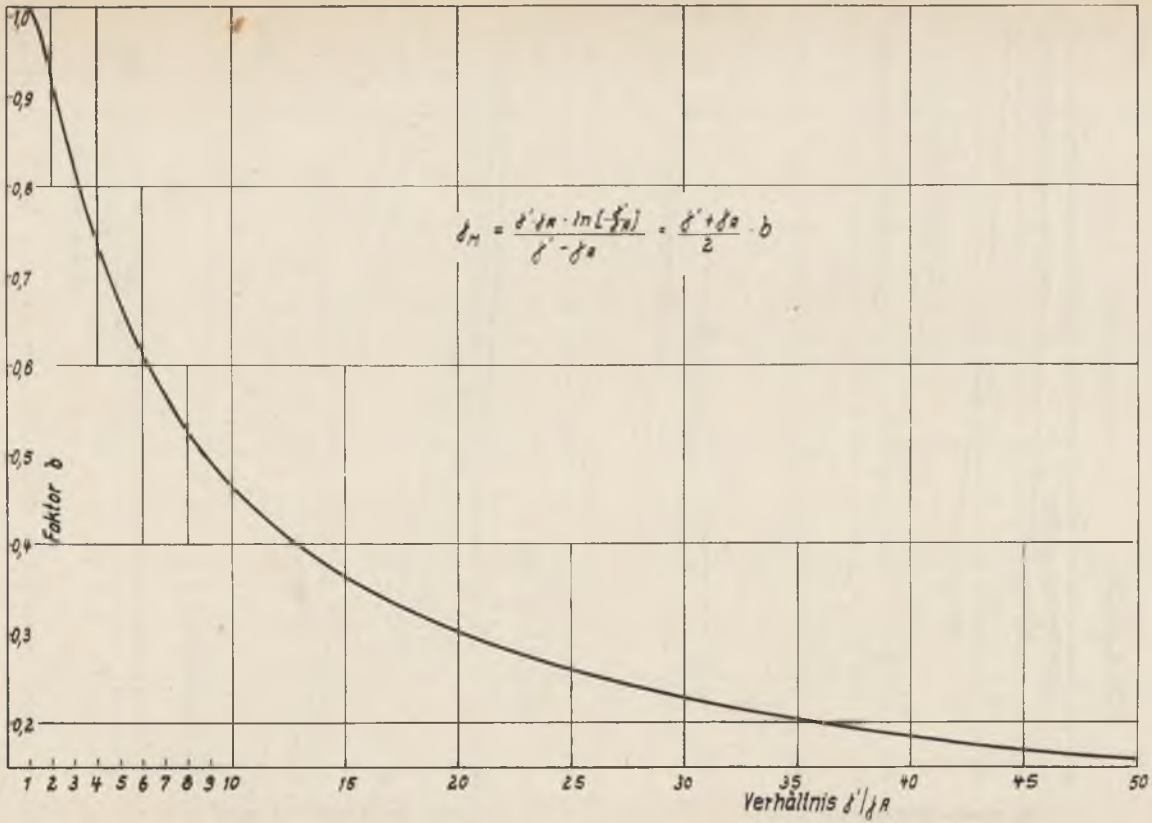


Bild 23. Dampfwassergemisch. Mittlere logarithmische Wichte in beheizten Rohren.

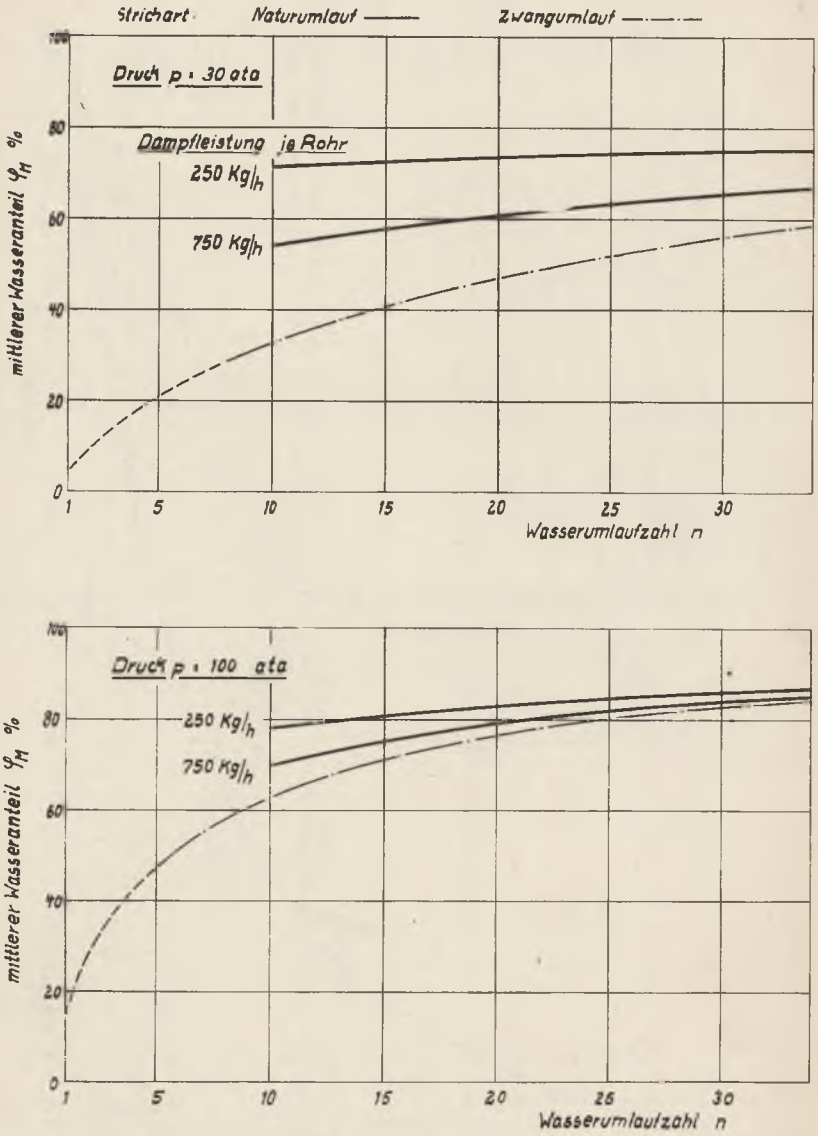


Bild 24. Mittlerer Wasseranteil im Gemischvolumen für p = 30 bzw. 100 ata.

Strichart: Naturumlauf ——— Zwangumlauf —·—·—

Art des Wasserumlaufes		Naturumlauf		Zwangumlauf	
Druck	ata	30	100	30	100
Umlaufzahl bei höchster Dauerleistung. (Annahme)		20	10	8	5

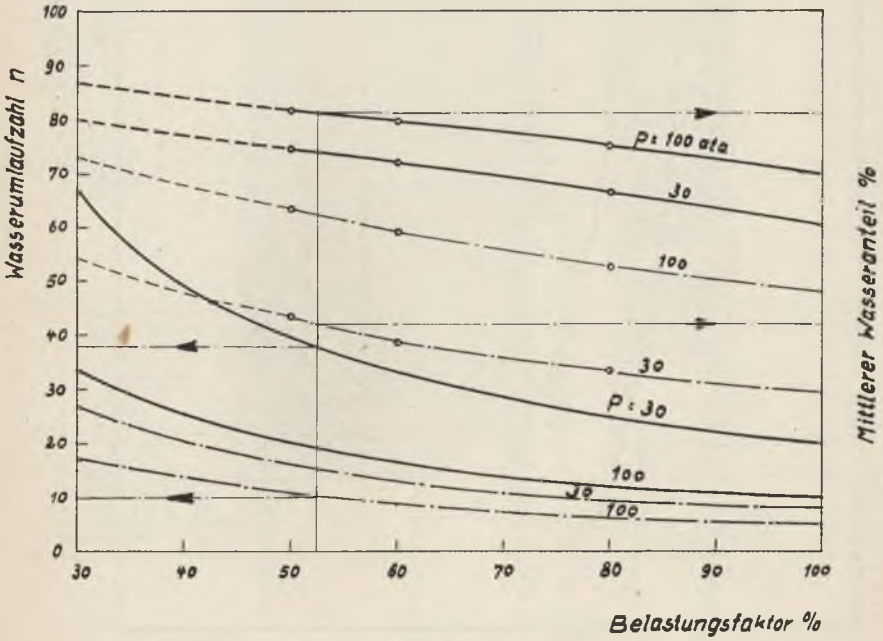


Bild 25. Wasserumlauf und Wasseranteil im Gemischvolumen in Abhängigkeit vom Belastungsfaktor.

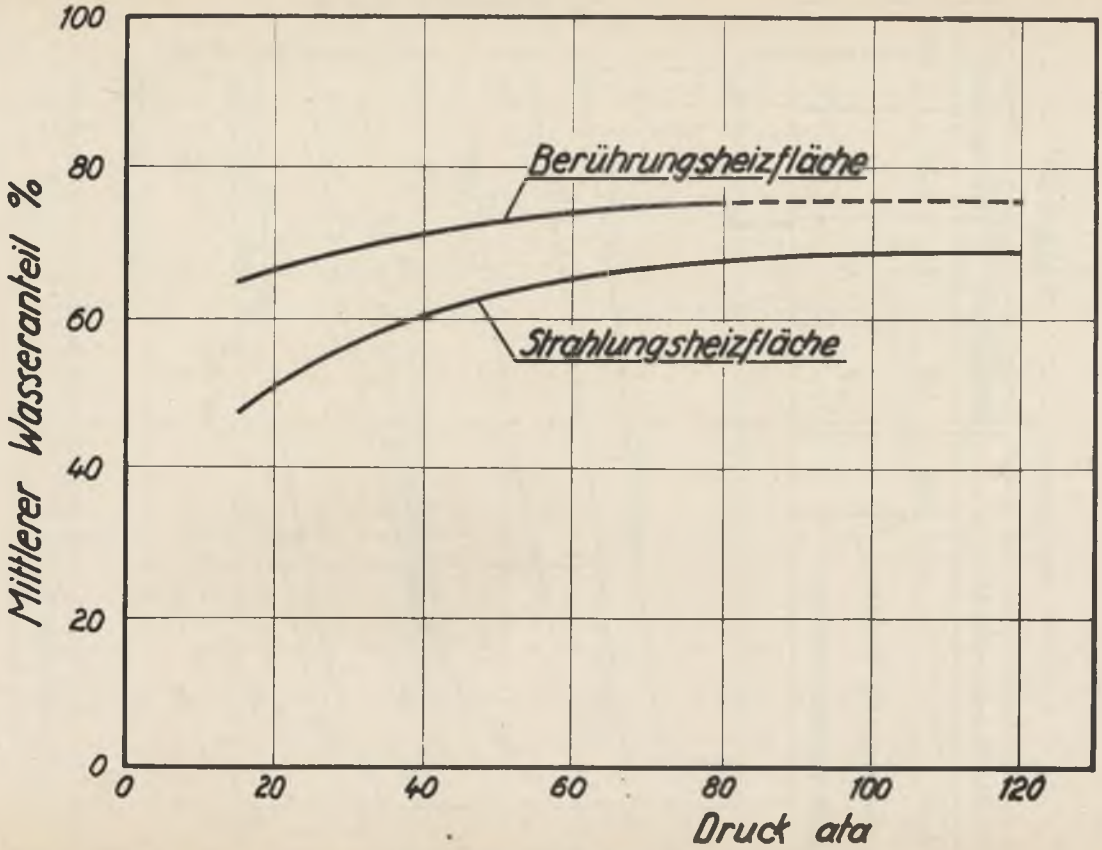


Bild 26. Mittlerer Wasseranteil im Gemischvolumen, Ergebnis einer Großzahlforschung.

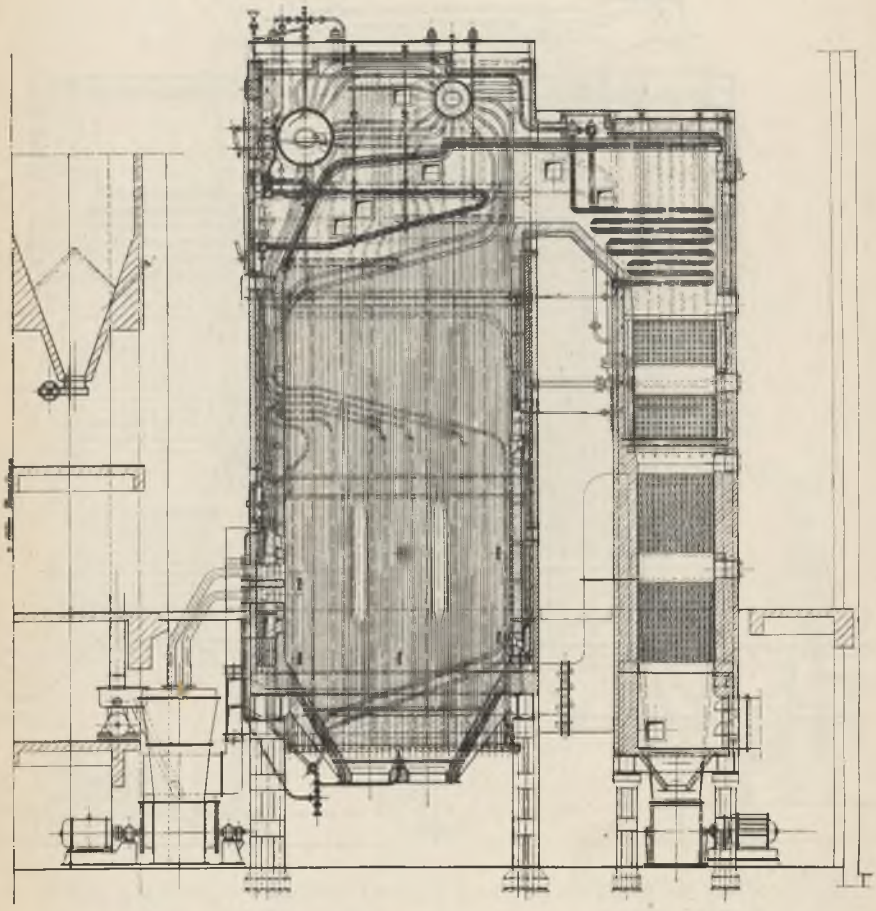


Bild 27. Kessel Nr. 3, Grundlastwerk, 75/90 t/h Dampfleistung, 80 atü, 510° C, Baujahr 1938.

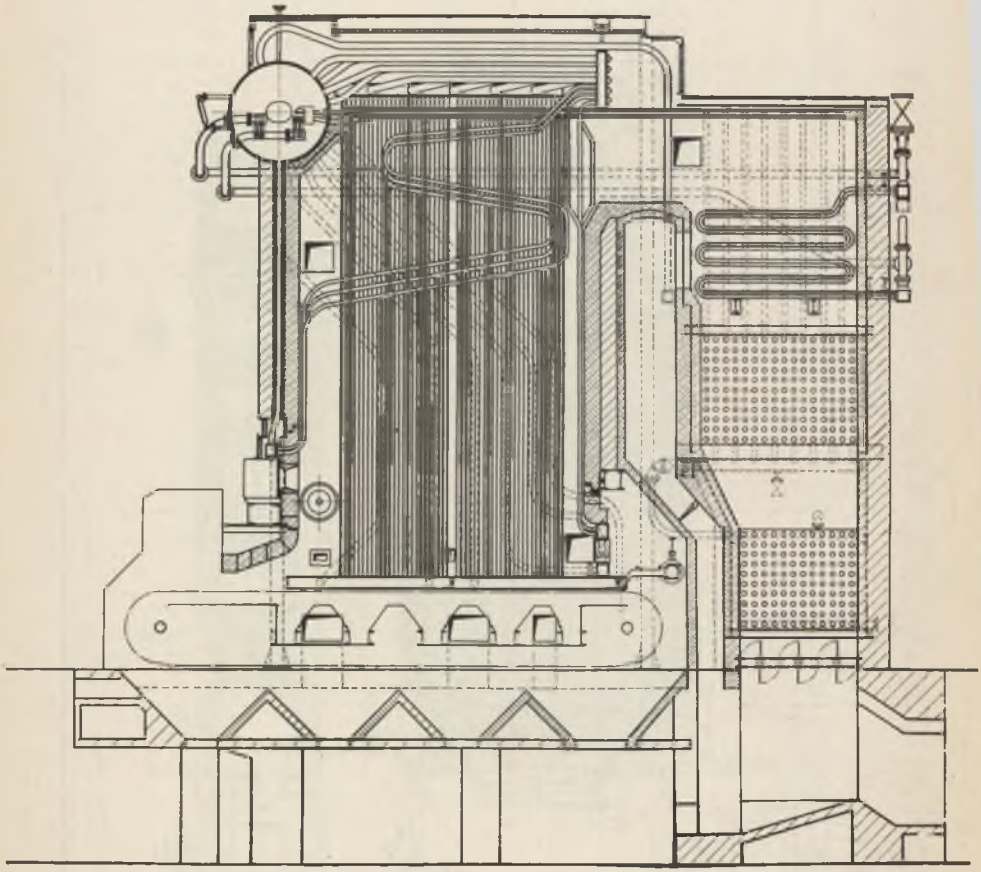


Bild 28. Kessel Nr. 6, Spitzenkraftwerk, 20/25 t/h Dampfleistung, 36 atü, 440° C, Baujahr 1936.

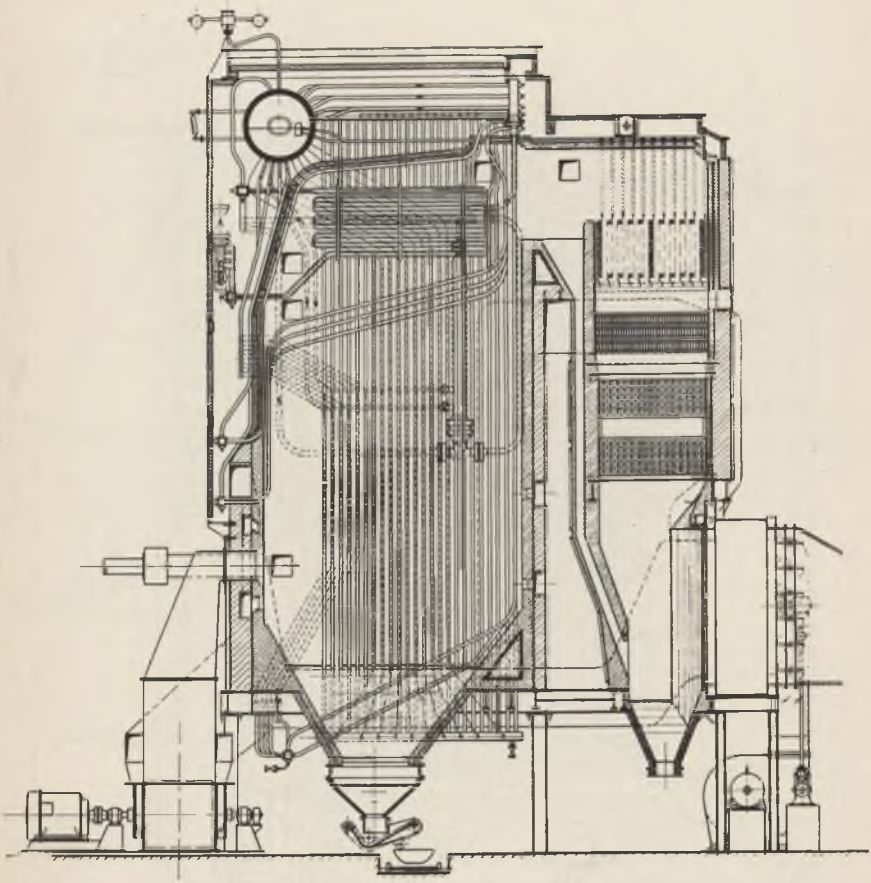


Bild 29. Kessel Nr. 9, Industriekraftwerk, 64/80 t/h Dampfleistung, 152 atü, 475° C, Baujahr 1938.

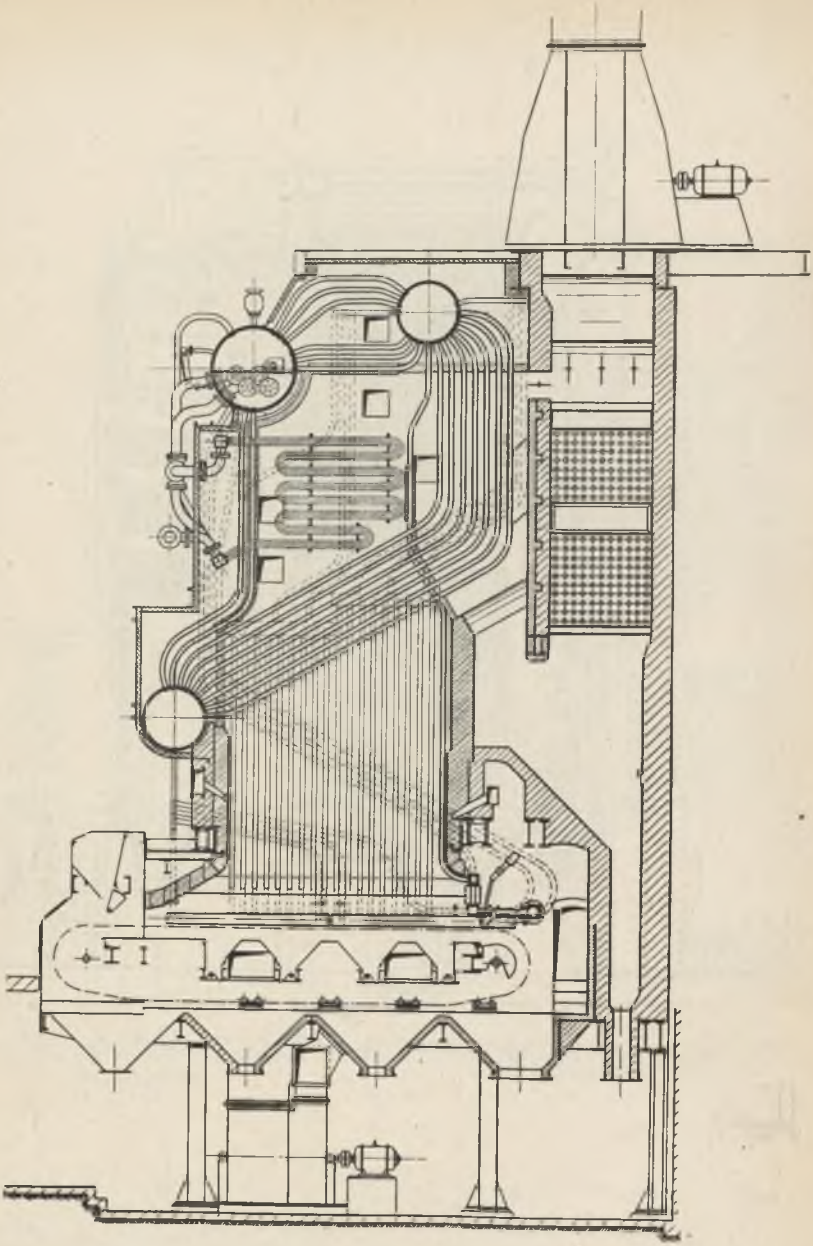


Bild 30. Kesselbauart ähnlich Nr. 10 und 11, Bahnkraftwerk, 30/37,5 t/h Dampfleistung, 16/40 atü, 400/435°C, Baujahr 1935/36.

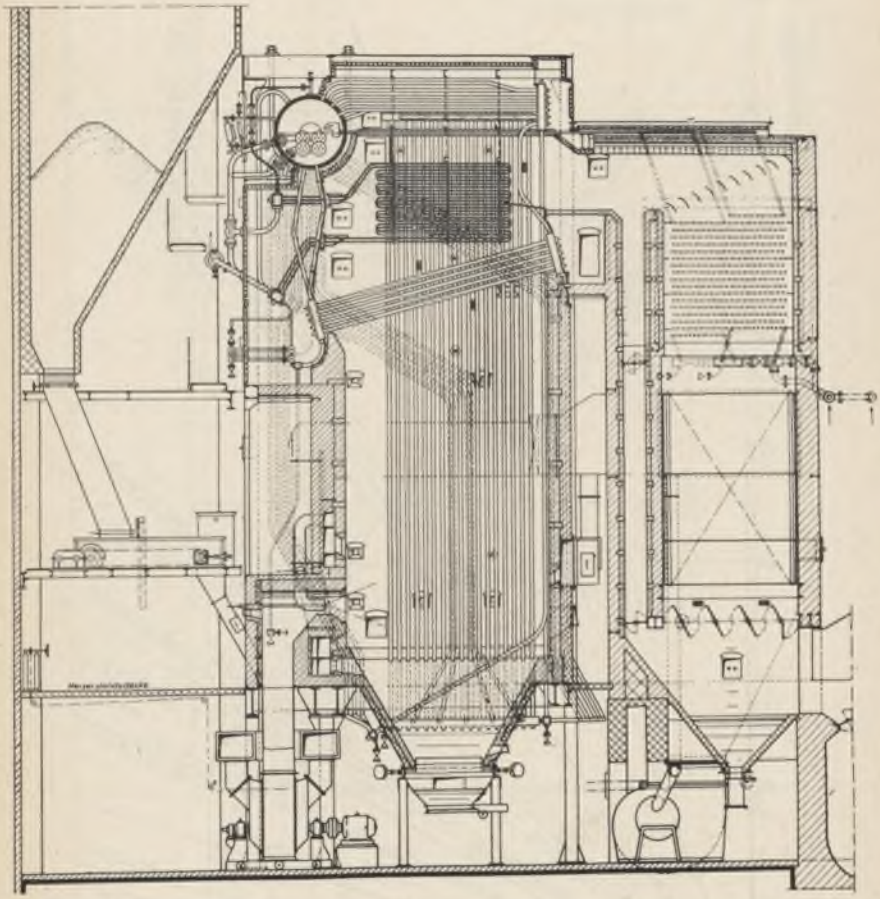


Bild 31. Kessel Nr. 15, Bergwerkzentrale, 40/50 t/h Dampfleistung, 80 atü, 500° C, Baujahr 1935.

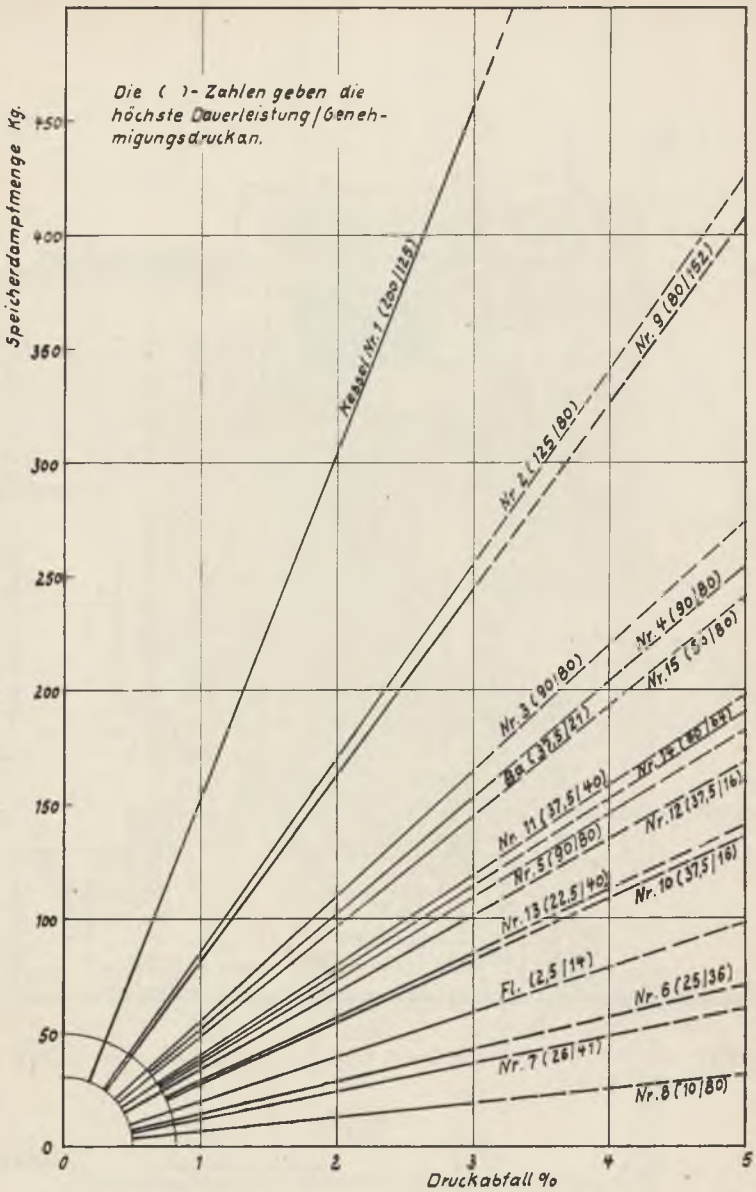
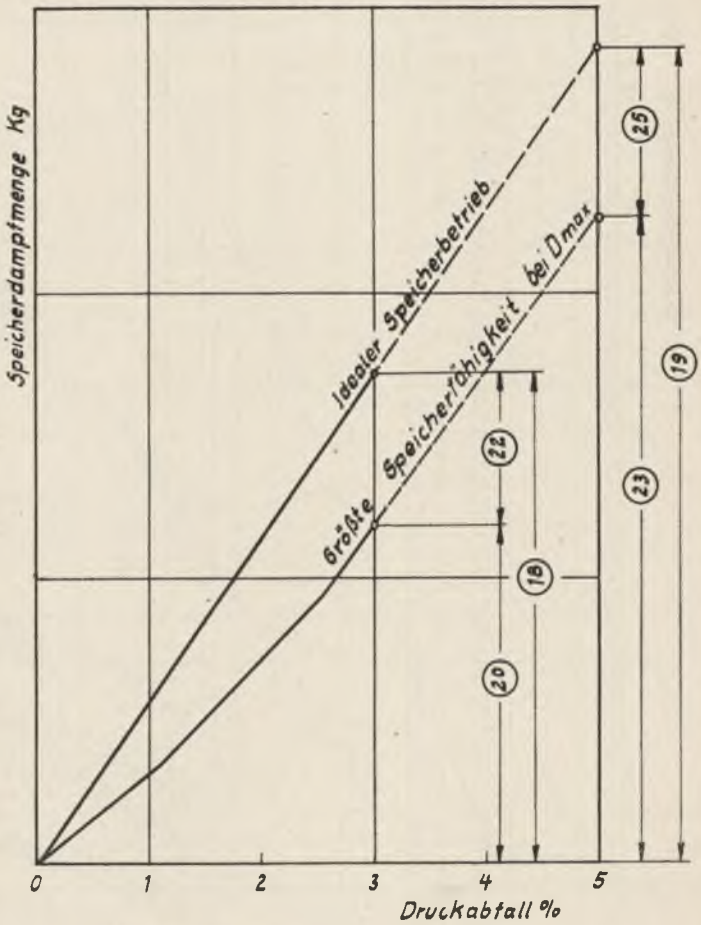


Bild 32. Speicherdampfmenge bei idealem Speicherbetrieb über relativem Druckabfall.



Bem: Die ○-Zahlen deuten auf die entsprechenden Reihen der Zahlentafel 3 hin.

Bild 33. Kennlinien zu den Begriffen der Speicherfähigkeit.

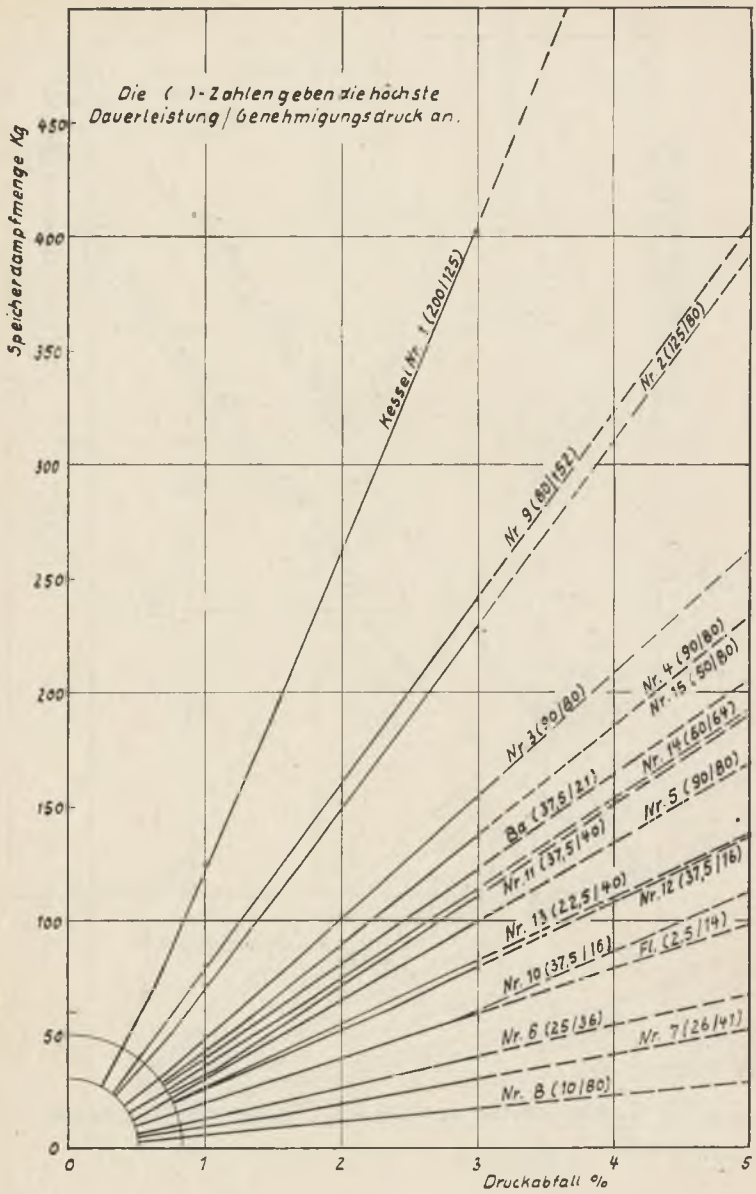


Bild 34. Speicherdampfmenge für größte Speicherfähigkeit bei höchster Dauerleistung über relativem Druckabfall.

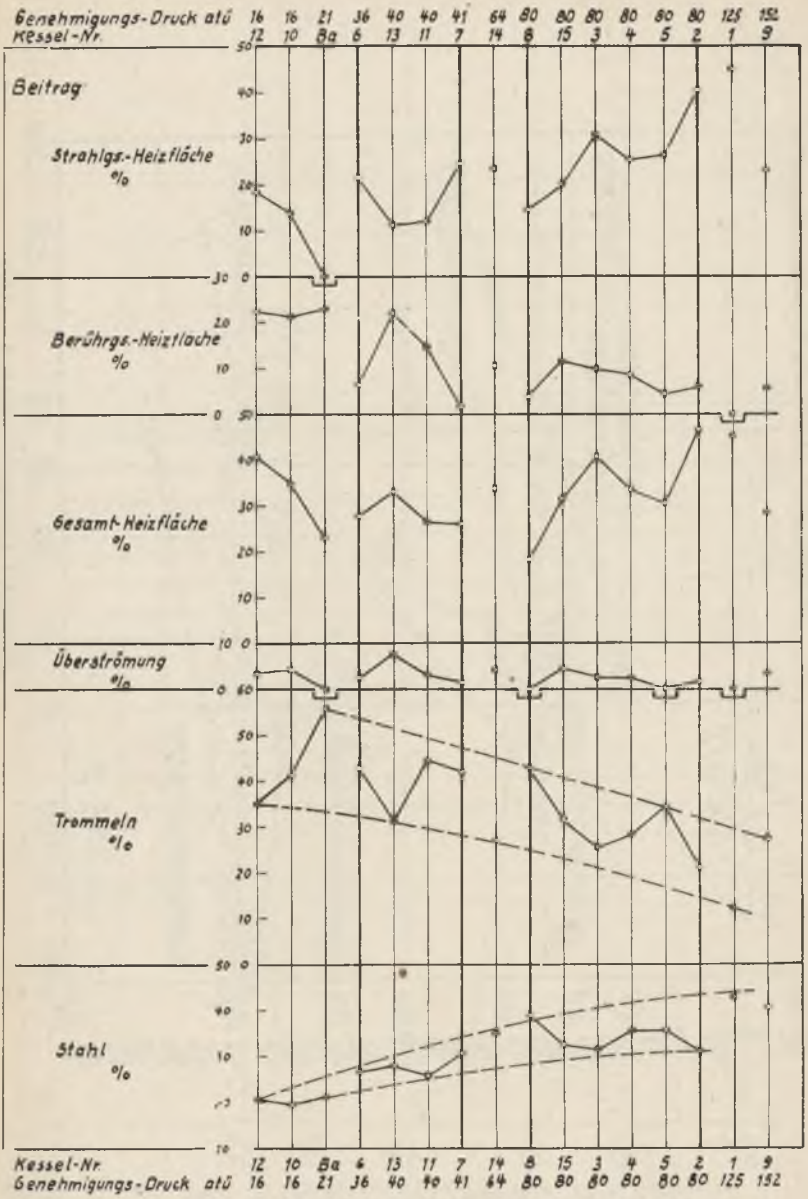


Bild 35. Beitrag der Kesselteile zur Speicherdampferzeugung.

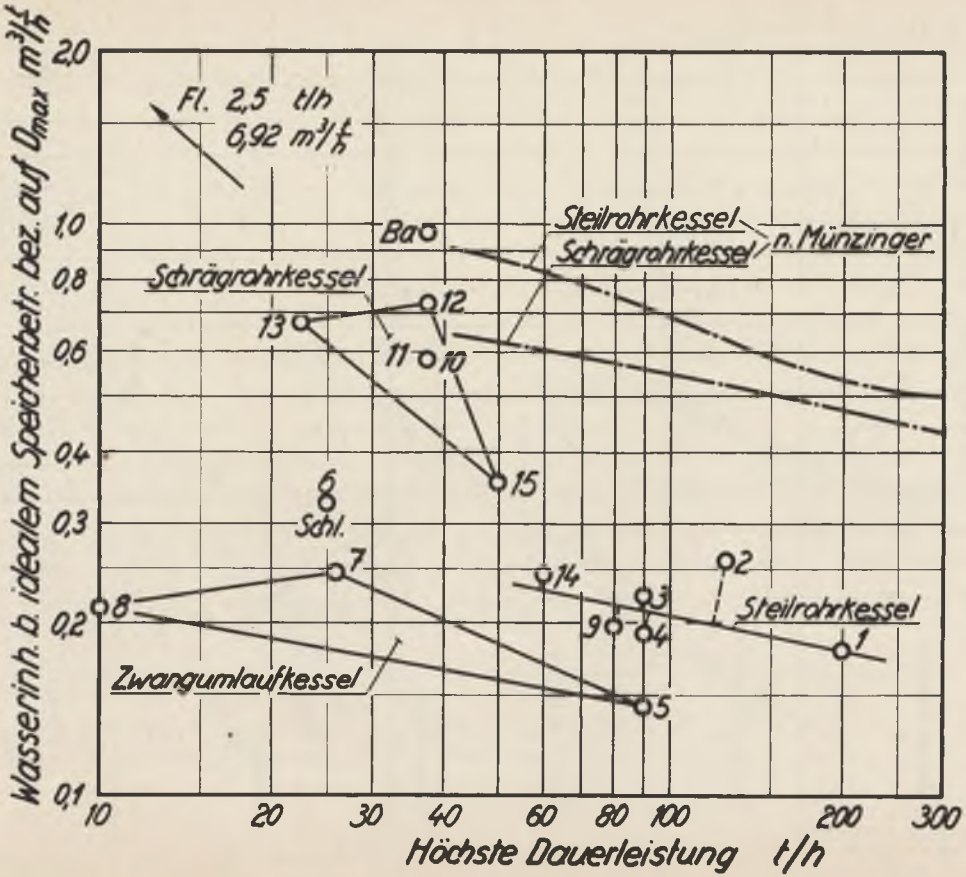


Bild 36. Wasserinhalt bei idealem Speicherbetrieb, bezogen auf die höchste Dauerleistung (spezifischer Wasserinhalt).

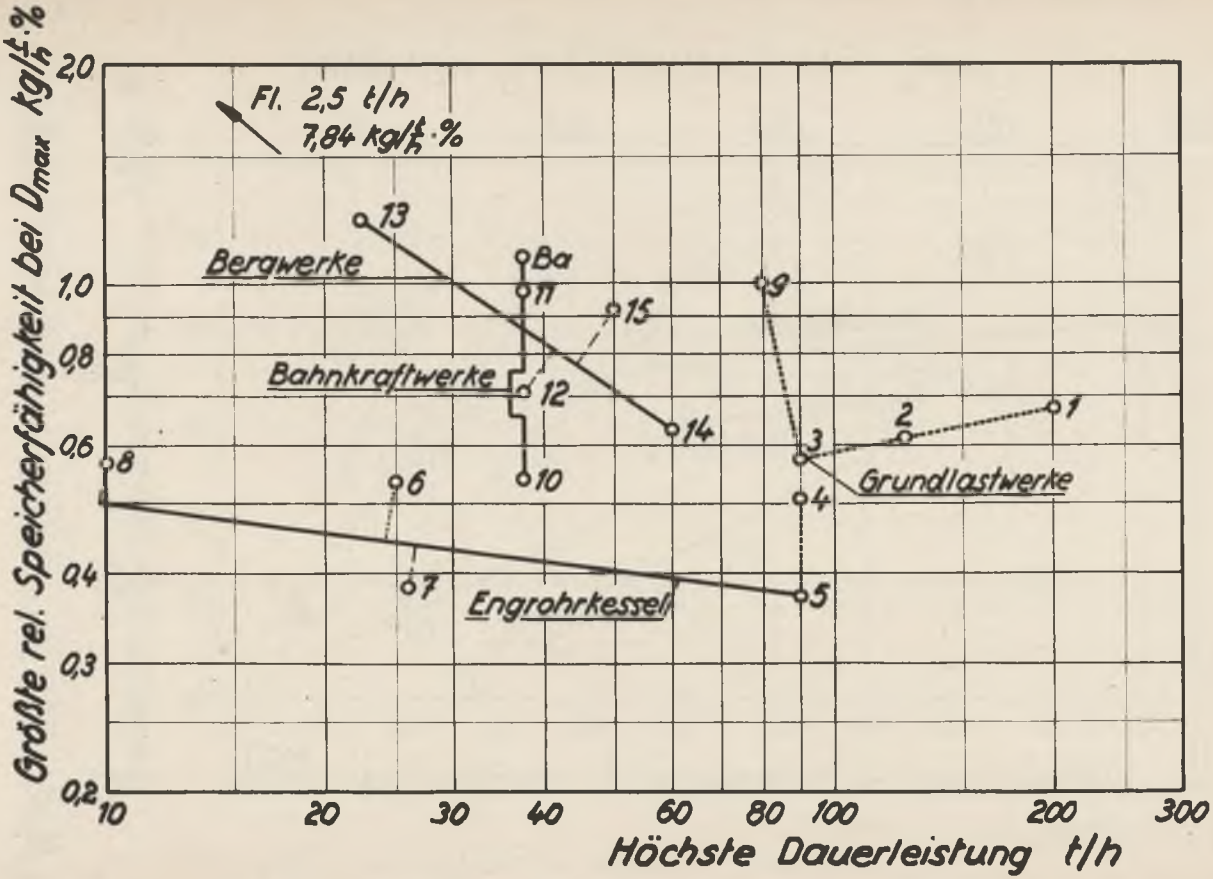


Bild 37. Größte relative Speicherfähigkeit bei höchster Dauerleistung.

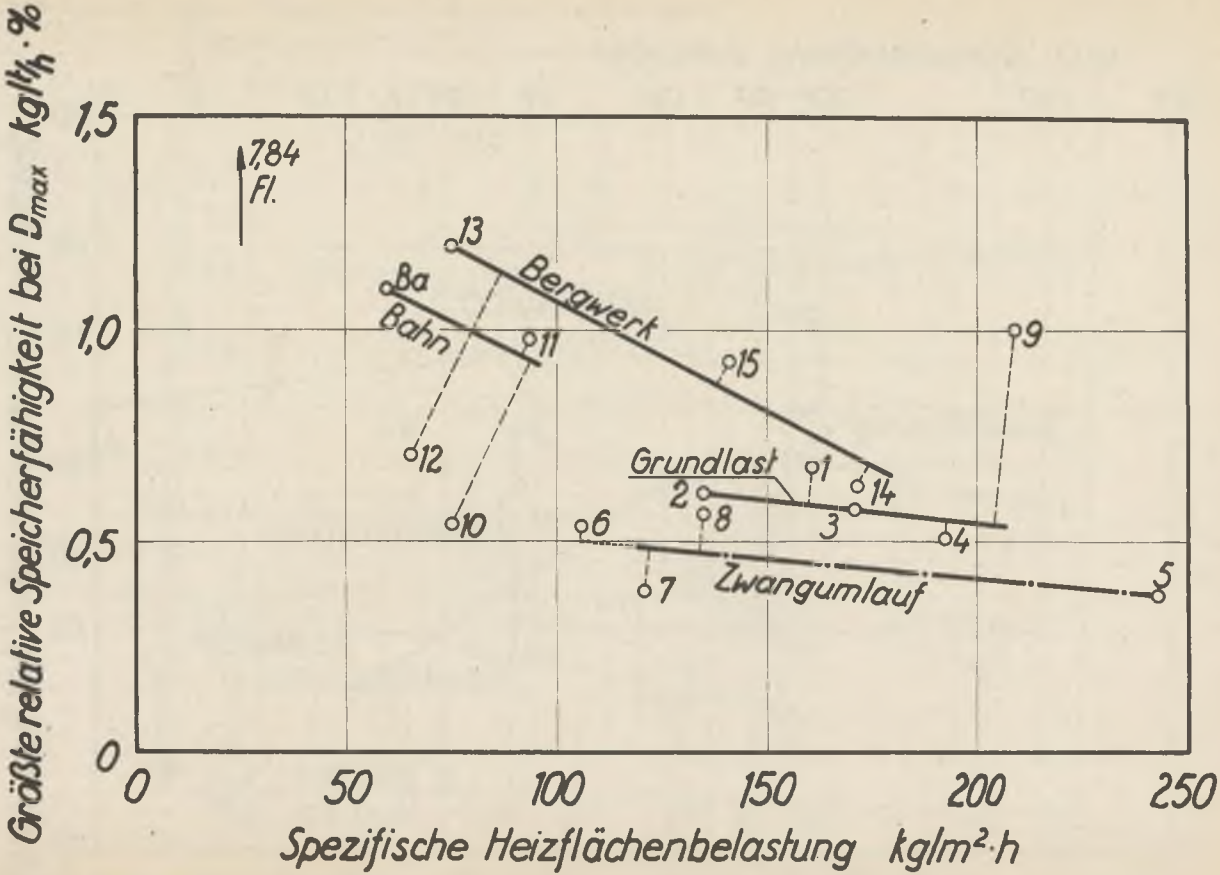


Bild 38. Größte relative Speicherfähigkeit über spezifischer Heizflächenbelastung.

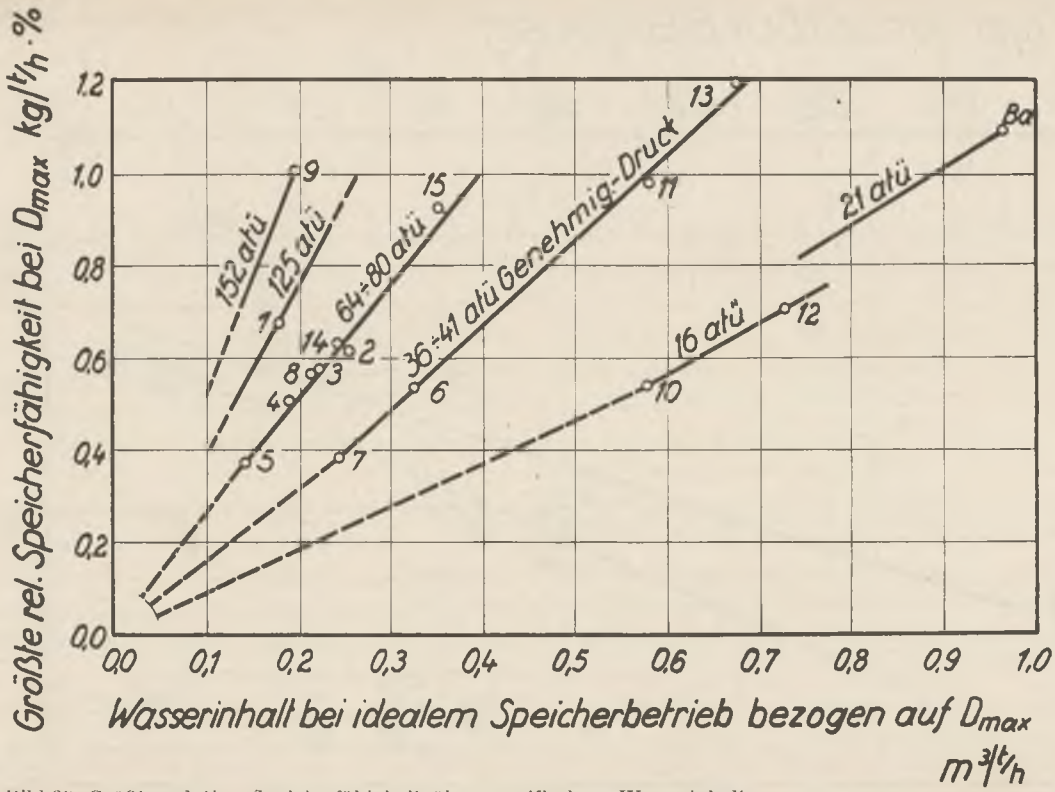


Bild 39. Größte relative Speicherfähigkeit über spezifischem Wasserinhalt.

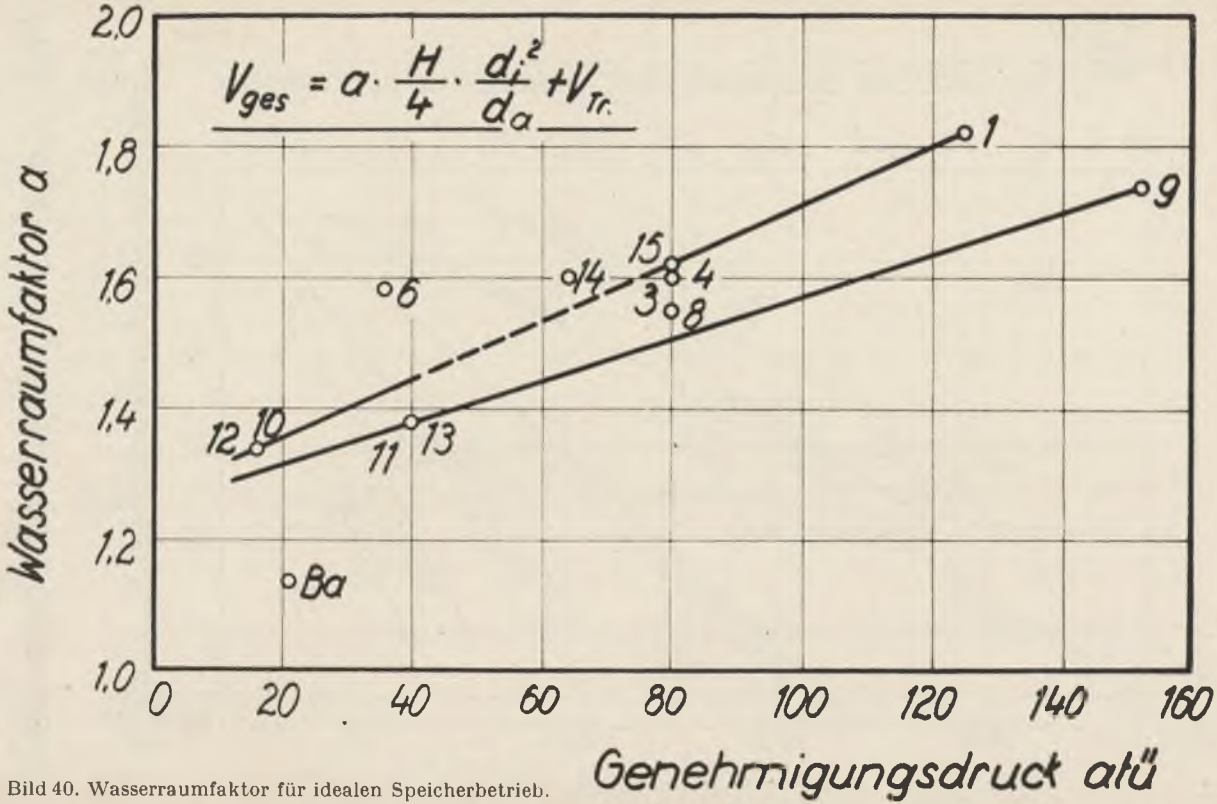


Bild 40. Wasserraumfaktor für idealen Speicherbetrieb.

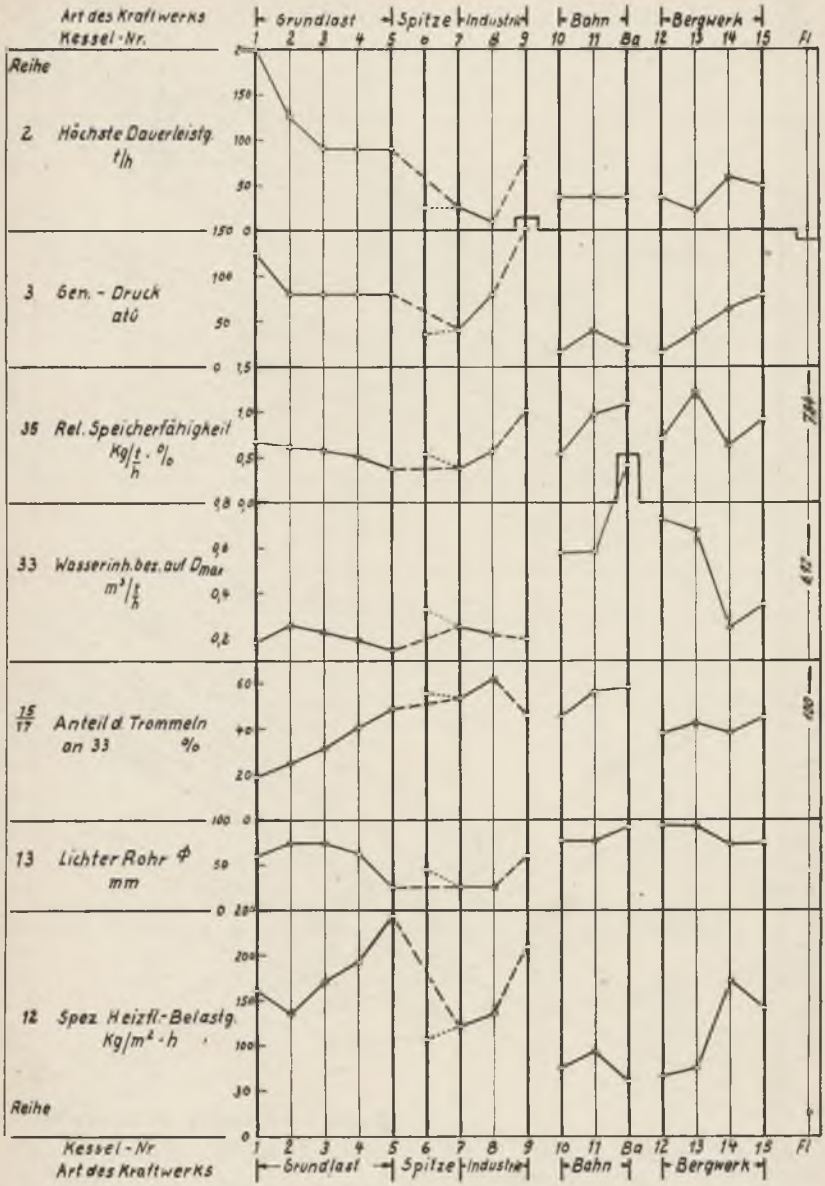


Bild 41. Hauptwerte der Zahlentafel 3.

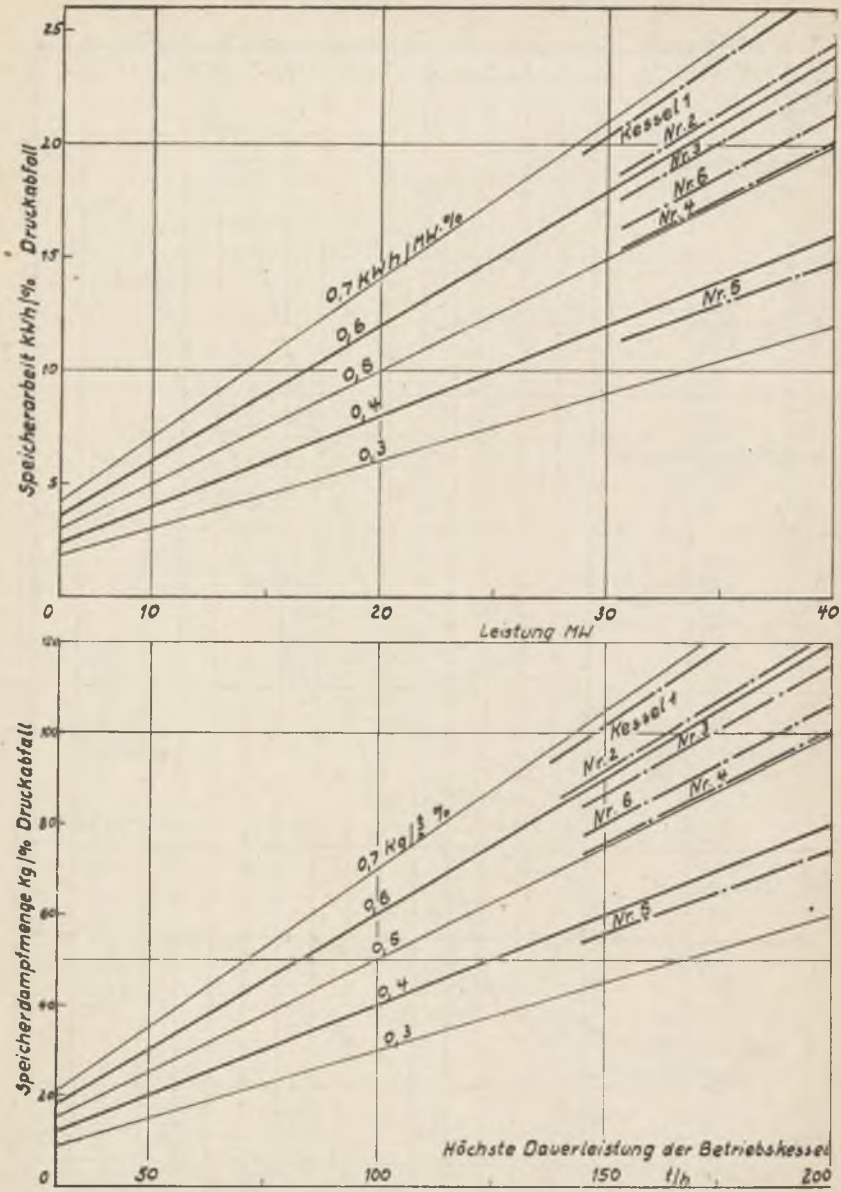
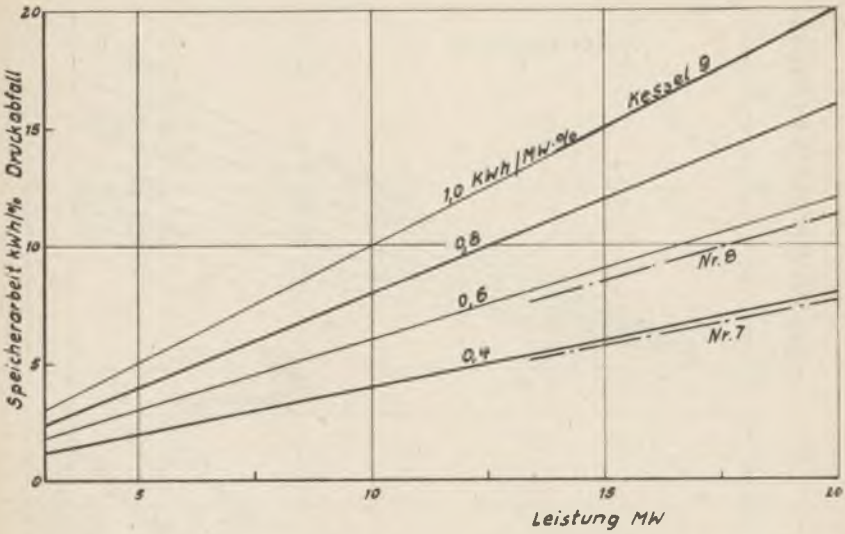


Bild 42. Grenze des Speichervermögens bei Belastungsstößen in Grundlast- und Spitzenkraftwerken.



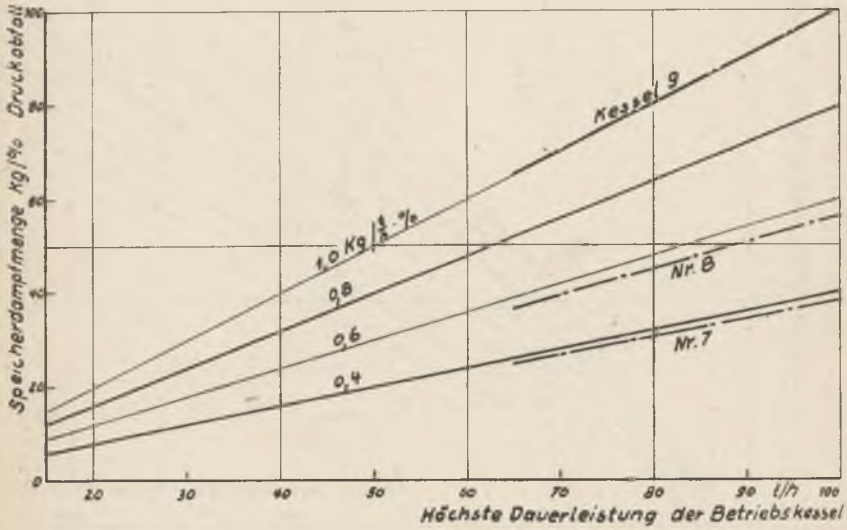


Bild 43. Grenze des Speichervermögens bei Belastungsstößen in Industriekraftwerken.

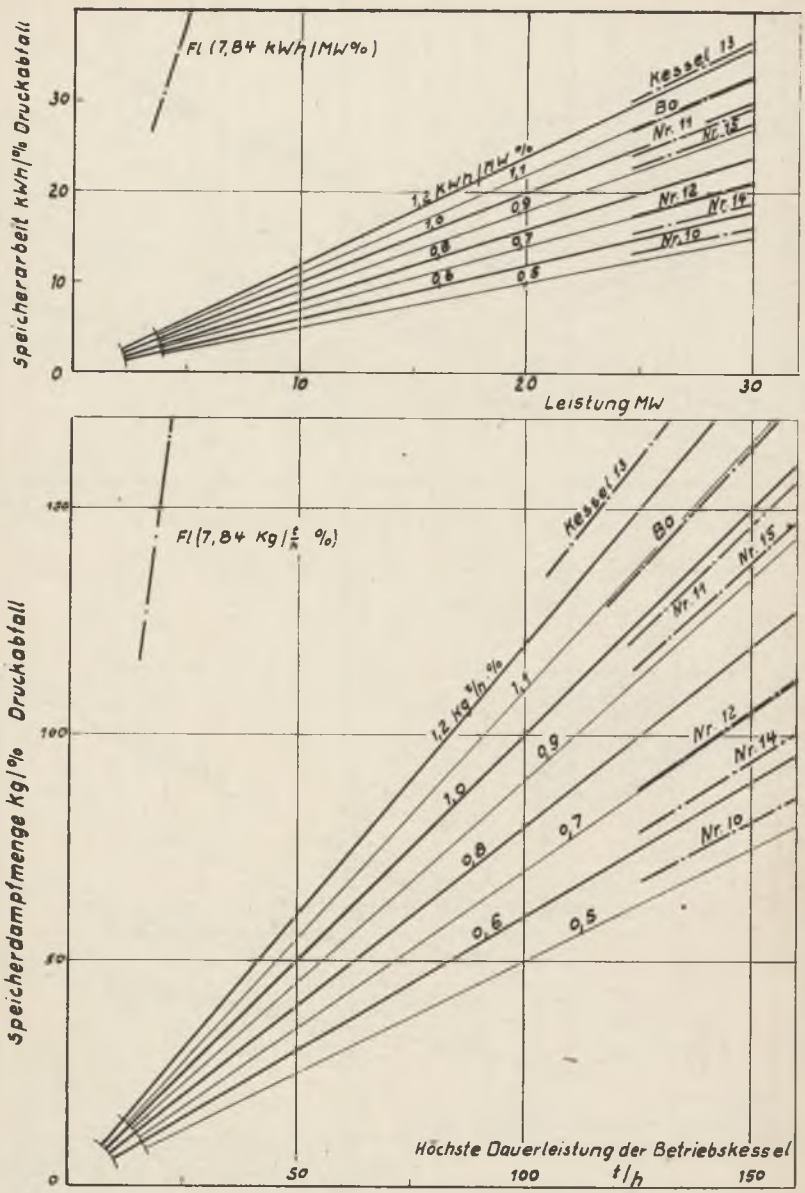


Bild 44. Grenze des Speichervermögens bei Belastungsstößen in Bahnkraftwerken und Bergwerkzentralen.

POLITECHNIKA ŚLĄSKA BIBLIOTEKA GŁÓWNA

Zahlentafel 1

Zu IId 1: Bergwerkzentralen mit elektrischem Förderantrieb

			Richtzahlen		
1	Anlage	—	M	B	S
2	Bild	—	8	9	—
	Förderdaten:				
3	Förderart	—	Koepe	Gestell	Skip/ Gefäß
4	Nutzlast	t	8,0	11,0	7,0
5	Teufe	m	1000	533	704
	Fahrdiagramm:				
6	Beschleunigung	m/s^2	0,8	1,0	0,8
7	Dauer der gleichmäßigen Beschleunigung	s	16,3	9,0	11,0
8	Gleichförmige Fördergeschwindigkeit beträgt	m/s	18,0	18,0	12,0
9	sie ist erreicht nach	s	28,8	27,0	22,5
10	und dauert	s	29,3	4,9	35,0
	Zeiten:				
11	Antriebszeit	s	58,1	46,9	72,5
12	Auslaufzeit	s	18,0	(15,0)	(15,0)
13	Förderzeit	s	76,1	46,9	72,5
14	Umsetzzeit (Förderpause)	s	50,0	26,5	14,5
15	Gesamtzeit des Förderspiels	s	126,1	73,4	87,0
16	Zügezahl je Stunde	—	28,6	49,0	41,4
	Leistungen:				
17	Leistungsanstieg während der gleichmäßigen Beschleunigung, bezogen auf 1 s	kW/s	182	280	116
18	Desgleichen, bezogen auf 1 min	kW/ min	10920	16800	6960
19	Größte Netzleistung	kW	2970	3225	1225
20	Leistung während der gleichmäßigen Förderung	kW	2070	2730	1042
21	Mittlere Netzleistung, bezogen auf Reihe 15 (Entspricht der Feuerleistung der Dampferzeuger)	kW	1000	1260	731,5
22	Größte Überschreitung der mittleren Netzleistung	kW	1970	1965	493,5
	Arbeit:				
23	Förderarbeit, bezogen auf das Netz	kWh	35,1	25,7	17,7
24	Davon: unter mittlerer Netzleistung	kWh	17,1	13,3	13,0
25	über mittlerer Netzleistung	kWh	18,0	12,4	4,7
26	Spezifischer Dampfverbrauch etwa	kg/ kWh	4,5	4,3	4,5
27	Geforderte Speicherdampfmenge	kg	81,0	53,3	21,2
	Wirkungsgrad:				
28	Nutzarbeit in gehobenem Fördergut	kWh	21,8	16,0	13,4
29	Wirkungsgrad der Förderung, bezogen auf das Netz	%	62,1	62,4	75,8

Zahlentafel 2

Zu II d 2: Bergwerkzentralen mit Dampf-Förderbetrieb

			Richtzahlen			
1	Anlage	—	L_S	L_H	C	G
2	Bild	—	10	11	12	13
	Förderdaten:					
3	Förderart	—	Trommel		Koepe	Skip/ Gefäß
4	Nutzlast	t	6,0	6,4	8,0	3,6
5	Teufe	m	521	353	1000	676
	Fahrdiagramm:					
6	Beschleunigung	m/s^2	—	—	0,86	1,0
7	Dauer der gleichmäßigen Beschleunigung	s	—	—	15,0	12,0
8	Gleichförmige Fördergeschwindigkeit beträgt	m/s	—	—	15,0	17,0
9	sie ist erreicht nach	s	—	—	26,0	26,0
10	und dauert	s	—	—	40,3	13,0
	Zeiten:					
11	Antriebszeit	s	44,0	44,0	67,0	40,5
12	Auslaufzeit	s	—	—	18,0	18,0
13	Förderzeit	s	—	—	85,0	58,5
14	Umsetzzeit (Förderpause)	s	—	—	47,0	14,0
15	Gesamtzeit des Förderspiels	s	90,0	90,0	132,0	72,5
16	Zügezahl je Stunde	—	40,0	40,0	27,3	50,0
	Leistungen:					
17	Anstieg der Dampfleistung während der gleichmäßigen Beschleunigung, bezogen auf 1 s	$\frac{t}{h}/s$	1,58	2,14	2,65	0,71
18	Desgleichen, bezogen auf 1 min	$\frac{t}{h}/min$	95	128	159	42,6
19	Größte Dampfleistung	t/h	30,2	30,0	29,2	9,0
20	Dampfleistung während der gleichmäßigen Förderung	t/h	—	—	18,0	6,0
21	Mittlere Dampfleistung, bezogen auf Reihe 15 (Entspricht der Feuerleistung)	t/h	8,44	6,16	9,74	3,58
22	Größte Überschreitung der mittleren Dampfleistung	t/h	21,76	23,84	19,46	5,42
	Arbeitsdampfmengen:					
23	Förderdampfmenge	kg	211,0	154,0	357,0	72,0
24	Davon: unter Feuerleistung	kg	96,0	66,0	178,0	38,8
25	über Feuerleistung (Speicherdampf)	kg	115,0	88,0	179,0	33,2
	Wirkungsgrad:					
26	Frischdampfzustand vor der Antriebsmaschine: Druck	ata	11,0	11,7	12,0	11,0
	Temp.	°C	(183)	306	310	310
28	Gegendruck	ata	0,20	1,30	1,30	1,35
29	Adiabatisches Wärmegefälle	kcal/kg	147,0	107,6	109,0	104,5
30	Arbeitsaufwand, bezogen auf die Adiabate	mt	13240	7080	16620	3210
31	Nutzarbeit in gehobenem Fördergut	mt	3125	2260	8000	2430
32	Wirkungsgrad der Förderung bezogen auf die Adiabate	%	23,6	31,9	48,1	75,6

Zahlentafel 3

Zu Abschnitt C: Die Speicherfähigkeit neuzeitlicher Kesselanlagen

Reihe 1	Art des Kraftwerkes Kessel-Nr.	Zeichen	Maß	Grundlast 1	2	3	4	5	Spitze 6	Industrie 7	8	9	Bahn 10	11	Ba	Bergwerkzentrale 12	13	14	15	Fl	Reihe 1
	Anlage-Daten:																				
2	Höchste Dauerleistung	$D_{max.}$	t/h	200,0	125,0	90,0	90,0	90,0	25,0	26,0	10,0	80,0	37,5	37,5	37,5	37,5	22,5	60,0	50,0	2,5	2
3	Genehmigungsdruck	$p_{Gen.}$	atü	125	80	80	80	80	36	41	80	152	16	40	21	16	40	64	80	14	3
4	Heißdampftemperatur	t_{Ue}	°C	500	500	510	510	510	440	475	470	475	400	435	400	350	475	485	500	340	4
5	Bauart des Kessels	—	—	Strahlung	Steilrohr-Strahlung	Steilrohr-Strahlung	Steilrohr-Strahlung	Zwang-umlauf	Schlangenrohr	Zwang-umlauf	Zwang-umlauf	Steilrohr-Strahlung	3-Trommel-Steilrohr	3-Trommel-Steilrohr	Teil-kammer	Teilkammer-Zweizug	Teilkammer-Dreizug	Steilrohr-Strahlung	Teilkammer-Einzug	Flammrohr	5
6	der Feuerung	—	—	Krämer-Mühle	HS-Mühle	HS-Mühle	Krämer-Mühle	Krämer-Mühle	UZ-Rost	Krämer-Mühle	UZ-Rost	Krämer-Mühle	Krämer-Mühle	Krämer-Mühle	UZ-Rost	Krämer-Mühle	UZ-Rost	UZ-Rost mit Staubzusatz	Krämer-Mühle	—	6
7	ähnlich Bild	—	—	—	—	27	(27)	—	28	—	—	29	(30)	(30)	—	—	—	(27)	31	—	7
8	Baujahr	—	—	1940	1938	1938	1936	1936	1936	1938	1938	1938	1936	1937	1927	1935	1937	1940	1935	—	8
	Baumaße:																				
9	Kessel-Heizfläche	H	m²	1244	927	526	468	370	236	215	74	382,3	500	400	624	574	300	350	355	100	9
10	Strahlungs-Heizfläche	—	%	100	85,8	70,1	73,1	69,5	67,0	70,3	53,3	79,1	35,0	44,0	0,0	31,9	24,7	62,6	62,0	0	10
11	Berührungs-Heizfläche	—	%	0	14,2	29,9	26,9	30,5	33,0	29,7	46,7	20,9	65,0	56,0	100,0	68,1	75,3	37,4	38,0	100	11
12	Spez. Heizflächenbelastung	—	kg/m²h	160,7	135,0	171,0	192,3	243,0	106,0	121,0	135,0	209,0	75,0	93,7	60,1	65,3	75,0	171,5	141,0	25	12
13	Siederohr-Durchmesser	d_a/d_i	mm	70/60	83/74,5	83/74	70/62	32/25	51/44,5	32/26	32/24,5	70/60	83/76,5	83/75,5	100/92	102/94	102/93	83/73	83/74,5	—	13
14	Trommel-Durchmesser	D_i	mm	1580	1550	1384	1384	1384	1524	1232	1000	1400	1446	1686	3 × 1500	1800	1516	1370	1500	2100	14
	Idealer Speicherbetrieb:																				
15	Wasserinhalt der Trommeln	—	m³	6,84	8,10	6,33	7,00	6,33	4,55	3,46	1,33	7,30	9,91	12,35	21,2	10,40	6,50	5,60	8,00	17,30	15
16	„ , Sonstiger	—	m³	29,10	24,09	13,87	10,28	6,58	3,61	2,97	0,82	8,55	11,80	9,48	15,0	16,91	8,74	9,02	9,63	—	16
17	„ , Gesamt	—	m³	35,94	32,19	20,20	17,28	12,91	8,16	6,43	2,15	15,85	21,71	21,83	36,2	27,31	15,24	14,62	17,63	17,30	17
18	Speicherfähigkeit bei 3% Druckabfall	$G_{Sp;\,3\%}$	kg/3%	456,5	256,6	164,5	153,0	109,5	42,4	36,2	18,8	245,0	81,4	119,0	145,4	101,5	84,8	114,4	145,2	58,8	18
19	Speicherfähigkeit bei 5% Druckabfall	$G_{Sp;\,5\%}$	kg/5%	761,0	427,0	274,0	255,0	182,6	70,8	60,3	31,4	408,0	136,0	198,0	242,0	169,2	141,4	190,7	241,5	98,0	19
	Größte Speicherfähigkeit bei höchster Dauerleistung der Kesselanlage und 3% Druckabfall																				
20	Dampfmenge	$G_{Sp;\,3\%}$	kg/3%	405,8	229,9	155,5	136,5	100,2	40,0	29,8	16,9	241,0	60,8	110	122,7	79,4	82,6	113,6	138,3	58,8	20
21	Desgleichen bezogen auf Reihe 18	—	%	88,9	89,6	94,5	89,2	91,5	94,3	82,3	89,9	98,5	74,6	92,4	84,4	78,3	97,4	99,2	95,2	100,0	21
22	Unterschied gegenüber Reihe 18	—	kg	— 50,7	— 26,7	— 9,0	— 16,5	— 9,3	— 2,4	— 6,4	— 1,9	— 4,0	— 20,6	— 9,0	— 22,7	— 22,1	— 2,2	— 0,8	— 6,9	0,0	22
	5% Druckabfall																				
23	Dampfmenge	$G_{Sp;\,5\%}$	kg/5%	691,7	392,5	263,8	233,4	169,6	67,3	52,1	28,5	404,7	112,6	190,0	205,6	136,3	138,6	192,6	233,3	98,0	23
24	Desgleichen bezogen auf Reihe 19	—	%	90,9	91,9	96,3	91,5	92,8	95,1	86,3	90,7	99,2	82,7	96,0	84,9	80,6	97,9	101,0	96,6	100,0	24
25	Unterschied gegenüber Reihe 19	—	kg	— 69,3	— 34,5	— 10,2	— 21,6	— 13,0	— 3,5	— 8,2	— 2,9	— 3,3	— 23,4	— 8,0	— 36,4	— 32,9	— 2,8	+ 1,9	— 8,2	0,0	25
	Beitrag der Kesselteile zur Speicher-Dampferzeugung statische Höhen (Siedeverzug) vernachlässigt:																				
26	Strahlungs-Heizfläche	—	%	45,0	40,5	30,8	25,2	26,3	21,5	24,5	14,5	23,0	13,7	11,9	0,0	18,4	11,1	23,3	20,0	—	26
27	Berührungs-Heizfläche	—	%	0,0	5,9	9,8	8,4	4,1	6,3	1,6	3,7	5,6	21,2	14,6	23,0	22,4	22,0	10,5	11,5	85,3	27
28	Heizfläche	—	%	45,0	46,4	40,6	33,6	30,4	27,8	26,1	18,2	28,6	34,9	26,5	23,0	40,8	33,1	33,8	31,5	—	28
29	Überströmung	—	%	—	1,6	2,5	2,6	—	2,6	1,3	0,0	3,3	4,3	3,1	0,0	3,4	7,7	4,2	4,6	—	29
30	Trommeln	—	%	12,2	21,0	25,5	28,2	34,1	42,9	42,0	42,9	27,4	41,3	44,5	55,8	35,0	31,2	27,0	31,5	85,3	30
31	Stahl	—	%	42,8	31,0	31,4	35,6	35,5	26,7	30,6	38,9	40,7	19,5	25,9	21,2	20,8	28,0	35,0	32,4	14,7	31
32	Summe	—	%	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	32
	Vergleiche																				
33	nach Münzinger Gesamter Wasserinhalt im idealen Speicherbetrieb (Reihe 17), bezogen auf die höchste Dauerleistung der Kesselanlage (Reihe 2)	—	m³/t/h	0,180	0,258	0,224	0,192	0,144	0,327	0,247	0,215	0,198	0,579	0,582	0,965	0,728	0,677	0,244	0,353	6,920	33
34	in Anlehnung an Wünsch Speicherzeit bezogen auf Reihe 18	$z_{Sp(\Delta p=3\%)}$	s	8,22	7,39	6,58	6,12	4,38	6,11	5,02	6,79	11,00	7,81	11,40	13,97	9,74	13,56	6,87	10,45	84,60	34
	Größte relative Speicherfähigkeit																				
35	Speicherfähigkeit nach Reihe 20, bezogen auf die höchste Dauerleistung der Kesselanlage (Reihe 2) und 1% Druckabfall	g_{Sp}	kg/t/h · %	0,677	0,613	0,576	0,505	0,371	0,533	0,382	0,564	1,004	0,540	0,978	1,091	0,705	1,225	0,630	0,922	7,840	35
36	Wasserinhalt nach Reihe 16, bezogen auf den geometrischen Rohrinhalt der Kesselheizfläche	a	—	1,82	1,55	1,60	1,60	3,64	1,58	2,49	2,35	1,74	1,34	1,38	1,14	1,36	1,38	1,6	1,62	1,00	36

BG Politechniki Śląskiej
nr inw.: 102 - 132608
Dyr.1 132608