Die Gesamtplanung von Dampfkraftwerken

Von

Dr.-Ing. L. Musil

ALLGEMEINE ELEKTRICITÄTS-GESELLSCHAFT
BÜRO GLEIWITZ
BIBLIOTEKA
Katedry Elektrowni
L. Inw. /E7
S.87
1990-02-0 1

Die Gesamtplanung von Dampfkraftwerken

Von

Dr.-Ing. habil. **L. Musil**
Direktor der Elektrowerke A.-G., Berlin

Mit 191 Abbildungen im Text
und auf 2 Tafeln

Berlin
Springer-Verlag
1942

B.a
1.4

POLITECHNIKA ŚLĄSKA
BIBLIOTEKA GŁÓWNA
w Gliwicach

132009

Alle Rechte, insbesondere das der Übersetzung
in fremde Sprachen, vorbehalten
Copyright 1942 by Springer-Verlag OHG. in Berlin.
Printed in Germany.

D257/19

ALLGEMEINE ELEKTRICITÄTS-GESELLSCHAFT
BÜRO GLEIWITZ

Vorwort.

Rund zwei Jahrzehnte sind seit der Herausgabe des für den damaligen Stand richtungweisenden Buches von Klingenberg, „Der Bau großer Elektrizitätswerke", verstrichen. Es bildete den Ausgangspunkt einer Entwicklung des Dampfkraftwerksbaues, die im steilen Aufstieg zu einer immer größeren technischen und wirtschaftlichen Vervollkommnung führte, die aber auch durch die Ausgestaltung der Elektrizitätsversorgung vom örtlichen isoliert arbeitenden Werk zum Großverbundbetrieb vorangetrieben und beeinflußt wurde. Die gesteigerten Ansprüche von der Bedarfsseite her (Ausbau des Energieverbrauches, Sicherstellung der Versorgung, Senkung der Gestehungskosten), Einflüsse allgemein wirtschaftlicher Art (Brennstoffwirtschaft, Standort, Stromabnahme usw.) einerseits, die technischen Möglichkeiten, die in der Verbesserung des Wärmeprozesses lagen (Steigerung von Dampfdruck und Temperatur, Speisewasservorwärmung usw.) andererseits, bedingten nicht nur eine Wandlung der Grundlagen des Kraftwerksbaues, sondern auch eine Ausweitung der bei der Auslegung eines Dampfkraftwerkes zu berücksichtigenden Gesichtspunkte. Hand in Hand damit ging eine verfeinerte technische Durchbildung des einzelnen Bauelementes, das jedes für sich ein Spezialwissensgebiet wurde. Sollte heute ein Buch über den Kraftwerksbau geschrieben werden, das den gegenwärtigen Stand mit derselben Gründlichkeit darstellt, wie Klingenberg den seinerzeitigen, so wäre wahrscheinlich ein vielbändiges Werk notwendig, dessen Abfassung durch einen Einzelnen als ein kaum zu bewältigendes Unterfangen anzusehen sein dürfte. Wir finden daher in der Literatur heute eine Reihe guter Bücher und Veröffentlichungen verschiedener Verfasser über Einzelgebiete, die in ihrer Gesamtheit einen großen Teil der Wissenszweige des Dampfkraftwerksbaues erfassen und als eine aufgelöste Form eines solchen übergeordneten zusammenhängenden Werkes angesehen werden können. Es fehlt jedoch im Schrifttum eine geschlossene Darstellung der Gesichtspunkte, die für die Gesamtplanung des Dampfkraftwerkes, also dessen grundsätzliche Auslegung und die Abstimmung der einzelnen Anlageteile aufeinander, maßgebend sind, die sinngemäß den ersten allgemeinen Abschnitten des Buches von Klingenberg entsprechen und gewissermaßen den Rahmen zu den verschiedenen Einzelarbeiten über die Spezialgebiete bilden.

Die Gesamtplanung hat zunächst die Punkte zu berücksichtigen, die von der Absatz- und Verteilungsseite, also von außen her, die Auslegung des Werkes beeinflussen; sie sind die Grundlage für die Gestaltung des Wärmekreislaufes und die Schaltung des Werkes. Letztere wirkt sich wieder auf die bauliche Anordnung aus. Man kann also die unter die Gesamtplanung eines Dampfkraftwerkes fallenden Fragen im wesentlichen wie folgt kennzeichnen:

1. Äußere Auslegung: Festlegung der Einsatzweise des Werkes, Wahl der Ausbaugröße und des Standortes.

2. Innere Auslegung: Wahl des Dampfzustandes und der Vorwärmeverhältnisse, Festlegung der Schaltung des Werkes, Wahl der Kessel- und Maschinenzahl.

3. Bauliche Anordnung: Grund- und Querschnittsgestaltung, architektonische Durchbildung, Gesamtanordnung.

Man erkennt daraus, daß die Gesamtplanung allein ein ziemlich umfangreiches Gebiet darstellt, das von dem Entwurfsbearbeiter vielseitige Kenntnisse nicht nur als Kraftwerksbauer, sondern heute auch hinsichtlich der äußeren Auslegung auf energiewirtschaftlichem Gebiete verlangt.

Aus der laufenden beruflichen Beschäftigung mit diesen Fragen bei einem der größten Stromversorgungsunternehmen entstand die Anregung, eine zusammenfassende Darstellung der die Gesamtplanung bestimmenden Gesichtspunkte zu versuchen. Als Baustein dienten mir u. a. meine Vorlesungen, die ich an der TH. Berlin über Entwurf und Bau von elektrischen Kraftwerken hielt, eigene Arbeiten über Einzelfragen sowie reichhaltiges Material, das aus den verschiedensten Planungsarbeiten zur Verfügung stand. Bei der Gliederung des Buches hielt ich mich an die oben gekennzeichnete Einteilung und war bemüht, in der Reihenfolge der Abschnitte dem Gang der Planung zu folgen. Vorangestellt wurde eine kurze Erörterung über die theoretischen und wirtschaftlichen Grundlagen.

Die Arbeit soll weder ein Lehrbuch sein, noch eine Anweisung darstellen, wie man Kraftwerke baut. Ich sah es als Aufgabe an, einen Überblick über die Zusammenhänge zwischen den Auslegungsgrößen, die beeinflussenden Faktoren und die verschiedenen Gesichtspunkte zu geben, die bei der Auslegung eine Rolle spielen. In diesem Sinne übergebe ich meine Arbeit der Fachwelt. Ich bin mir dabei bewußt, daß sie in mancherlei Punkten erweiterungs- und ergänzungsfähig ist und bin daher Fachgenossen für entsprechende Anregungen dankbar, die bei einer eventuellen Neuauflage berücksichtigt werden könnten.

Bei der Bearbeitung habe ich die volle Unterstützung meiner Firma, der anderen größeren Stromlieferungsunternehmen und einer Reihe von

Fachkollegen gefunden, denen ich hiermit meinen herzlichsten Dank aussprechen möchte. Zu großem Dank bin ich ferner den Firmen SSW. und BBC. verpflichtet, die mir trotz der heute vorliegenden Arbeitsüberhäufung wertvolles Material zur Verfügung stellten und mir nach besten Kräften behilflich waren. Mein Dank gebührt noch dem Springer-Verlag für die gute Ausstattung des Buches und das verständnisvolle Eingehen auf meine Wünsche.

Berlin, im April 1941.

L. Musil.

Anmerkung: Die eingeklammerten Zahlen im Text (1) beziehen sich auf das am Schluß des Buches angeführte Schrifttum.

Inhaltsverzeichnis.

Seite

I. Wirtschaftliche und theoretische Grundlagen 1

1. Die Erzeugungskosten der elektrischen Energie 1
2. Die Bestimmung des mittleren spezifischen Wärmeverbrauches . 3
3. Einfluß der spezifischen Anlagekosten und des mittleren spezifischen Wärmeverbrauches auf die Erzeugungskosten 14

II. Die äußere Auslegung des Kraftwerkes 21

4. Erwägungen über die Einsatzweise des Kraftwerkes und Ermittlung der zu erwartenden Benutzungsdauer der Kraftwerkshöchstbelastung 21
5. Grundsätzliche Gesichtspunkte für die Wahl der Ausbauleistung . . 28
6. Stufenweiser Ausbau oder Vollausbau 41
7. Die Wahl des Standortes 45
8. Gesichtspunkte für die Reserve- und Bereitschaftshaltung 53

III. Die innere Auslegung des Kraftwerkes 64

9. Allgemeines 64
10. Die Auslegung der Speisewasservorwärmung 68
11. Die Berechnung des Wärmekreislaufes 81
12. Gesichtspunkte für die Wahl des Dampfzustandes 86
13. Die Schaltung der Betriebsgruppen 109
14. Gesichtspunkte für die Wahl der Kessel- und Maschinenzahl . . . 123
15. Die Eigenversorgung des Kraftwerkes 130

IV. Die bauliche Gestaltung des Kraftwerkes 156

16. Der Energiefluß durch das Kraftwerk und seine Auswirkung auf die Gesamtanordnung 156
17. Gesichtspunkte für die Unterbringung der Einrichtungen zur Überwachung und Steuerung des Energieflusses 159
18. Grundriß- und Querschnittsgestaltung des Krafthauses 169
19. Ausgeführte Krafthausentwürfe 187
20. Die elektrische Schaltanlage im Rahmen der Gesamtplanung . . . 194
21. Die Gesamtanordnung der Kraftwerksanlage 207
22. Die architektonische Gestaltung des Kraftwerkes 212

V. Kraftwerke für Sonderzwecke 224

23. Die Auslegung von Vorschaltanlagen 224
24. Die bauliche Gestaltung von Vorschaltanlagen 236
25. Die Auslegung von Spitzen-, Ergänzungs- und Bereitschaftskraftwerken 240
26. Die bauliche Gestaltung von Spitzen-, Ergänzungs- und Reservewerken 248
27. Gesichtspunkte für die Auslegung von Heizkraftwerken 252
28. Die bauliche Gestaltung von Heizkraftwerken 267

Schrifttum 270

I. Wirtschaftliche und theoretische Grundlagen.

1. Die Erzeugungskosten der elektrischen Energie.

Bei der Planung eines Dampfkraftwerkes muß als Leitgedanke gelten, dieses so auszulegen und zu entwerfen, daß sich die Gestehungskosten der erzeugten elektrischen Energie bei den gegebenen, örtlich bedingten Verhältnissen und unter Berücksichtigung aller Maßnahmen zur Gewährleistung einer gesicherten Lieferung dem als Grenzfall erreichbaren Mindestwert möglichst weitgehend annähern. Der planende Ingenieur muß sich daher über alle Faktoren, deren Veränderung die Gestehungskosten der vom Kraftwerk abgegebenen Energie beeinflussen, im klaren sein und sich über die Zusammenhänge zwischen den einzelnen Faktoren untereinander ein Bild machen können. Aus diesem Grunde erscheint es angebracht, eine Zergliederung der Gestehungskosten und eine Betrachtung über die Auswirkung der verschiedenen Kostenelemente auf diese an die Spitze zu stellen.

Die Gestehungskosten gliedern sich in zwei Gruppen, und zwar die leistungs- und arbeitsabhängigen Kosten. Die leistungsabhängigen Kosten setzen sich aus folgenden Posten zusammen:

Verzinsung des Anlagekapitals Abschreibung und Tilgung des Anlagekapitals Steuern Versicherungen	kapitalabhängige Kosten.
Allgemeine Unkosten (Verwaltung, Koloniezuschüsse usw.) Leistungsabhängiger Kostenanteil für Bedienung und Unterhalt	betriebsbedingte Kosten.

Die arbeitsabhängigen Kosten bestehen aus:

Brennstoffkosten,
Arbeitsabhängiger Kostenanteil für Bedienung und Unterhalt.

Für die Wirtschaftlichkeit des Werkes sind die Gestehungskosten, bezogen auf die abgegebene Energie maßgebend, und zwar gemessen an den Abspannklemmen der abgehenden Leitungen. Für die Aufstellung der Kostenformel seien zunächst folgende Bezeichnungen eingeführt:

N_i = installierte Leistung [kW],
N_{max} = zulässige Höchstbelastung [kW],
$r = N_i/N_{max}$ = Reservefaktor,
ε = verhältnismäßiger Anteil des elektrischen Eigenbedarfes zur Zeit der Höchstleistung,
$\frac{N_{max}}{1+\varepsilon} = \frac{N_i}{r(1+\varepsilon)}$ = abgebbare Höchstleistung [kW],
t = Jahresbenutzungsdauer [h],
$E = \frac{N_i \cdot t}{r(1+\varepsilon)}$ Jahresenergieabgabe [kWh].

Bezeichnet man noch mit

a die spezifischen Anlagekosten des Kraftwerkes bezogen auf die installierte Leistung [RM./kW],

$\alpha \cdot a$ die kapitalabhängigen Jahreskosten bezogen auf die installierte Leistung [RM./kW/Jahr], wobei α der sogenannte Jahresfaktor ist, so ergeben sich die kapitalabhängigen Kosten je kWh zu

$$\frac{100 \cdot \alpha \cdot a \cdot N_i}{E} = \frac{100 \cdot \alpha \cdot a \cdot N_i \cdot r\,(1+\varepsilon)}{N_i \cdot t} = \frac{100 \cdot \alpha \cdot a \cdot r\,(1+\varepsilon)}{t} \text{ [Rpf./kWh]}.$$

Für die betriebsbedingten leistungsabhängigen Kosten kann man folgenden Ausdruck anschreiben:

$$\frac{100 \cdot c_b \cdot N_i}{E} = \frac{100 \cdot c_b \cdot r\,(1+\varepsilon)}{t} \text{ [Rpf./kWh]},$$

wenn c_b [RM./kW/Jahr] die betriebsbedingten leistungsabhängigen Jahreskosten, bezogen auf 1 kW installierte Leistung bedeuten.

Unter den arbeitsabhängigen Kosten stehen die Brennstoffkosten an erster Stelle. Bezeichnet man mit

w = spezifischer Wärmeverbrauch im Jahresmittel, bezogen auf die abgegebene kWh [kcal/kWh],
p_w = den Wärmepreis frei Kraftwerk [RM./10^6 kcal],

so kann für den Brennstoffkostenanteil am Gestehungspreis angeschrieben werden

$$w \cdot p_w \cdot 10^{-4} \text{ [Rpf./kWh]}.$$

Der arbeitsabhängige Anteil der Bedienungs- und Unterhaltskosten sei mit b [Rpf./kWh] eingesetzt.

Mit den für die einzelnen Kostenglieder angegebenen Ausdrücken erhält man für die gesamten Gestehungskosten je abgegebene kWh folgenden Ausdruck:

$$k = \frac{100 \cdot (\alpha \cdot a + c_b) \cdot r\,(1+\varepsilon)}{t} + w \cdot p_w \cdot 10^{-4} + b \text{ [Rpf./kWh]} \qquad 1)$$

Welchen Einfluß die einzelnen Kostenglieder auf die gesamten Gestehungskosten ausüben, zeigt Abb. 1, in der die Kosten für ein für Grundlastbetrieb ausgelegtes Braunkohlenkraftwerk bei verschiedenen

Benutzungsdauern aufgetragen sind. Man erkennt, daß die kapitalabhängigen und die Brennstoffkosten den Hauptanteil ausmachen. Erstere steigen mit abnehmender Benutzungsdauer rasch an und überwiegen bei kleinen Benutzungsdauern die anderen Kostenglieder um ein Mehrfaches. Es kommt daher, wie später noch näher erörtert wird, bei kleinen Benutzungsdauern darauf an, die kapitalabhängigen Kosten, d. h. also die Anlagekosten a möglichst niedrig zu halten. Ihnen gegenüber treten die anderen Kostenglieder, auch die Brennstoffkosten, zurück. Bei hohen Benutzungsdauern dagegen erreichen bei Verfeuerung von Braunkohle die Brennstoffkosten etwa dieselbe Größenordnung wie die kapitalabhängigen. Bei Verwendung von Steinkohle überwiegen sie im allgemeinen die letzteren. Bei der Auslegung eines ausgesprochenen Grundlastwerkes muß daher auf eine Niedrighaltung des Brennstoffverbrauches durch Erreichung eines möglichst hohen Wirkungsgrades gesehen werden.

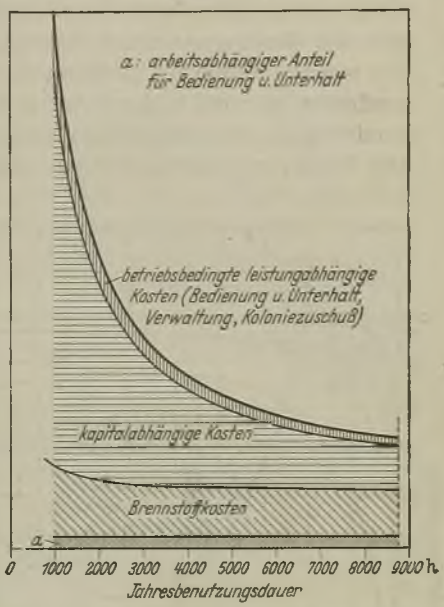


Abb. 1. Abhängigkeit der Gestehungskosten je abgegebene kWh von der Benutzungsdauer bei einem für Grundlastbetrieb ausgelegten Dampfkraftwerk.

2. Die Bestimmung des mittleren spezifischen Wärmeverbrauches.

Nach dem oben Gesagten ist im Rahmen der Entwurfsarbeiten die Bestimmung des zu erwartenden mittleren spezifischen Wärmeverbrauches w [kcal/kWh] wichtig, um die zweckentsprechende Auslegung der Kraftwerksteile überprüfen zu können. Die technischen Fortschritte im Kesselbau führten neben einer erhöhten Ausnutzung der Brennstoffwärme zu einer erheblichen Steigerung der Einheitsleistung. Während früher einer Turbine 4 und mehr Kessel zugeordnet werden mußten, liegen heute die erreichbaren Kesselleistungen in derselben Größenordnung wie die praktisch in Frage kommenden Turbinenleistungen. So sind in Deutschland zur Zeit Kessel für eine Leistung von 220 t/h im Bau, die einer Kondensationsleistung von rd. 50 MW entsprechen. In den USA. ist z. B. im Kraftwerk Port Washington einer 80 MW-Turbine

ein Kessel zu 320 t/h zugeordnet (1). Diese Entwicklung der Kesselleistungen hat immer mehr dazu geführt, baulich einem Maschinensatz einen oder höchstens zwei Kessel zuzuordnen, wobei man den Maschinensatz mit den zugeordneten Kesseln, dem Umspanner (falls er, wie in den meisten Fällen bei größeren Kraftwerken direkt auf den Generator geschaltet ist) und den zu diesen Betriebseinheiten gehörenden Hilfsbetrieben als eine zusammengehörige Betriebsgruppe auffassen kann. Das Kraftwerk setzt sich dann aus einer entsprechenden Anzahl von solchen in sich geschlossenen Betriebsgruppen zusammen, zu denen noch die den Gruppen nicht direkt zugeordneten Hilfsbetriebe hinzukommen.

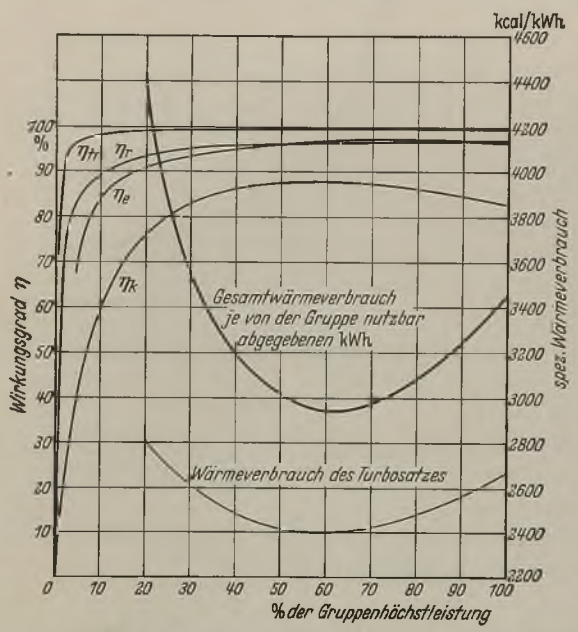


Abb. 2. Wirkungsgrade und Wärmeverbrauch einer 50-MW-Gruppe eines Kraftwerkes (1 Kessel, 1 Umspanner je Turbosatz). Dampfzustand 105 at, 485° an Turbine, Frischwasserkühlung, mit Zwischenüberhitzung.

η_k = Kesselwirkungsgrad

η_r = Wirkungsgrad der Wärmefortleitung

η_{tr} = Umspannerwirkungsgrad

$$\eta_e = \frac{\text{Erzeugte Leistung} - \text{Gruppeneigenbedarf}}{\text{Erzeugte Leistung}}$$

Geht man von dieser heute angebrachten Anschauung über den Aufbau eines Dampfkraftwerkes aus, so ergibt sich auch für die analytische Ermittlung des spezifischen Wärmeverbrauches w [kcal/kWh] eine rechnerisch klare Aufgliederung. Wie dieser Wert w ermittelt wird, sei an einem Beispiel erläutert. In der Abb. 2 sind beispielsweise der Wärmeverbrauch des Turbosatzes und die Wirkungsgrade der übrigen Teile einer 50-MW-Betriebsgruppe eines Höchstdruck-Dampfkraftwerkes, in Abhängigkeit von der jeweiligen Belastung der Gruppe, aufgetragen. Einer Turbine ist hier ein Kessel und auch ein direkt auf den Generator geschalteter Umspanner zugeordnet. Würde die Gruppe im normalen Betrieb statt eines Kessels zwei Einheiten umfassen, so ist dies bei Auftragung der Kesselwirkungsgradkurve (η_k) und des Eigenbedarfsanteiles zu berücksichtigen. Man erhält in letzterem Falle eine resultierende Kesselwirkungsgradkurve mit einem Knickpunkt, der bei jener Belastung liegt, unterhalb der

unter Berücksichtigung der erforderlichen laufenden Reserve das Fahren mit einem Kessel je Gruppe wirtschaftlicher wird.

Der Wärmeverbrauch des Turbosatzes unter Berücksichtigung der Anzapfvorwärmung, der Umspannerwirkungsgrad η_{tr} und der Kesselwirkungsgrad η_k sind bei der Planung aus den Firmenangeboten zu entnehmen bzw. aus diesen zu errechnen, wobei für die Annahme des Verlaufes von η_k die Berücksichtigung von Meßergebnissen an ausgeführten, mit gleichem Brennstoff betriebenen Kesseln gleicher Bauweise als weiterer Anhalt zweckmäßig ist. Bei der Erfassung des Wirkungsgrades der Wärmefortleitung (η_r) ist man auf Erfahrungswerte von vorhandenen Anlagen und für seine Abhängigkeit von der Belastung auf eine theoretische Rechnung angewiesen, für die seinerzeit Tröger einen Weg angegeben hat (2). Auf die Zusammensetzung der Eigenbedarfsleistung wird im 15. Abschnitt noch näher eingegangen. Sie wird hier durch das Verhältnis

$$\frac{\text{erzeugte Gruppenleistung} - \text{Gruppeneigenbedarf}}{\text{erzeugte Gruppenleistung}} = \frac{1}{1+\varepsilon}$$

erfaßt, das einem Wirkungsgrad gleichkommt und daher mit η_e bezeichnet wird.

Der Gesamtwärmeverbrauch der Gruppe ergibt sich aus

$$\frac{\text{Wärmeverbrauch des Turbosatzes}}{\eta_k \cdot \eta_r \cdot \eta_e \cdot \eta_{tr}} \text{ [kcal/kWh]}.$$

Sein Bestwert liegt in diesem Beispiel mit 2940 kcal/kWh bei etwa 60 % der Gruppenhöchstleistung. Man nennt die Leistung, der der niedrigste Wärmeverbrauch entspricht, die wirtschaftlichste Leistung N_o [kW] oder Bestlast. Sie ist in Abb. 3 mit N_o eingetragen. Das Verhältnis

$$\frac{\text{wirtschaftliche Leistung } N_o}{\text{Gruppenhöchstleistung } N_h}$$

wollen wir als das Auslegungsverhältnis ν_o der Gruppe bezeichnen. Die anteilige, mit Rücksicht auf die Reservehaltung zulässige Höchst-

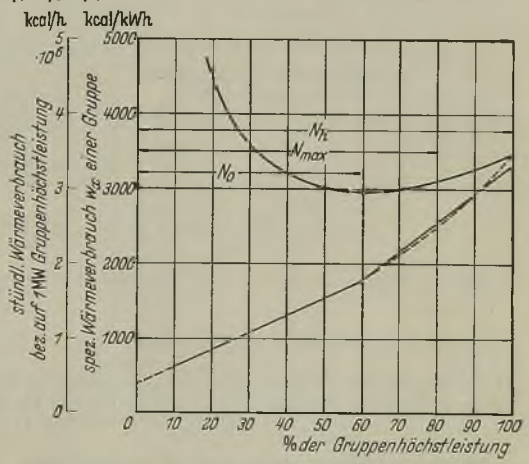


Abb. 3. Spez. Wärmeverbrauch je kWh und stündlicher Wärmeverbrauch auf 1 MW Höchstleistung einer Gruppe bezogen. Dampfzustand 105 at, 485° an Turbine.

N_t = 50 MW
N_h = installierte Gruppenleistung
N_{max} = höchste Belastung der Gruppe
N_o = wirtschaftlichste Belastung der Gruppe
N_o/N_{max} = wirtschaftliches Lastverhältnis ν
N_h/N_{max} = Bereitschaftsfaktor ϱ
$N_o/N_h = \nu/\varrho = \nu_o$ = Auslegungsverhältnis

belastung der Gruppe sei N_{max} [kW]; für das Verhältnis N_o/N_{max} führen wir die Bezeichnung wirtschaftliches Lastverhältnis ν ein. Da N_h/N_{max} bei gleicher Leistungsverteilung auf die Betriebsgruppen dem sogenannten Bereitschaftsfaktor ϱ des Werkes entspricht, so ist

$$\nu_o = \nu/\varrho\,.$$

Der Bereitschaftsfaktor $\varrho = N_h/N_{max}$ ist für den Wärmeverbrauch, der Reservefaktor $r = N_i/N_{max}$ für die kapitalabhängigen Kosten maß-

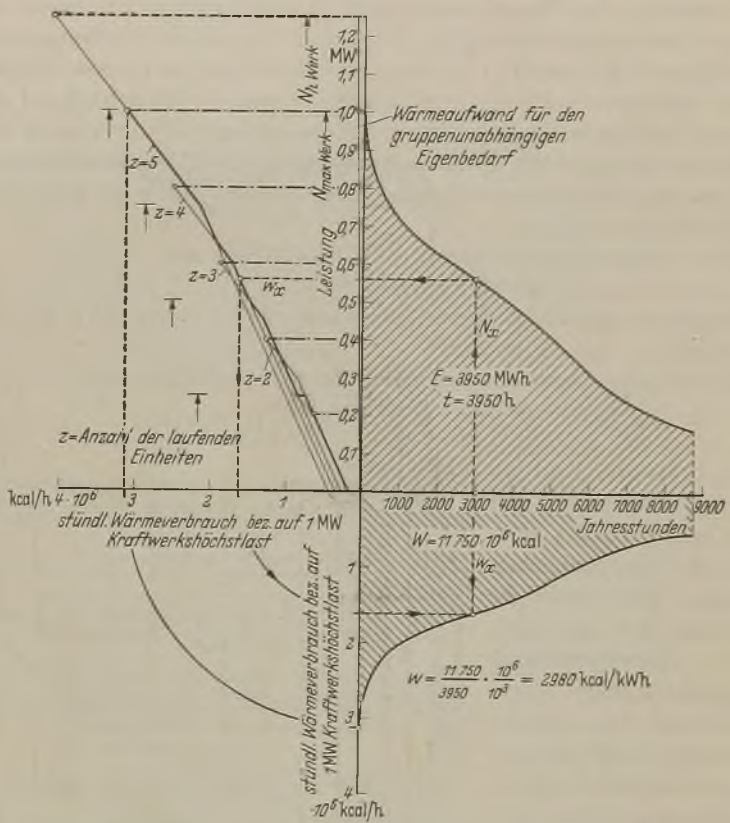


Abb. 4. Beispiel für die Ermittlung des mittleren spezifischen Wärmeverbrauches w für ein gegebenes Belastungsdiagramm (Benutzungsdauer $t = 3950$ h) und für eine gegebene Wärmeverbrauchslinie (Abb. 3) und Gruppenzahl ($z = 5$).

gebend. Ist kein weiterer Maschinensatz in ruhender Reserve, so stimmt der Bereitschaftsfaktor ϱ mit dem Reservefaktor r überein. Auf die Bedeutung der beiden Kenngrößen ν_o und ν wird weiter unten noch näher eingegangen.

Für die Ermittlung des mittleren spezifischen Wärmeverbrauches des Kraftwerkes rechnen wir zunächst den spezifischen Wärmeverbrauch je kWh der Gruppe bei den einzelnen Belastungen auf den

Wärmeverbrauch je Stunde, bezogen auf eine Gruppenhöchstlast von 1 MW, um. Wie das Schaubild Abb. 3 zeigt, verläuft unterhalb der Bestlast der stündliche Wärmeverbrauch praktisch genau nach einer Geraden; oberhalb der Bestlast kann er mit hinreichender Genauigkeit durch eine Gerade ersetzt werden.

Für das hier behandelte Beispiel wird der in Abb. 4 durch das geordnete Jahresdiagramm dargestellte Belastungsverlauf angenommen. (Kurve rechts oben.) Da dieses geordnete Diagramm meistens nur recht mühsam zu ermitteln ist, so leisten für Vorausberechnungen, die in Abb. 5 für verschiedene Benutzungsdauern aufgezeichneten geordneten Belastungsdiagramme gute Dienste, die der Verfasser aus einer großen Anzahl von Belastungslinien als Mittelkurven festgestellt hat (3). Sie können für Wirtschaftlichkeitsuntersuchungen über geplante Anlagen mit ausreichender Genauigkeit verwandt werden.

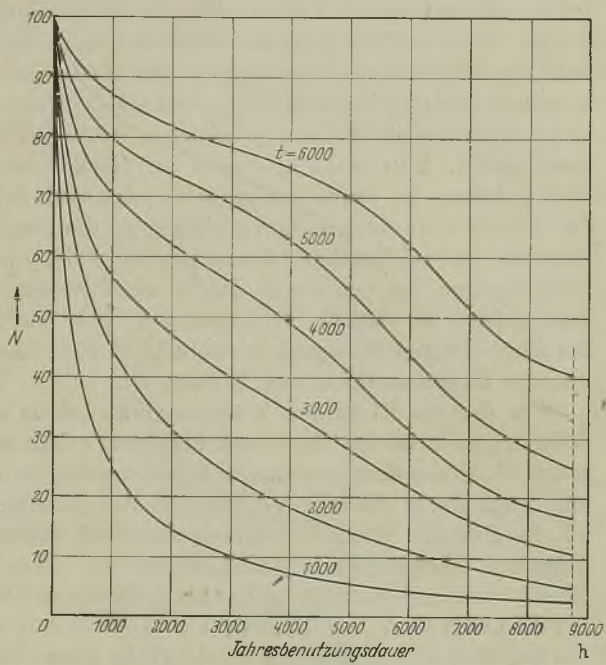


Abb. 5. Geordnete Jahresbelastungskurven.

Das geordnete Diagramm in Abb. 4 entspricht einer Jahresbenutzungsdauer von 3950 h und ist auf eine höchste Leistungsabgabe von 1 MW bezogen worden. Es ist z. B. geplant, das Werk mit 5 Gruppen (1 Kessel je Turbine) auszustatten. Der Betrieb ist so gedacht, daß normalerweise bei Höchstlast N_{max} alle 5 Gruppen fahren. Ihre Höchstleistung N_h wird aber so gewählt, daß bei Ausfall einer Gruppe die übrigen 4 imstande sind, die geforderte Höchstlast abzugeben. Der Bereitschaftsfaktor stellt sich somit auf

$$\varrho = 5/4 = 1{,}25\,.$$

Die Aggregate müssen also für eine Leistung N_h ausgelegt sein, die das 1,25fache der maximalen Leistungsabgabe N_{max} erreicht. Im oberen

linken Teil der Abb. 4 sind nun über der Leistung die Wärmeverbrauchslinien [kcal/h], auf 1 MW-Kraftwerks-Höchstbelastung bezogen, eingezeichnet. Zunächst wird der gruppenunabhängige Eigenbedarf berücksichtigt und darüber für die Fälle, daß je nach der Belastung 2, 3, 4 und 5 Gruppen in Betrieb sind, die Wärmeverbrauchslinie der Gruppen aufgetragen. Das Wärmeverbrauchsdiagramm für den Fall, daß alle 5 Gruppen in Betrieb sind, entspricht, auf 1 MW bezogen, dem Diagramm einer Gruppe. Für verringerte Gruppenanzahl erhält man die Linien durch verhältnisgleiche Verkleinerung. Die Wärmeverbrauchslinie des Kraftwerkes, die zugleich den theoretischen Einsatzplan der Gruppen wiedergibt, erhält man, wenn man von den sich überschneidenden Linien jeweils die den niedrigsten Wärmeverbrauch erbringenden herausgreift. Man muß dabei aber auf die Bereitschaftshaltung Rücksicht nehmen. Es wurde vorausgesetzt, daß auch bei geringer Belastung bei Ausfall einer Gruppe die verbleibenden die gesamte Belastung übernehmen können. Aus dieser Forderung heraus ist jeweils die Abschaltung einer Gruppe bei den durch Pfeile angedeuteten Belastung möglich. Man sieht z. B., daß der Übergang von Drei- auf Zweigruppenbetrieb bei einer höheren Belastung wirtschaftlich wäre, als dies mit Rücksicht auf die Bereitschaftshaltung zulässig ist.

Aus der resultierenden Wärmeverbrauchslinie des Kraftwerkes in Abhängigkeit von der Kraftwerksbelastung erhält man in der angedeuteten Weise aus dem geordneten Belastungsdiagramm Punkt für Punkt das geordnete Wärmeverbrauchsdiagramm. Die schraffierte Fläche gibt den jährlichen Wärmeverbrauch für die dem Belastungsdiagramm entsprechende Energiemenge an. Der mittlere spezifische Wärmeverbrauch beträgt nach Abb. 4 2980 kcal/kWh. Die wirtschaftlichste Leistung N_o des Kraftwerkes liegt bei 0,75 der höchsten Kraftwerksbelastung N_{max}. Das wirtschaftliche Lastverhältnis ν ist demnach 0,75, das Auslegungsverhältnis für die Betriebsmittel $\nu_o = \nu/\varrho = 0{,}75/1{,}25 = 0{,}6$. Bei der wirtschaftlichsten Leistung N_o beträgt der Wärmeverbrauch nach dem Diagramm $2{,}15 \cdot 10^6$ kcal/h. Der spezifische Wärmeverbrauch w_o bei dieser Leistung ergibt sich daraus zu

$$\frac{2{,}15 \cdot 10^6}{0{,}75 \cdot 10^3} = 2880 \text{ kcal/kWh}.$$

Wir setzen nun den mittleren spezifischen Wärmeverbrauch w zu dem bei Bestlast erreichbaren w_o in Beziehung und schreiben an

$$w = \delta \cdot w_o \text{ [kcal/kWh]}. \qquad 2)$$

δ wollen wir als Verlustfaktor bezeichnen. Im vorliegenden Beispiel ergibt sich δ zu

$$2980/2880 = 1{,}04.$$

Für einen anderen Belastungsverlauf, also auch andere Benutzungsdauer, ändert sich bei gleicher Wärmeverbrauchslinie der Wert δ. Er verschiebt sich aber auch, wenn man bei gleichem w_0 die Anzahl der Betriebsgruppen, oder auch das wirtschaftliche Lastverhältnis, ändert. Der Verlustfaktor δ ist demnach eine Funktion der Benutzungsdauer, der Gruppenzahl und des wirtschaftlichen Lastverhältnisses. Er ist dagegen von der absoluten Höhe des Wärmeverbrauches w_0 unabhängig, er wird nur durch den Verlauf der Wärmeverbrauchslinie beeinflußt.

Diese Eigenschaft des Verlustfaktors ermöglicht es aber, ihn auf einer etwas allgemeineren Grundlage zu ermitteln und diese Werte für

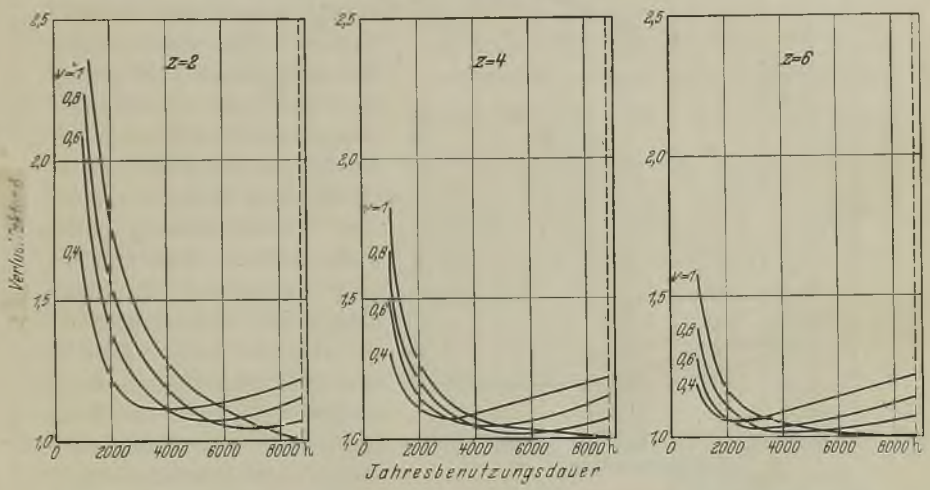


Abb. 6. Abhängigkeit des Verlustfaktors δ von der Anzahl z der Betriebsgruppen und vom wirtschaftlichen Lastverhältnis ν.

Vorausberechnungen mit genügender Genauigkeit zu verwenden. An Hand der geordneten Belastungsdiagramme (Abb. 5) wurden für einen aus einer großen Anzahl von Betriebszahlen herausgezogenen mittleren Verlauf der Wärmeverbrauchs- und Wirkungsgradlinien, in Abb. 6 die δ-Werte für verschiedene Benutzungsdauern, Gruppenzahlen und wirtschaftliche Lastverhältnisse aufgetragen.

Die Kurven sind auf drei Schaubilder je nach der angenommenen Gruppenzahl ($z = 2$, 4 und 6) aufgeteilt und in Abhängigkeit von der Benutzungsdauer gezeichnet worden. Hierbei wurde angenommen, daß ein Kessel je Maschinensatz zur Aufstellung gelangt. Aus diesen Kurven kann auch für die Kesselzuordnungszahl 2 der Verlustfaktor δ, ohne einen sich auswirkenden Fehler zu begehen, ermittelt werden, wenn man die δ-Werte sowohl für die Maschinenzahl z_m, als auch für die Kesselzahl z_k entsprechend den zugehörigen wirtschaftlichen Lastverhältnissen ν den Schaubildern entnimmt und das geometrische Mittel $\sqrt{\delta_k \cdot \delta_m}$

bildet. Als Parameter wurde noch die dritte Einflußgröße, das wirtschaftliche Lastverhältnis ν berücksichtigt, für das die Werte 0,4, 0,6, 0,8 und 1,0 zugrunde gelegt worden sind. Man erkennt aus den Schaubildern deutlich den Einfluß der Gruppenzahl auf die Größe des Verlustfaktors δ, besonders bei kleineren Benutzungsdauern. Mit zunehmender Gruppenzahl wird die Verbesserung des Verlustfaktors δ immer geringer, über 6 Gruppen wird eine erhebliche Verbesserung nicht mehr zu erwarten sein.

Die Kurven zeigen ferner den großen Einfluß des gewählten wirtschaftlichen Lastverhältnisses ν auf den Verlauf der δ-Kurven und seine Bedeutung für die Wirtschaftlichkeit des Kraftwerkes. Ist die Auslegungsbenutzungsdauer t [h] gegeben und eine bestimmte Gruppenzahl in Erwägung gezogen, so geben die Schaubilder einen Anhalt, in welcher Größenordnung das wirtschaftliche Lastverhältnis ν liegen soll, um den niedrigsten Verlustfaktor δ zu erhalten. In der Abb. 7 sind diese Diagramme weiter ausgewertet und aus den Kurven der Abb. 6 für jede Auslegungsbenutzungsdauer die günstigsten erreichbaren Verlustfaktoren, sowie die zugehörigen wirtschaftlichen Lastverhältnisse für die Gruppenzahlen 2, 4 und 6 eingetragen worden. Man kann aus diesen Diagrammen für jede Auslegungsbenutzungsdauer die zugehörigen Werte ν und δ ablesen, wobei es sich, wie vorhin gesagt, um Mittelwerte handelt, die, wie ihre Anwendung zeigte, von den von Fall zu Fall nachgerechneten genaueren Werten nur wenig abweichen. Sind für die Auslegungsbenutzungsdauer die Werte festgelegt, so kann aus Abb. 6 festgestellt werden, welchen Wärmeverbrauch dieses so ausgelegte Kraftwerk voraussichtlich aufweisen dürfte, wenn man es mit anderen Benutzungsdauern betreibt. Die Abb. 6 kann also auch als Unterlage für die ungefähre Aufzeichnung der Brennstoffkostenkennlinie eines geplanten Kraftwerkes verwendet werden.

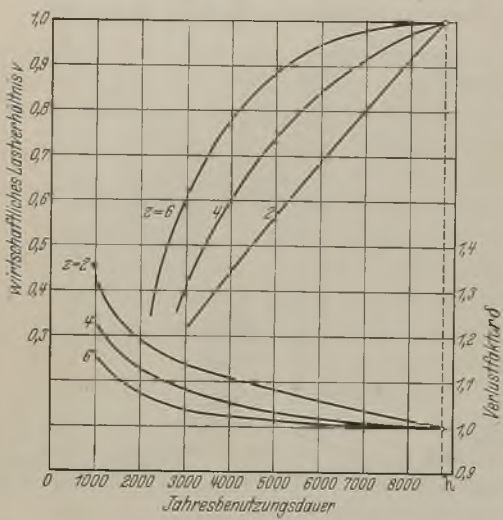


Abb. 7. Günstigste wirtschaftliche Lastverhältnisse ν in Abhängigkeit von der Anzahl z der Betriebsgruppen für verschiedene Benutzungsdauern und zugehörige Verlustfaktoren δ (Auswertung der Abb. 6).

Der nach Abb. 4 ermittelte Wärmeverbrauch und die δ-Kurven entsprechen nur insofern nicht ganz den praktisch zu erwartenden Zahlen, als die An- und Abstellverluste mittels der Wärmeverbrauchskurven

der Kessel und Turbinen nicht erfaßt werden können. Diese zusätzlichen Verluste werden sich in erster Linie bei kleineren Benutzungsdauern bemerkbar machen. Sie sind weitgehend von der Kessel- und Turbinenbauart abhängig und müßten jeweils durch einen sich aus der Erfahrung ergebenden kleinen Zuschlag berücksichtigt werden.

In der Abb. 2 ist die Wärmeverbrauchskurve einer 50-MW-Gruppe mit der Kesselzuordnungszahl 1 in Abhängigkeit von der Gruppenbelastung aufgezeichnet worden. Wie die Kurven zeigen, wurde dabei für Kessel- und Maschinensatz etwa das gleiche wirtschaftliche Lastverhältnis von $\nu = 0{,}6$ zugrunde gelegt. Man wird nun vielleicht die Frage stellen, wie sich ein ungleiches wirtschaftliches Lastverhältnis bei Kessel und Turbinen auf die Wärmeverbrauchskurven auswirkt. Die Abb. 8 gibt darüber Aufschluß. Es liegt diesem Diagramm die Annahme zugrunde, daß das wirtschaftliche Lastverhältnis für den Maschinensatz mit 0,6 beibehalten, dasjenige für den Kessel jedoch einmal auf 0,4, das andere Mal auf 0,8 verschoben wird. Der absolute Bestwert des Wirkungsgrades soll der gleiche sein, er wird immer verschiedenen Lasten zugeordnet, so daß sich lediglich der Verlauf der Kurve geändert hat. Die Abb. 8 zeigt nun den Wärmeverbrauch der Gruppe je abgegebene kWh für die drei Fälle $\nu_k = 0{,}4$, 0,6 und 0,8 bei gleichbleibendem $\nu_m = 0{,}6$ für den Maschinensatz. Unterstellt man, daß die wirtschaftlichste Auslegung im Hinblick auf die Form der Belastungskurve bei $\nu = 0{,}6$, dem Ausgangswert, liegen sollte, so ergibt sich aus einer Abweichung der ν_k-Werte, eine nicht unerhebliche Verschlechterung des Wärmeverbrauches. Aber auch wenn ein ν von 0,7 im Mittel zweckmäßig gewesen wäre, so wirkt sich ein Nichtzusammenfallen der Bestlasten von Kessel und Maschinen ungünstig aus, da man bei einem geforderten $\nu = 0{,}7$ die Möglichkeit gehabt hätte, durch entsprechende Auslegung von Kessel und Maschinen deren Bestlasten bei 70 % der Gruppenhöchstleistung einander zuzuordnen. Es ist aus dem Schaubild ohne weiteres klar, daß dann die Wärmeverbrauchskurve günstiger liegt als die für ver-

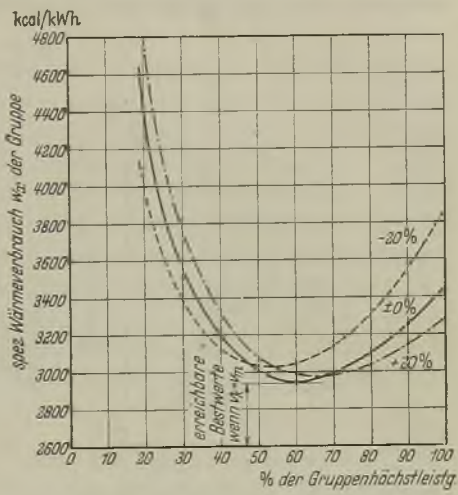


Abb. 8. Einfluß der Verschiebung der Kesselbestlast (ν_k) um ± 20 % der Gruppenhöchstleistung gegenüber der Maschinenbestlast $\nu_m = 0{,}6$ auf den spezifischen Wärmeverbrauch.

schiedene Lastverhältnisse ($\nu_m = 0{,}6$ und $\nu_k = 0{,}8$). Es kann daraus der Schluß gezogen werden, daß grundsätzlich — wenn ein Kessel einer Turbine zugeordnet ist — ein annähernd gleiches wirtschaftliches Lastverhältnis für Maschinen und Kessel angestrebt werden müßte, das mit dem aus Abb. 7 zu ermittelnden möglichst übereinstimmen sollte, ausgenommen von dem weiter unten für Turbinen geschilderten Fall. Sind zwei Kessel einem Maschinensatz zugeordnet, so bestimmt sich das wirtschaftliche Lastverhältnis der Kessel sinngemäß entsprechend der Kesselzahl.

Man hat es sowohl bei Kesseln als auch Turbinen in der Hand, durch entsprechende Auslegung das Verhältnis der Bestlast zur höchsten

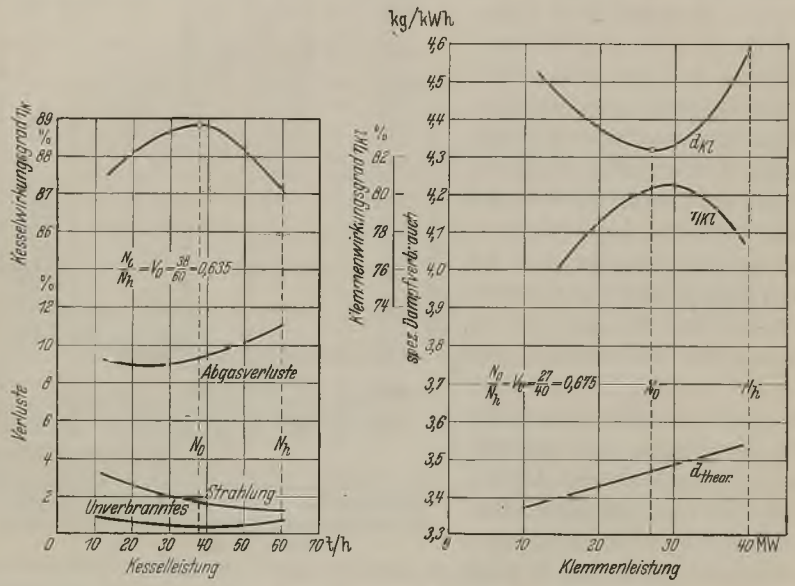


Abb. 9. Einfluß der Auslegung auf Wirkungsgradverlauf und Dampfverbrauch.

Leistung in ziemlich weiten Grenzen den Bedürfnissen anzupassen. Das linke Schaubild der Abb. 9 zeigt beispielsweise das Ergebnis einer Verlustmessung an einem 60-t/h-Kessel mit Mühlenfeuerung. Man sieht, daß sich die Krümmung der Wirkungsgradkurve aus der Überlagerung der verschiedenen Verluste ergibt. Durch entsprechende Auslegung der Feuerraumgröße (spezifische Feuerraumbelastung) und Wahl der Feuerungsart einerseits, der Heizflächengröße andererseits ist es möglich, die einzelnen Verlustkurven gegeneinander und damit den Scheitel der Wirkungsgradkurve in einem genügenden Bereiche zu verschieben. Grenzen sind durch die Eigenschaften des Brennstoffes und seiner Asche gesetzt. Dasselbe gilt auch für die Turbinen. Im rechten Schaubild der Abb. 9

sind der theoretisch aus dem adiabatischen Wärmegefälle sich ergebende Dampfverbrauch d_{theor}, der Klemmenwirkungsgrad η_{kl} und der tatsächliche Dampfverbrauch d_{kl} in Abhängigkeit von der Belastung aufgetragen. Der Verlauf der Linie des theoretischen Dampfverbrauches ergibt sich aus der Kondensatorgröße bzw. dem Kühlwasserverhältnis, der des Wirkungsgrades in erster Linie aus der Wahl der Auslegungsleistung, für die die günstigsten Strömungsverhältnisse in der Turbine zugrunde gelegt werden. Auch beim Maschinensatz läßt sich der Scheitel der Wirkungsgradkurve innerhalb weiter Grenzen den Bedürfnissen entsprechend festlegen, wobei auch das Überlastventil, das einige Turbinenstufen umgeht, für Mehrleistungen über die Auslegungslast hinaus Verwendung findet.

Es muß aber bei den Maschinensätzen folgendes beachtet werden. Ist die Höchstleistung des Maschinensatzes N_h gegeben, so wird mit abnehmendem ν die Auslegungsleistung immer kleiner. Besonders im Gebiet der höheren Dampfdrücke ist bei stärkerem Abnehmen der Auslegungsleistung damit zu rechnen, daß der Wärmeverbrauch w_0 bei Bestlast infolge der Verringerung des Auslegungsvolumens schlechter wird. Es sei dies an einem Beispiel erläutert. Für ein Kraftwerk mit 140 MW Ausbauleistung, dessen Benutzungsdauer im Mittel 5000 h betragen wird, sind 4 Betriebsgruppen in Aussicht genommen, die im Höchstfall so belastet werden sollen, daß bei Ausfall einer Gruppe die übrigen die volle Leistung abgeben können. Die Höchstleistung einer Gruppe beträgt somit $140/4 = 35$ MW, die Höchstbelastung $\frac{35 \cdot 3}{4}$ = rd. 26 MW. Nach Abb. 7 wäre bei einer Benutzungsdauer von 5000 h und einer Gruppenzahl $z = 4$ ein wirtschaftliches Lastverhältnis von $\nu = 0{,}74$ anzustreben. Die Bestlast läge somit bei $26 \cdot 0{,}74 = 19{,}2$ MW. Das Auslegungsverhältnis ν_0 beträgt somit $19{,}2/35 = 0{,}55$. Bei dem in Aussicht genommenen Dampfdruck würde man einen Wärmeverbrauch, bezogen auf die Bestlast, von 3150 kcal/kWh erwarten können. Unter Berücksichtigung des Faktors $\delta = 1{,}03$ aus Abb. 7 wäre mit einem mittleren Wärmeverbrauch von $3150 \cdot 1{,}03 = 3245$ kcal/kWh zu rechnen. Würde man dagegen das Auslegungsverhältnis des Turbinensatzes mit 0,71, also die Bestlast mit rd. 25 MW wählen, so käme man auf einen Wärmeverbrauch von 3100 kcal/kWh. Bei einem Wert $25/26 = 0{,}96$ beträgt nach Abb. 6 der Verlustfaktor $\delta = 1{,}04$. Das Auslegungsverhältnis für die Kessel soll mit 0,55 beibehalten werden. Wie die Erfahrung zeigt, ist bei modernen Kesseln der Scheitelwert des Wirkungsgrades im Leistungsbereich, der heute für öffentliche Elektrizitätswerke in Frage kommt, von der Auslegungsleistung bzw. der Kesselgröße überhaupt ziemlich unabhängig. Nach dem früher Gesagten kann überschlägig der mittlere Verlustfaktor zu

$\sqrt{1{,}03 \cdot 1{,}04} = 1{,}036$ angeschrieben werden. Der rechnerische mittlere Wärmeverbrauch w wäre somit $3100 \cdot 1{,}036 = 3210$ kcal/kWh. Es ist also hier richtiger für die Maschinen ein wirtschaftliches Lastverhältnis $\nu = 0{,}96$ und ein Auslegungsverhältnis von $\nu_0 = 0{,}71$ zugrunde zu legen.

Kleine wirtschaftliche Lastverhältnisse führen zu billigen Kesseln und Maschinen, größere zu teueren Einheiten. Dies liegt auch im Sinne der Bestrebungen, die wirtschaftlichsten Gestehungskosten zu erzielen, denn kleine ν-Werte entsprechen niedrigen Benutzungsdauern, bei denen, wie im ersten Abschnitt erwähnt, die Niedrighaltung der Anlagekosten im Vordergrund steht.

3. Einfluß der spezifischen Anlagekosten und des mittleren spezifischen Wärmeverbrauches auf die Erzeugungskosten.

Wie im 1. Abschnitt gezeigt wurde, sind die beiden hauptsächlichen Kostenelemente, die den Gestehungspreis der abgegebenen elektrischen Energie beeinflussen, die kapitalabhängigen und die Brennstoffkosten. Es sei nun angenommen, daß sich die Anlagekosten um Δa [RM./kW], der mittlere spezifische Wärmeverbrauch um Δw [kcal/kWh] ändern. Der ursprüngliche Gestehungspreis

$$k = \frac{100\,\alpha \cdot a \cdot r\,(1+\varepsilon)}{t} + \frac{100\,c_b \cdot r\,(1+\varepsilon)}{t} + w \cdot p_w \cdot 10^{-4} + b \text{ [Rpf./kWh]}$$

wird dann

$$k' = \frac{100\,\alpha\,(a + \Delta a) \cdot r\,(1+\varepsilon)}{t} + \frac{100\,c_b \cdot r\,(1+\varepsilon)}{t} + \\ + (w + \Delta w) \cdot p_w \cdot 10^4 + b \text{ [Rpf./kWh].}$$

Der Gestehungspreis der elektrischen Energie bleibt der gleiche, wenn

$$k = k', \text{ also}$$

$$\frac{100\,\alpha \cdot \Delta a \cdot r\,(1+\varepsilon)}{t} = -\Delta w \cdot p_w \cdot 10^{-4} \text{ [Rpf./kWh]}$$

wird. Löst man diese Beziehung nach $\Delta w/\Delta a$ auf, so erhält man

$$\frac{\Delta w}{\Delta a} = -\frac{\alpha \cdot r\,(1+\varepsilon) \cdot 10^6}{p_w \cdot t} \text{ [kcal/h} \cdot \text{RM.].} \qquad 3)$$

Dieses Verhältnis $\Delta w/\Delta a$ gibt an, welche mittlere Wärmeersparnis eintreten muß, um eine Erhöhung der Anlagekosten um 1 RM./kW zu rechtfertigen, bzw. welche Wärmeverbrauchsänderung auf die Erzeugungskosten den gleichen Einfluß ausübt, wie die Änderung der Anlagekosten um 1 RM./kW. Es sei daher der Quotient $\Delta w/\Delta a$ als kalorisches Kostenäquivalent bezeichnet und mit dem Symbol $\varkappa$ versehen. Das kalorische Kostenäquivalent ist umgekehrt proportional dem Wärmepreis und der Benutzungsdauer und direkt proportional dem

Jahres- und Reservefaktor. Je niedriger die Benutzungsdauer ist, um so größer muß die Wärmeersparnis sein, um die Erhöhung der Anlagekosten um 1 RM./kW zu rechtfertigen. Der Einfluß der Anlagekosten nimmt zu, wie dies auch aus der Kostenformel hervorgeht. Dasselbe gilt auch für den Wärmepreis. Hohe Benutzungsdauern und Wärmepreise dagegen führen zu niedrigen Werten $\varkappa$. Eine Anlagekostenerhöhung um 1 RM./kW wird bereits durch eine verhältnismäßig geringe Verbesserung des Wärmeverbrauchs ausgeglichen; der Einfluß der Anlagekosten nimmt ab. Von den im Zähler der Formel stehenden Größen ist der Jahresfaktor α, der die kapitalabhängigen Kosten erfaßt, in erster Linie durch die Art der Finanzierung bedingt und bewegt sich innerhalb verhältnismäßig enger Grenzen. Der Reservefaktor r ergibt sich aus der gewählten Gruppenzahl und der Betriebsweise des Werkes im Rahmen des Verbundbetriebes mit anderen Anlagen.

Für die Bestimmung des kalorischen Kostenäquivalents $\varkappa$ läßt sich ein einfaches Schaubild aufstellen, wenn man für den Jahresfaktor α und für den nur geringen Einfluß ausübenden Faktor $(1 + \varepsilon)$, der die Minderung der abgebbaren Höchstleistung durch den Eigenverbrauch berücksichtigt, Mittelwerte einsetzt. Man kann im Mittel bei modernen Kraftwerken annehmen, daß insgesamt 6 % der erzeugten Höchstleistung für den Eigenbedarf abgezweigt werden müssen. Für den Jahresfaktor α können nach Ermittlungen über die kapitalabhängigen Jahreskosten bei einer Reihe von Kraftwerken folgende Kostensätze zugrunde gelegt werden:

Verzinsung	5 %	des Anlagekapitals
Mittlere Abschreibung	6,8 %	„ „
Steuern	2,1 %	„ „
Versicherung	0,3 %	„ „
zusammen . . .	14,2 %	des Anlagekapitals.

Dabei ist angenommen, daß die Finanzierung des Bauvorhabens je zur Hälfte aus eigenen Mitteln und mittels Fremdkapital erfolgt. Setzt man die hier errechneten Werte in die Formel 3) ein, so wird

$$\varkappa = \frac{0{,}15\, r \cdot 10^6}{p_w \cdot t} \; [\text{kcal/h} \cdot \text{RM.}].$$

In Abb. 10 ist diese Formel zeichnerisch ausgewertet. Das eingetragene Beispiel für eine Jahresbenutzungsdauer von $t = 4000$ Stunden, einen Wärmepreis $p_w = 1{,}6$ bzw. 2,2 RM./10^6 kcal und einen Reservefaktor $r = 1{,}25$ zeigt die Benutzungsweise der Tafel. Der Wert $\varkappa$ ergibt sich danach zu 29 bzw. 22 kcal/h und RM. Für den Reservefaktor sind im Schaubild Werte gewählt worden, denen die Annahme zugrunde gelegt ist, daß bei ausgefahrener Leistung der im Betrieb befindlichen Einheiten eine Einheit in Reserve ist. Für andere Reservefaktoren kann der Wert $\varkappa$ durch Interpolieren gefunden werden.

Das kalorische Kostenäquivalent $\varkappa$ stellt für die Auslegung von Dampfkraftwerken eine wichtige Kennziffer dar. Sie gibt dem planenden Ingenieur zunächst einen Anhalt, in welchem Umfange Maßnahmen zur Senkung des Wärmeverbrauchs bei Grundlastwerken mit hohen Benutzungsdauern bzw. der Anlagekosten bei Werken mit niedrigen Benutzungsdauern (Werken mit Spitzenlastcharakter) unter gleich-

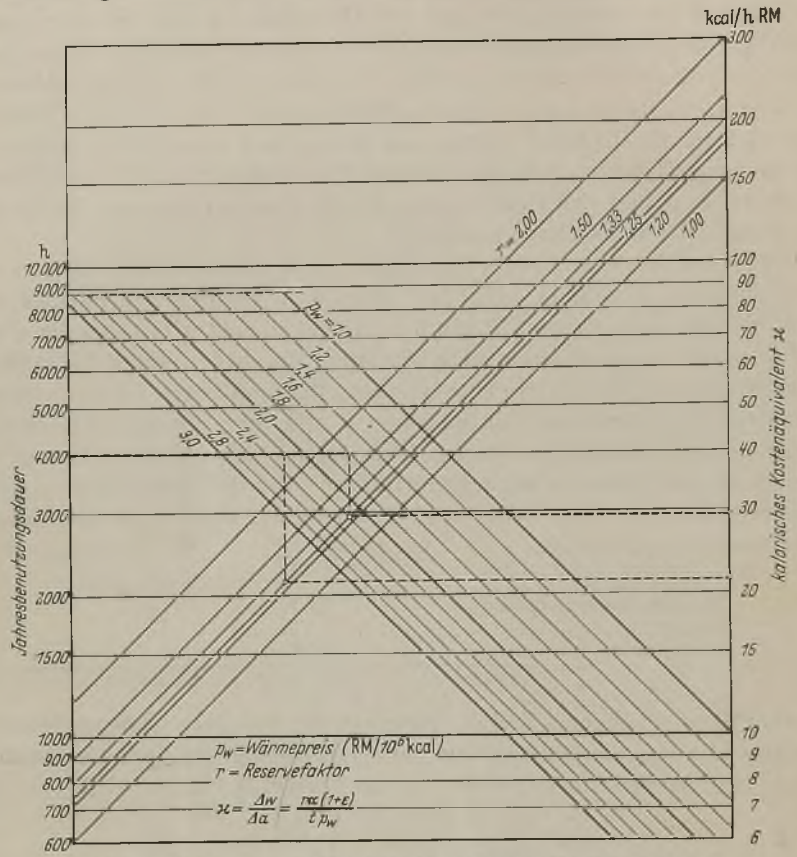


Abb. 10. Diagramm zur Ermittlung des kalorischen Kostenäquivalents $\varkappa$.

zeitigem Inkaufnehmen einer Erhöhung der Anlagekosten im ersten, des Wärmeverbrauchs im zweiten Falle zulässig erscheinen. Die spezifischen Anlagekosten a [RM./kW] und der spezifische Wärmeverbrauch bei Auslegungsleistung w_0 [kcal/kWh] sind voneinander abhängige Größen. Eine wesentliche Senkung der Anlagekosten a, wie sie bei niedrigen Benutzungsdauern anzustreben ist, bedingt eine einfachere Kessel- und Turbinenkonstruktion, die Wahl eines niedrigeren Dampfdruckes, eine Vereinfachung der Vorwärmung und ähnliche Maßnahmen.

Sie haben zwangsläufig eine Verschlechterung des thermischen Wirkungsgrades, der Maschinen- und Kesselwirkungsgrade und damit eine Erhöhung des Wärmeverbrauchs zur Folge. Umgekehrt erfordert die Erreichung eines sehr niedrigen Wärmeverbrauchs eine Wärmeschaltung, die die Möglichkeiten, die eine Dampfdrucksteigerung und die Anzapfvorwärmung des Speisewassers bietet, weitgehend ausnutzt und auch aus den Betriebsmitteln durch hochwertige Ausführung einen hohen Wirkungsgrad der Energieumwandlung herausholt.

Die Senkung der Anlagekosten mit abnehmender Benutzungsdauer, d. h. zunehmendem Spitzenlastcharakter bedingt also auf der anderen Seite eine Erhöhung des spezifischen Wärmeverbrauchs w_o. In Abb. 11 wurde nach Angaben von Gleichmann versucht, diesen Zusammenhang zwischen den spezifischen Anlagekosten a und dem Wärmeverbrauch bei Auslegungslast w_o anzudeuten. Der schraffierte Streifen soll ein Bild über den ungefähren Mittelbereich ergeben, innerhalb dessen die Anlagekosten in Abhängigkeit von der Benutzungsdauer bzw. vom Wärmeverbrauch eingeordnet werden können.

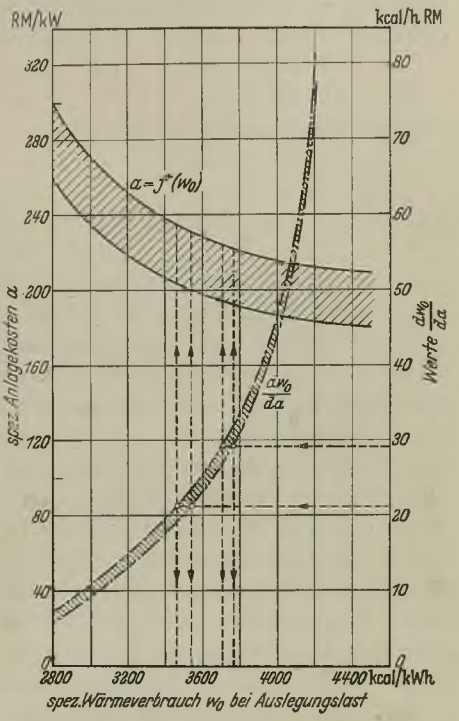


Abb. 11. Zusammenhang zwischen Anlagekosten und Wärmeverbrauch w_0 bei Dampfkraftwerken mit wachsendem Wärmeverbrauch bei zunehmendem Spitzenlastcharakter.

Ist die zu erwartende Benutzungsdauer des Kraftwerkes dem planenden Ingenieur gegeben, so ist es — abstrakt gesehen — seine Aufgabe, ein zueinander gehöriges Wertepaar a und w_o so zu ermitteln, daß die Gestehungskosten der elektrischen Energie k [Rpf./kWh] das erreichbare Optimum ergeben. Diese Forderung wird erfüllt, wenn unter Zugrundelegung der Kostenformel 1) auf S. 2 der Differentialquotient dk/da ein Minimum ist (4). Setzt man für den mittleren Wärmeverbrauch $w = \delta \cdot w_o$, so lautet die Formel für die Gestehungskosten der abgegebenen Energie

$$k = \frac{100\,\alpha \cdot a\,(1+\varepsilon)\,r}{t} + \frac{100 \cdot c_b\,(1+\varepsilon)\,r}{t} + w_o \cdot \delta \cdot p_w \cdot 10^{-4} + b\,[\text{Rpf./kWh}].$$

Genau genommen ist der Aufwand für Bedienung und Unterhalt — erfaßt durch c_b und b — auch etwas von den Anlagekosten abhängig; denn eine einfache Bauart wird im allgemeinen niedrigere Unterhaltskosten erfordern, als eine hochwertige Ausführung der Kraftwerkseinrichtungen. Diese Abhängigkeit kann jedoch wegen ihres verhältnismäßig geringfügigen Einflusses auf den Gesamtgestehungspreis (siehe auch Abb. 1) vernachlässigt werden. Es ist also nur die Beziehung zwischen w_0 und a zu berücksichtigen $[w_o = f(a)]$. Differenziert man die obige Formel nach a, so erhält man

$$\frac{dk}{da} = \frac{100\,\alpha\,(1+\varepsilon)\,r}{t} + \frac{dw_o}{da} \cdot \delta \cdot p_w \cdot 10^{-4}\,.$$

Aus der Minimumsbedingung $dk/da = 0$ erhält man

$$\frac{dw_o}{da} = -\frac{\alpha \cdot r\,(1+\varepsilon) \cdot 10^6}{p_w \cdot t} \cdot \frac{1}{\delta}\,.$$

Ein Vergleich mit Formel 3) zeigt, daß

$$\frac{dw_o}{da} = \frac{\varkappa}{\delta} \qquad 4)$$

ist. Die wirtschaftlichste Auslegung erhält man für den Punkt einer a—w_o-Kurve, in dem der Differentialquotient dem um den Verlustfaktor δ berichtigten kalorischen Kostenäquivalent $\varkappa$ entspricht. Dies gilt sowohl für die nur den allgemeinen Zusammenhang kennzeichnenden Kurven der Abb. 11, als auch für jede a—w_o-Funktion, wie z. B. für eine solche in Abhängigkeit vom Dampfdruck oder von der Anzahl der Betriebsgruppen und ähnliches.

In der Abb. 11 wurden noch die Kurven dw_o/da entsprechend den beiden angenommenen Kurven für die Anlagekosten eingezeichnet. Die Kurven dw_o/da verlaufen bei hohen Wärmeverbrauchsziffern sehr steil. Man erkennt, daß eine Vergrößerung des Wärmeverbrauches über 4100 bis 4200 kcal/kWh hinaus auch bei kleinsten Benutzungsdauern keine Senkung der Gestehungskosten mehr bringen kann.

Mit Hilfe dieser Kurven kann man in Verbindung mit dem Schaubild Abb. 10 einen Überblick über die ungefähre relative Größenordnung des wirtschaftlichen Wärmeverbrauchs für verschiedene Verhältnisse gewinnen. Es seien hier einige kennzeichnende Beispiele herausgegriffen, und zwar sei ein Kraftwerk mit 6 Aggregaten angenommen, dessen Höchstbelastung wieder so gewählt wird, daß bei Ausfall einer Einheit 5 in der Lage sind, die gesamte Belastung zu decken. Der Reservefaktor r beträgt somit $6/5 = 1{,}2$. Ferner werden 3 verschiedene Benutzungsdauern und 2 Wärmepreise zugrunde gelegt. Der erste mit 1,4 RM./10^6 kcal kann als Mittelwert bei Verfeuerung von Braunkohle, der zweite mit 2,4 RM./10^6 kcal als solcher bei Verwendung von Steinkohle[1] angesehen werden. Mit Hilfe dieser Aus-

[1] Kraftwerk in größerer Entfernung von den Gruben.

gangswerte kann aus Abb. 7 der Verlustfaktor δ, aus Abb. 10 das kalorische Kostenäquivalent $\varkappa$ abgelesen und damit nach Formel 4) dw_0/da errechnet werden. Nach der Abb. 11 erhält man dann aus den beiden dw_0/da-Kurven den günstigsten Wärmeverbrauch w_0, der bei den jeweiligen Verhältnissen anzustreben wäre. Die Zahlen sind in der nachstehenden Tabelle zusammengestellt:

Benutzungsdauer h	Wärmepreis RM/10⁶/kcal	Verlustfaktor δ	$\varkappa$	dw_0/da	w_0 [Mittelwerte] kcal/kWh
2000	1,4	1,065	64,3	60,5	4130
	2,4		37,5	35,3	3860
4000	1,4	1,02	32,1	31,5	3780
	2,4		18,7	18,3	3390
6000	1,4	1,01	21,4	21,2	3490
	2,4		12,5	12,4	3130
7000	1,4	1,005	18,4	18,3	3390
	2,4		10,7	10,6	3040

Die Zahlen lassen grundsätzlich den Einfluß der Benutzungsdauer und des Wärmepreises auf die Wahl des Wärmeverbrauchs erkennen. Es muß betont werden, daß die Kurven der Abb. 11 und die Wärmeverbrauchsziffern in obenstehender Tabelle nicht als Richtwerte oder als Grundlage für irgendwelche Planungen aufzufassen sind. Die Abhängigkeit der Anlagekosten vom Wärmeverbrauch hängt weitgehend von der Bauweise, der Wahl der Kessel und sonstigen Bauteile, sowie den örtlichen Verhältnissen ab. Es wird praktisch Fälle geben, in denen die a—w_0-Kurve viel flacher verläuft als die in Abb. 11 dargestellte Kurve; in anderen Fällen wird sie vielleicht darüber liegen. Die Abb. 11 und die vorstehenden Ausführungen sollen lediglich die Beziehung zwischen Anlagekosten und Wärmeverbrauch sowie den Einfluß der Benutzungsdauer und des Wärmepreises auf die wirtschaftliche Auslegung veranschaulichen.

Wie sich eine nicht richtige Abstimmung zwischen Anlagekosten und Wärmeverbrauch auf den Gestehungspreis der elektrischen Energie auswirkt, sei an einem Beispiel gezeigt, für das der Anschaulichkeit halber die Kurven der Abb. 11 als Grundlage dienen sollen. Es wird ein Steinkohlen-Kraftwerk angenommen. Der zu verfeuernde Brennstoff kostet RM. 1,8/10⁶ kcal. Vorgesehen ist die Aufstellung von 6 Betriebsgruppen bei einem Reservefaktor von 1,2. Man kann aus Abb. 7 für die zugrundegelegte Gruppenzahl den Verlustfaktor und aus Abb. 10 das kalorische Kostenäquivalent $\varkappa$ für verschiedene Benutzungsdauern ablesen. Dividiert man $\varkappa$ durch δ, so erhält man dw_0/da und kann aus Abb. 11 die zueinander gehörigen Werte für die Anlagekosten a und den Wärmeverbrauch w entnehmen. Unter Benutzung von mittleren Erfahrungszahlen über Bedienung, Unterhalt und Generalunkosten wurden die

Gestehungskosten ab Werk je kW und Jahr in Abb. 12 eingetragen. Diese Kurve gibt für die gedachten Voraussetzungen unter Zugrundelegung des Zusammenhanges zwischen Anlagekosten a und dem Wärmeverbrauch w_0 nach Abb. 11 die Gestehungskosten bei wirtschaftlichster Auslegung des Kraftwerkes für verschiedene Benutzungsdauern an (Kurve *1*). In der Abb. 12 sind außerdem die Kostenkennlinien für zwei Grenzfälle eingezeichnet, und zwar das eine Mal bei wirtschaftlichster Auslegung für eine Benutzungsdauer von 8760 Std. (Kurve *2*), das andere Mal für eine solche von 1000 Std. (Kurve *3*). Es sind dies die entstehenden Erzeugungskosten, wenn man die für die genannten Benutzungsdauern ausgelegten Werke mit anderen Benutzungsdauern betreiben würde. Der Vergleich dieser Kurven gibt ein anschauliches Bild darüber, wie nachteilig sich eine nicht richtige Abstimmung von Anlagekosten und Wärmeverbrauch auf die Gestehungskosten auswirken kann. (Z. B. im extremen Falle Auslegung nach Kurve *2* für $t = 8760$ h bei Betrieb mit 1000 Benutzungsstunden. Der Auslegungsfehler würde sich mit etwa 15,5 % Mehrkosten auswirken.) Die Abb. 12 bestätigt, daß vor allem bei Kraftwerken, die mit kleiner Benutzungsdauer betrieben werden, eine falsche Auslegung erhebliche Mehrkosten verursachen kann. Hierher gehören in erster Linie die später noch behandelten Spitzen- und Reservewerke sowie Ergänzungs-Kraftwerke in Netzen mit Wasserkraftversorgung, die in der Regel mit kleinen Benutzungsdauern arbeiten.

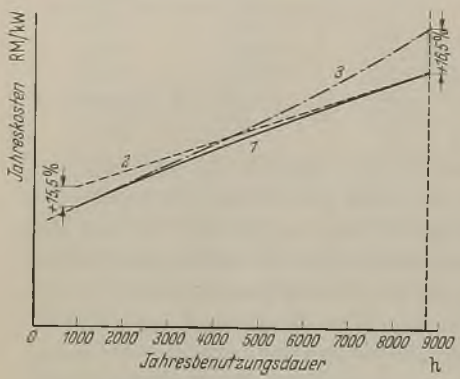


Abb. 12. Jahreskosten je kW-Jahr für ein Dampfkraftwerk. $z = 6$, $r = 1{,}2$, $p_w = 1{,}8$ RM/10^6 kcal.
1 = Kosten bei optimaler Auslegung für jede Benutzungsdauer
2 = Kosten bei Auslegung für $t = 8760$ h
3 = Kosten bei Auslegung für $t = 1000$ h

Andererseits dürfen diese Überlegungen natürlich nicht schematisiert oder zu sehr verallgemeinert werden. Es ist bei Abstimmung von Anlagekosten und Wärmeverbrauch auch auf allgemeine energie- und volkswirtschaftliche Gesichtspunkte mehr denn je Rücksicht zu nehmen. Nach der vorhin aufgestellten Tabelle würde sich bei Braunkohle mit ihrem wesentlich niedrigeren Wärmepreis ein höheres Kostenäquivalent z ergeben. Man würde also unter sonst gleichen Bedingungen bei Braunkohle die wirtschaftlichste Auslegung bei einem höheren Wärmeverbrauch und dafür niedrigeren Anlagekosten erhalten. Tatsächlich hat man auch bis vor einigen Jahren den Dampfdruck für Braunkohlen-Kraftwerke niedrig gewählt. Die volkswirtschaftliche Forderung, die

Braunkohlenvorräte zu schonen, aber auch die verhältnismäßige Verbilligung der Errichtungskosten von Hochdruckanlagen infolge der in den letzten Jahren erzielten technischen Fortschritte führte in der letzten Zeit auch bei auf Kondensation arbeitenden großen Braunkohlenkraftanlagen, die in der Verbundwirtschaft als Grundlastwerke eingesetzt werden, mit Recht zu einem Übergang auf hohe Dampfdrücke. Kohlenwirtschaft und Kraftwerksplanung können heute nicht voneinander getrennt betrachtet werden. Der Kraftwerksplaner muß auch kohlenwirtschaftlich denken und sich klar machen, daß unsere Kohlensubstanz nicht erneuert werden kann, die Brennstoffersparnis auch bei niedrigen Förderkosten oder bei Abfallkohle von Bedeutung ist, ergibt sie doch bei gleicher Erzeugung eine Streckung des Kohlenvorrates und ein Hinausschieben der Inangriffnahme von Neuaufschlüssen.

II. Die äußere Auslegung des Kraftwerkes.

4. Erwägungen über die Einsatzweise des Kraftwerkes und Ermittlung der zu erwartenden Benutzungsdauer der Kraftwerks-Höchstbelastung.

Bei Beginn der Entwurfsarbeiten muß man sich zunächst über die Einsatzweise des Werkes und die zu erwartende Benutzungsdauer, die der Auslegung zugrunde zu legen ist, ein Bild machen. Bei dem heute praktisch kaum vorkommenden Fall eines isoliert arbeitenden Kraftwerkes entspricht die Kraftwerksbenutzungsdauer der Benutzungsdauer der Netzbelastung. Im Verbundbetrieb mit anderen Kraftwerken ist jedoch die Frage der Einsatzweise des geplanten Werkes einem näheren Studium zu unterziehen. Das neue Werk ist so in das Belastungsdiagramm einzuordnen, daß sich für das gesamte Versorgungssystem die geringst möglichen Gestehungskosten, bezogen auf die Verbrauchsschwerpunkte, ergeben. Um über die Einsatzweise des neuen Werkes eine Entscheidung treffen zu können, ist der Fahrplan der bestehenden Werke im gegenwärtigen Betriebszustand mit den verschiedenen Einsatzmöglichkeiten nach Inbetriebnahme des neuen Werkes zu vergleichen.

Die dabei anzustellenden Überlegungen sollen wieder an Hand eines Beispieles dargelegt werden. Dieses soll hier insofern etwas vereinfacht werden, als die Übertragungskosten, die bei verschiedener Lage der Werke zu den Verbrauchsschwerpunkten eine Rolle spielen, außer acht gelassen werden. Die Berücksichtigung der Übertragungskosten würde lediglich einen etwas anderen Verlauf der Kostenkennlinie der

einzelnen Werke zur Folge haben, an den grundsätzlichen Erwägungen jedoch nichts ändern.

Es sei ein größeres Versorgungsnetz zugrunde gelegt, das aus 5 Kraftwerken gespeist wird, die unter Berücksichtigung der notwendigen Reserve zur Deckung einer Gesamtbelastung von 480 MW ausreichen. Die Leistungsfähigkeit der einzelnen Werke abzüglich der Reserve ist folgende:

Werk	I	160 MW	
,,	II	75 ,,	
,,	III	130 ,,	
,,	IV	70 ,,	
,,	V	45 ,,	(Diesel-Kraftwerk).

Das Werk IV stellt den alten Teil des Werkes II dar; seine Einrichtungen sind bereits weitgehend abgeschrieben.

Im oberen Teil der Abb. 13 ist die sogenannte Leistungsarbeitskurve (Linie *1*) für das durch den Verbundbetrieb erfaßte Versorgungssystem eingezeichnet. Diese N—E-Kurve wird aus dem geordneten Belastungsdiagramm durch Planimetrieren der Arbeitsflächen unterhalb verschiedener Leistungen und durch Auftragen der gefundenen Energiemengen über der zugehörigen Leistung erhalten. Die Kurve gibt also an, welche jährliche Energiemenge nach dem geordneten Belastungsdiagramm zu einer bestimmten Leistung N_x gehört. Der Endpunkt A der N—E-Kurve gibt entsprechend der Höchstlast die gesamte Jahresabgabe an.

Im unteren Teil der Abb. 13 sind die Jahreskosten der einzelnen Werke I bis V über der Energieabgabe auf Grund der Betriebsstatistiken aufgetragen. Die leistungsabhängigen Kosten sind zusammengefaßt, da deren Summe auf jeden Fall in Rechnung zu stellen ist, ganz gleichgültig, wie die Lastverteilung zwischen den Kraftwerken erfolgt. Die mit K_I bis K_V bezeichneten Linien geben den Verlauf der arbeitsabhängigen Kosten für die einzelnen Werke in Abhängigkeit von deren Jahreserzeugung an. Die Kennlinien sind praktisch Gerade. Da es sich zum Teil um ältere Anlagen handelt, liegt das wirtschaftliche Lastverhältnis ziemlich nahe der maximalen Leistungsabgabe. Der wirtschaftlichste Einsatz der Werke ist dann gewährleistet, wenn diese in Reihenfolge der Steigerung der Kostenkennlinien K_I—K_V zugeschaltet werden. Die geringste Neigung hat die Kennlinie des Werkes I. Aus dem oberen Diagramm kann man entnehmen, daß das Werk I mit seiner Belastbarkeit von 160 MW nach dem Belastungsdiagramm als Grundlastwerk eingesetzt rd. 1250 Mio kWh übernehmen kann. Es wird also die Kostenkennlinie K_I durch den Punkt parallel verschoben, der auf der Ordinatenachse die Höhe der leistungsabhängigen Kosten angibt, und bis zu einer Energieabgabe von 1250 Mio kWh aufgetragen. Nach dem Werk I ist das Werk II als das nächstgünstigste einzusetzen. Mit seiner Leistung von 75 MW reicht es nach der Arbeitskurve im oberen Dia-

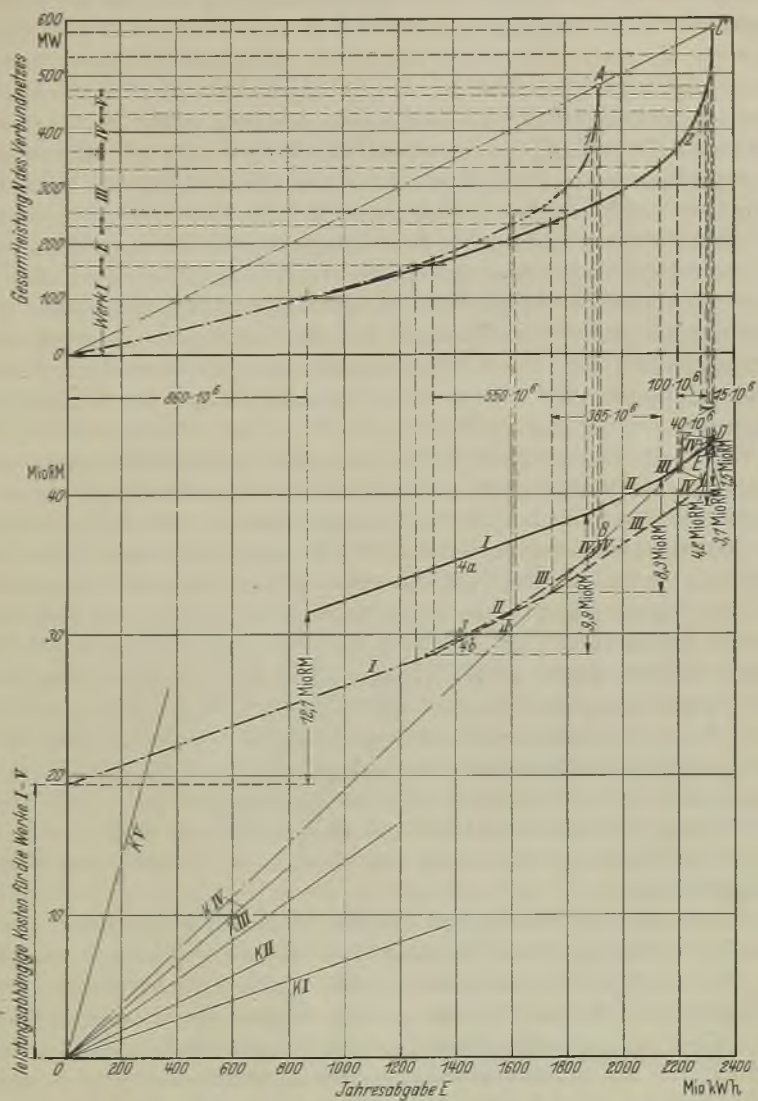


Abb. 13. Einsatzdiagramm für die Kraftwerke eines Verbundbetriebes. Ermittlung der zulässigen Gestehungskosten für ein neues Dampfkraftwerk in Abhängigkeit von der Einsatzweise.

1 —·—·—·— Arbeitskurve $E = f(N)$ für den augenblicklichen Betriebszustand
2 ———— Arbeitskurve $E = f(N)$ nach Belastungsanstieg um 100 MW
3 —·—·—·— Kostenkurve $K = f(E)$ für den augenblicklichen Betriebszustand.
4a ———— Kostenkurve $K = f(E)$ nach Belastungsanstieg um 100 MW, neues Werk unter Werk *I* eingesetzt
4b — — — — Kostenkurve $K = f(E)$ nach Belastungsanstieg um 100 MW, neues Werk unter Werk *V* eingesetzt

I—*V* vorhandene Werke. K_I—K_V arbeitsabhängige Kosten der vorhandenen Werke.

gramm zusammen mit dem Werk I zur Deckung von rd. 1610 Mio kWh; es erzeugt also für sich allein 360 Mio kWh. Man verschiebt die Kostenkennlinie K_{II} durch den vorhin ermittelten Endpunkt der Kostenkennlinie I und zeichnet sie bis zu einer Abgabe von $E = 1610$ Mio kWh. Hier schließen dann das Werk III und an dieses wieder die anderen Werke der Reihenfolge der Kostencharakteristiken nach an. Man erhält auf diese Weise einen gebrochenen Linienzug (Kurve 3), der im Punkt B endigt und die Kostenkennlinie des gesamten Verbundsystems, bezogen auf die Leistungserzeugung für die vorliegenden Belastungsverhältnisse bei wirtschaftlichster Ausnutzung der Werke, angibt. Der Punkt B selbst gibt mit rd. 37 Mio RM. die gesamten Jahreskosten für die Deckung der durch den Punkt A des oberen Diagramms gegebenen Energieanforderung von rd. 1920 Mio kWh an. Bei Ermittlung dieser Werte ist horizontaler Einsatz der Erzeugungsanlagen im Belastungsdiagramm vorausgesetzt worden.

Würde die Kostenkennlinie des einen oder anderen Werkes infolge entsprechender Wahl des wirtschaftlichen Belastungsverhältnisses Bruchpunkte aufweisen, ähnlich Abb. 3, so kann man sich bei Aufzeichnung des Einsatzdiagramms ein solches Werk in zwei Anlagen aufgeteilt denken, wovon die eine den Leistungsbereich bis zur Bestlast, die andere die Leistung zwischen Bestlast und maximaler Belastung mit Reserve, also den sogenannten Überlastbereich, zugeteilt erhält. Dementsprechend ergeben sich dann im unteren Diagramm für ein Werk zwei gerade Kostenkennlinien mit verschiedener Neigung. Man könnte sich in Abb. 13 ebenso denken, daß z. B. das Werk III oder ein anderes den Überlastbereich des Werkes I und die Kostenkennlinie K_{III} die Kostenabhängigkeit von der Energieabgabe im Überlastbereich darstellt. Die Darstellungsweise der Abb. 13 gilt also auch für Kraftwerke mit ausgeprägtem Überlastbereich, wenn man diese in der geschilderten Weise berücksichtigt.

Wollte man die Kosten bis zu dem Verbrauchsschwerpunkt feststellen, so müßten noch die Übertragungsverluste berücksichtigt werden, die die Neigung der Kennlinie K_I—$K_{I'}$ verändern und damit unter Umständen die Reihenfolge beeinflussen können. Die leistungsabhängigen Übertragungskosten haben auf die Lastverteilung ebenso wenig Einfluß, wie die leistungsabhängigen Erzeugungskosten; ihre Summe müßte noch zu den letzteren hinzugerechnet werden.

Mit Rücksicht auf den zu erwartenden Belastungsanstieg soll nun in dem hier als Beispiel behandelten Verbundsystem die Errichtung eines neuen Steinkohlen-Kraftwerkes mit einer Leistungsabgabe von 100 MW zuzüglich einer entsprechenden Reserve in Angriff genommen werden. Unter der Annahme, daß sich die Form des Belastungsdiagramms nicht ändert, ist im oberen Teil der Abb. 13 auch die N—E-

Kurve entsprechend einem Belastungszuwachs um 100 MW eingezeichnet worden (Kurve *2*). Sie endet in Punkt *C* entsprechend einer Energieabgabe von 2320 Mio kWh.

Es ist nun zu untersuchen, welcher Leistungsbereich dem neu zu errichtenden Werk im Gesamtdiagramm am wirtschaftlichsten zuzuteilen ist. Man kann dabei zweckmäßig den Weg gehen, daß man zunächst feststellt, welche Gesamtjahresausgaben auf das neue Werk für die eine oder andere Einsatzweise entfallen dürfen, damit die durchschnittlichen Gestehungskosten je kWh für das Gesamtsystem die gleichen wie bisher bleiben. Um diese Bedingungen zu erfüllen, müssen die Gesamtjahreskosten auf der Geraden *OB* im Schnittpunkt mit der Ordinate bei $E = 2320$ Mio kWh liegen (Punkt *D* im unteren Diagramm). Es sei zunächst der Einsatz des neuen Werkes als Spitzenwerk oberhalb Werk V im Diagramm angenommen. Man bestimmt wieder die Kostenkennlinie des Verbundsystems in genau gleicher Weise durch Aneinanderreihen der einzelnen Kostenkennlinien, wie dies für den gegenwärtigen Betriebszustand geschehen und im vorstehenden ausführlich beschrieben worden ist. Es wird jetzt nur die *N*—*E*-Kurve *2* anstatt *1* zugrunde gelegt. Die Gesamtkostenkurve (*4b*) für die vorhandenen Anlagen I bis V endet im Punkt *E*. Die Kostendifferenz zwischen den zulässigen Gesamtkosten *D* und den Kosten *E* sind die für das neue Werk verbleibenden zulässigen Jahreskosten; sie ergeben sich mit 1,5 Mio RM. Die Jahresabgabe würde 15 Mio kWh betragen. Bei einer Leistung von 100 MW erhält man als zulässige Jahresausgaben 15 RM. je kW Jahr und eine Benutzungsdauer von 150 Stunden.

Der andere Grenzfall ist der Einsatz des Werkes als Grundlastwerk unterhalb Werk I im Diagramm. Um hierfür die zulässigen Jahreskosten zu erhalten, trägt man die resultierende Kostenkennlinie der vorhandenen Anlage vom Punkt *D* aus rückwärtsgehend auf (Kurve 4a), wobei man auch im oberen *N*—*E*-Diagramm die Leistung der Werke I bis V von der Leistungslinie 580 MW in der Reihenfolge V bis I nach abwärts aufträgt. Es bleibt dann unten die Leistung von 100 MW für das neue Werk mit einer Jahresabgabe von 860 Mio kWh. Die zulässigen Jahreskosten ergeben sich als verbleibende Differenz mit 12,1 Mio RM.; ihnen entsprechen spezifische Kosten von 121 RM./kW Jahr bei einer Benutzungsdauer von 8600 Stunden.

Mit Hilfe der beiden Kostenkennlinien *4a* und *b* können auch für andere Einsatzweisen des geplanten Werkes, z. B. zwischen Werk I und II oder zwischen II und III usw., die zulässigen Kosten je kW-Jahr und aus dem oberen Diagramm die Energieabgabe in der in der Abb. 13 angedeuteten Weise abgegriffen und wie die für die Grenzfälle gewonnenen Werte in einem Schaubild über der zugehörigen Benutzungsdauer aufgetragen werden (Abb. 14). Diese Kurve gibt die zulässigen Ge-

stehungskosten für das neue Werk an, wenn die durchschnittlichen für das ganze Versorgungssystem die gleichen wie bisher bleiben sollen. Liegt für das neue Werk die verwendete Kohlenart und deren Preis fest, so muß nun geprüft werden, für welche Benutzungsdauer das neue Werk gebaut werden soll, um die niedrigsten Gesamtgestehungskosten für das System zu erhalten. In der Abb. 14 sind beispielsweise die erreichbaren Kosten für ein nach wirtschaftlichen Grundsätzen ausgelegtes Kraftwerk nach Abb. 11 eingetragen worden, wobei von zwei verschiedenen Wärmepreisen ausgegangen wurde, um deren Einfluß zu zeigen. Nach der Abb. 14 ergibt sich die wirtschaftlichste Einsatzweise bei einem Wärmepreis von 1,8 RM/10^6 kcal bei einer Benutzungsdauer von 6400 Stunden, d. h. das neue Werk müßte zwischen den vorhandenen I und II in das Diagramm eingeordnet werden. Bei einem Wärmepreis von 3,2 RM./10^6 kcal würden sich die günstigsten Verhältnisse bei einer Benutzungsdauer von 3600 Stunden ergeben, d. h. der Einsatz müßte zwischen den vorhandenen Werken II und III erfolgen. Bei einem Wärmepreis von 1,8 RM./10^6 kcal würden die Gestehungskosten für das neue Werk niedriger sein als die zulässigen; die Gesamtgestehungskosten würden sich dadurch verringern. Bei einem Wärmepreis von 3,2 RM./10^6 kcal jedoch würden die Erzeugungskosten höher liegen; es müßte eine Verteuerung des durchschnittlichen Gestehungspreises in Kauf genommen werden.

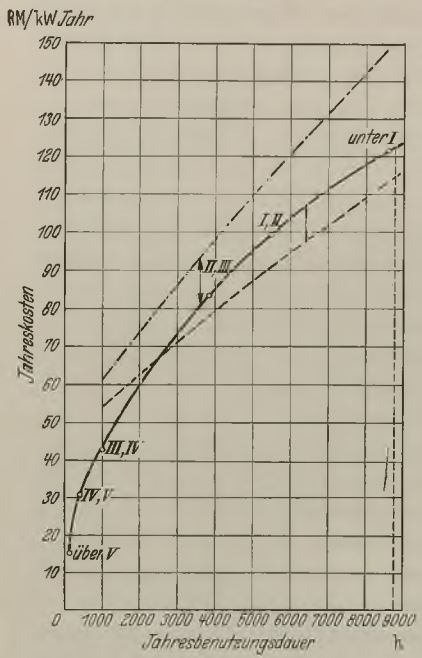


Abb. 14. Ermittlung der wirtschaftlichsten Einsatzweise eines neu zu errichtenden Dampfkraftwerkes im Verbundbetrieb.

——— Kurve der zulässigen Gestehungskosten für das neue Werk nach Abb. 13 bei gleichbleibenden mittleren Gestehungskosten für das Verbundsystem

— — — Kurve der erreichbaren Gestehungskosten für p_w = 1,8 RM/10^6 kcal

— · — · Kurve der erreichbaren Gestehungskosten für p_w = 3,2 RM/10^6 kcal.

Jedenfalls zeigt dieses Beispiel, daß es nicht immer richtig ist, das neue Werk als Grundlastwerk unterhalb der vorhandenen im Belastungsdiagramm einzuschieben, sondern daß von Fall zu Fall die wirtschaftlichste Einsatzweise unter Berücksichtigung der Kostenkennlinien der vorhandenen Werke geprüft und das neue Werk dafür ausgelegt werden muß. Der Wärmepreis ist hierbei von erheblicher Bedeutung.

Bei der Festlegung der Einsatzweise des geplanten Werkes können neben den wirtschaftlichen auch noch die betrieblichen Eigenheiten der vorhandenen Werke eine Rolle spielen. Ist das bestehende Grundlastwerk z. B. mit Turbinen ausgerüstet, die eine sehr lange An- und Abstellzeit besitzen, so wäre es auch aus betrieblichen Gründen zu vermeiden, dieses Werk im Diagramm hochzurücken und ihm damit eine kleinere Benutzungsdauer zuzuteilen.

Mit der Festlegung der Einsatzweise des geplanten Werkes ist, wie oben gezeigt, auch seine Benutzungsdauer bei Erreichen der Vollast bestimmt. Die Benutzungsdauer ist aber keine zeitlich unveränderliche Größe, sondern wird sich im Laufe der Jahre infolge des steigenden Leistungsbedarfs im Verbundsystem verschieben. Ist das Werk als Grundlastwerk im breitesten Teil des Belastungsdiagramms eingesetzt, so wird sich diese Verschiebung nur wenig auswirken, sie wird bei einem Spitzenwerk jedoch fühlbar werden. In der Abb. 15 ist für das in den Abb. 13 u. 14 behandelte Beispiel dargestellt (Wärmepreis 3,2 RM. je 10^6 kcal), wie sich die Benutzungsdauer in Abhängigkeit von dem Leistungszuwachs des Verbundsystems verändert, wenn die Form des Belastungsdiagramms als gleichbleibend angenommen wird. Es sind hierbei zwei Fälle zu unterscheiden: Entweder werden bei später erforderlichem Neubau weiterer Anlagen diese unter oder über dem zunächst zu errichtenden eingesetzt. Im ersteren Falle verringert, im zweiten vergrößert sich die Benutzungsdauer mit dem Leistungszuwachs. Welchen von beiden Fällen man als den wahrscheinlicheren ansieht oder ansehen kann, hängt davon ab, wie man die technische Entwicklung beurteilt, d. h. ob man es für möglich ansieht, bei später zu errichtenden Kraftwerken die arbeitsabhängigen oder leistungsabhängigen Kosten gegenüber dem zunächst geplanten Werk noch zu senken. Ist mit einer stärkeren Änderung der Benutzungsdauer im Laufe der Jahre infolge des Anstieges der Verbundleistung zu rechnen, so ist dies bei der Planung durch Annahme einer mittleren Benutzungsdauer zu berücksichtigen bzw. ist die Auswirkung einer Verschiebung auf die Gestehungskosten zu prüfen.

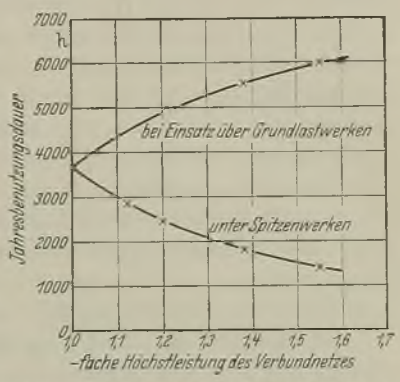


Abb. 15. Änderung der Benutzungsdauer des neuen Kraftwerkes mit dem Anstieg der Höchstlast des Verbundnetzes.

5. Grundsätzliche Gesichtspunkte für die Wahl der Ausbauleistung.

Beim Entwurf eines Kraftwerkes steht die Festlegung seiner Ausbauleistung neben der der Einsatzweise als grundlegende Entscheidung am Beginn der Planungsarbeiten (5). Sie ist bei Dampfkraftwerken bestimmend für die Wahl des Dampfzustandes und der Maschinen- und Kesselgröße und damit auch für Schaltung und Gesamtaufbau der Anlage. Während bei Wasserkraftanlagen für die Wahl der Ausbauleistung der zeitliche Verlauf des Energieanfalles maßgebend ist, ist letzterer bei Dampfkraftwerken, von Ausnahmefällen abgesehen, von untergeordneter Bedeutung.

Bei Wahl der Ausbauleistung eines Dampfkraftwerkes, bezogen auf den endgültigen Ausbau, sind folgende Punkte zu beachten:

1. die zur Verfügung stehende Kühlwassermenge,
2. die Brennstoffbeschaffung,
3. die zu erwartende Belastungszunahme je Jahr,
4. die Verbrauchsdichte, bedingt durch die Struktur des Versorgungsgebietes,
5. die Bereitschaftshaltung.

Die Punkte 1 und 2 sind als örtlich gegebene Grenzen für die Ausbauleistung des Kraftwerkes anzusehen. Sie sind durch den Aufstellungsort bedingt und stellen daher einen gewissen Zusammenhang zwischen Ausbaugröße und Standortwahl her, die im 7. Abschnitt näher erörtert wird. Liegt die für das Kraftwerk zur Verfügung stehende Wassermenge fest, so kann man bei Betrieb mit Frischwasserkühlung mit einer im Kondensator niederzuschlagenden Dampfmenge in der Größenordnung von $^1/_{60}$ der Kühlwassermenge rechnen. Die Dampf- und Wasserverluste im Wärmekreislauf, die zu ersetzen sind, treten gegenüber dem Kühlwasserbedarf vollkommen zurück. Bei Rückkühlbetrieb sind nur die Verluste im Kühlwasser- und Wärmekreislauf zu ersetzen. Als mittlerer Erfahrungswert kann der Wasserbedarf etwa gleich der Kondensationsdampfmenge gesetzt werden. Ist die Kühlwassermenge gegeben, so kann daraus die niederzuschlagende Höchstdampfmenge und aus dieser wieder die größte erzeugbare Leistung errechnet werden. Je höher der Dampfdruck und die Speisewasservorwärmung mittels Anzapfdampfes angenommen wird, um so größer ist die bei einer bestimmten Kühlwassermenge mögliche Leistungserzeugung.

Der Punkt 2 ist vor allem bei in Grubennähe liegenden Braunkohlen-Kraftwerken, die nur aus einer bestimmten Grube mit Brennstoff versorgt werden, zu berücksichtigen. Die wirtschaftlichste Förderleistung je Jahr einer Braunkohlengrube ist von dem Kohlenvorrat

und von der Art der Lagerung abhängig. Sie ergibt sich aus einer Abstimmung zwischen dem bei den gegebenen Ablagerungsverhältnissen und bei verschiedener Förderleistung notwendigen Aufwand für die Gerätebeschaffung einerseits und der Kohlenvorratsdauer andererseits. Stärkeres Abweichen von dieser wirtschaftlichen Förderleistung nach oben oder unten führt zu einer Erhöhung der Gestehungskosten je t Kohle. Bei sehr umfangreichen Lagerstätten ist die obere Grenze durch den Entwicklungsstand der Gerätekonstruktionen hinsichtlich deren Einheitsleistungen bedingt. Die Kraftwerksleistung muß sich also weitgehend der wirtschaftlichen Förderleistung der Grube anpassen, wenn die Eigenschaften der Kohle ihre sonstige Verwendung für andere Zwecke (Veredlung, Brikettherstellung) nicht geeignet erscheinen lassen. Die Förderleistung bleibt vielfach wegen der Verschlechterung des Deckenverhältnisses mit zunehmendem Abbau während der ganzen Abbauzeit nicht konstant, sondern geht im Verlauf des Abbaues mehr oder weniger zurück. Normalerweise wird bei richtiger Aufschlußplanung dieser Zeitpunkt jedoch erst eintreten, wenn das Kraftwerk bereits abgeschrieben ist, so daß dann ein Einsatz mit kleinerer Benutzungsdauer keine wirtschaftlichen Nachteile bringt.

Bezogen sich die beiden ersten Gesichtspunkte für die Wahl der Ausbauleistung auf die verfügbaren Betriebsstoffe (Kohle und Wasser), so sind die beiden weiteren von der Bedarfsseite her von Bedeutung. Die Ausbauleistung eines Werkes muß in einem angemessenen Verhältnis zum Bedarfszuwachs, vor allem zum Lastanstieg je Jahr stehen. Im nächsten Abschnitt, der die Frage des vollen oder stufenweisen Ausbaues eines Kraftwerkes behandelt, wird dargelegt, daß gerade die Geschwindigkeit des Lastzuwachses und seine Auswirkung auf die Gestehungskosten für die Leistung im Vollausbau von Bedeutung ist, auch wenn man sich durch stufenweisen Ausbau dem langsameren Lastanstieg anzupassen sucht.

Im Zeitalter der örtlichen Energieversorgung, in dem meist ein einziges, isoliert arbeitendes Kraftwerk den Bedarf deckte, war — absatzmäßig gesehen — die Größe eines neu zu errichtenden Kraftwerkes allein durch den in den nächsten Jahren zu erwartenden Belastungszuwachs gegeben. In der Verbundwirtschaft dagegen, in der die Verbrauchsspitze des zusammengeschlossenen Versorgungssystems ein Mehrfaches der Leistung eines Kraftwerkes beträgt, ist neben dem Mehrbedarf der wirtschaftliche Versorgungsbereich des Werkes maßgebend, der seinerseits wieder von der Verbrauchsdichte des zu versorgenden Gebietes abhängt.

Man muß sich hierbei vergegenwärtigen, daß die Erzeugungskosten je kWh unter sonst gleichen Bedingungen mit steigender Ausbaugröße des Dampfkraftwerkes abnehmen, die Fortleitungskosten der elektrischen

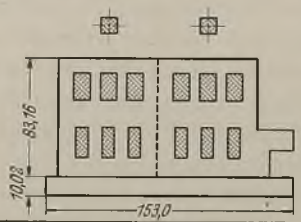
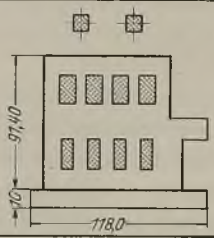
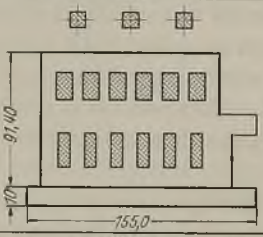
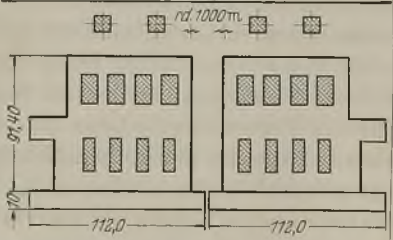
Kraftwerksleistung MW	Gruppenleistung MW	Grundriß des Krafthauses ohne 100-kV-Schalthaus und Warte	Bebaute Fläche m²/MW	Umbauter Raum m³/MW	Materialaufwand für Krafthaus und 100-kV-Schalthaus für Bau, Maschinensätze, Umspanner, Kessel und elektrische Ausrüstung des Schalthauses: Zement t/MW	Eisen t/MW	Holz m³/MW	1000 St/MW Steine	Kupfer und Messing t/MW	Tagewerke zu 10 Std. je MW	Personal Aufwand an Betriebspersonal je MW
210	6 × 35		56	1600	70	95	18,2	22,4	3,05	746	1,77
200	4 × 50		45,6	1330	63,8	77,8	15,5	21,5	2,8	733	1,6
300	6 × 50		43	1270	58,6	75,8	13,8	20,2	2,53	646	1,27
Zwei Werke je 140	2 × 4 × 35		59	1640	82,5	102	20	26,7	3,1	950	1,65

Abb. 16. Gegenüberstellung des Aufwandes für Baumaterial und Betriebspersonal bei verschiedener Ausbauleistung des Kraftwerkes.

Energie bei gegebener Verbrauchsdichte jedoch zunehmen, da die Leistung in einem immer größer werdenden Gebiet abgesetzt werden muß.

Von einer bestimmten Leistung an wird die Zunahme der Übertragungskosten die Verringerung der Erzeugungskosten überwiegen. Diese Leistung, bei der die Summe aus Erzeugungs- und Übertragungskosten den Mindestwert annimmt, ergibt die wirtschaftlichste Kraftwerksgröße in bezug auf die Verbrauchsdichte und gleichzeitig auch den wirtschaftlichen Versorgungsbereich des Kraftwerkes.

Ein anschauliches Bild, wie der Grundflächenbedarf und der Material- und Personalaufwand durch die Kraftwerksgröße und auch durch die Leistung der Betriebsgruppen beeinflußt wird, gibt Abb. 16. Es sind hier die Zahlen für ein Kraftwerk mit 210 MW Ausbauleistung, aufgeteilt auf 6 Gruppen zu 35 MW, mit einem Werk mit 200 MW, bestehend aus 4 Gruppen zu 50 MW, und einem solchen mit 300 MW (6 Gruppen zu 50 MW) verglichen. In der letzten Spalte sind die Zahlen angeführt, die für eine Leistung von 280 MW gelten, die auf zwei Werke zu 140 MW aufgeteilt ist. Die beiden Werksgruppen sind in letzterem Falle etwa 1000 m voneinander entfernt. Die Nebengebäude, wie Werkstätte, Lager usw., sind gemeinsam vorgesehen. Der Materialaufwand bezieht sich nur auf das Krafthaus und ebenso wie der Personalbedarf auf die inst. Leistung. Berücksichtigt man, daß ein Teil der Nebeneinrichtungen nur wenig von der Kraftwerksgröße abhängig ist und daher den Aufwand bei kleinerer Leistung verhältnismäßig mehr belastet, so verschiebt sich das Bild weiter zugunsten des 300-MW-Kraftwerkes.

Im nachstehenden soll nunmehr untersucht werden, wie sich die Gestehungskosten eines Dampfkraftwerkes mit der Ausbauleistung ändern und welche wirtschaftliche Ausbaugröße im Hinblick auf die Verbrauchsdichte unter verschiedenen Voraussetzungen zu erwarten ist.

Wenn man den Zusammenhang zwischen den Gestehungskosten je kWh ab Werk und der Ausbauleistung des Kraftwerkes feststellen will, so ist es zunächst zweckmäßig, die Abhängigkeit der spezifischen Anlagekosten und des Wärmeverbrauches von der Größe der Einheiten zu untersuchen. Aus Abb. 17 ist die Veränderung der spezifischen Anlagekosten von Kessel und Turbinen mit der Leistung der Einheiten ersichtlich. Hierbei handelt es sich um Mittelwerte, die aus Angaben der Lieferfirmen gewonnen wurden. Da hier lediglich die relative Abhängigkeit der Kosten von der Leistung interessiert, wurde die Kostenänderung in % aufgetragen. Als Bezugskosten wurden diejenigen für eine

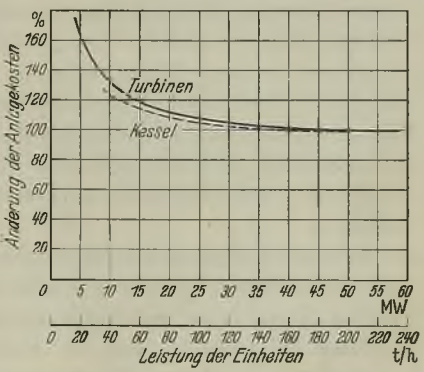


Abb. 17. Abhängigkeit der Anlagekosten von der Größe der Kessel- und Turbineneinheiten.

Maschinenleistung von 50 MW bzw. für eine Kesselleistung von 200 t/h zugrunde gelegt. Bei Beurteilung dieser Kurven und der noch folgenden Schaubilder muß man sich natürlich vor Augen halten, daß die verwendeten Angaben mehr oder weniger streuen und der eingetragene Kurvenverlauf Mittelwerte wiedergibt. Dies gilt besonders für die später gezeigten Kurven über den Zusammenhang zwischen Kraftwerksgröße einerseits und Bedienungs-, Unterhalts- und Verwaltungskosten andererseits. Man erkennt, daß die Kosten der Maschinensätze bei einer Leistung von 50 MW (der größten vorgeschlagenen Einheitstype) sich einem Mindestwert nähern und darüber hinaus nur noch unwesentlich abnehmen. Eine Vergrößerung der Maschinenleistung über 50 MW hinaus bringt also keine nennenswerte Anlagenkostenersparnis an den Maschinensätzen selbst.

Die Anlagekostenkurve für Kessel verläuft bei kleineren Leistungen noch flacher als die für die Maschinensätze.

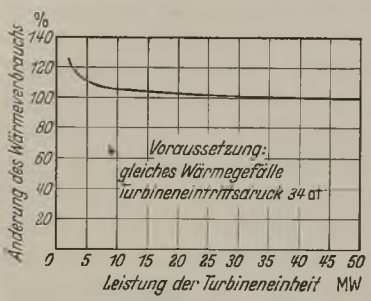


Abb. 18. Abhängigkeit des Wärmeverbrauches von der Turbinengröße.

Auch die Kurve über die relative Abhängigkeit des Wärmeverbrauches von der Turbinengröße (Abb. 18) zeigt, daß von 25 MW an aufwärts eine nennenswerte Verringerung nicht mehr eintritt und bei 50 MW praktisch das Optimum erreicht ist. Z. B. beträgt bei Übergang von 35 auf 50 MW die Wärmeersparnis nur höchstens 1 %. Die Kurve gilt allerdings unter der Voraussetzung gleichen Dampfeintrittszustandes bei allen Maschinengrößen. Würde man den Dampfdruck mit Vergrößerung der Turbineneinheiten in dem Maße steigern, als dies mit Rücksicht auf einen tragbaren Turbinenwirkungsgrad zulässig ist, so wäre der Verlauf der Kurve bei Maschinenleistungen unter 20 bis 25 MW entsprechend steiler anzunehmen. Hinsichtlich des Wärmeverbrauches sind von einer Steigerung der Einheitsleistung über 50 MW hinaus Vorteile nicht zu erwarten.

Für die Stromgestehungskosten ab Werk interessiert jedoch der Verlauf der Anlagekostenkurve je kW Kraftwerksleistung sowie des spezifischen Wärmeverbrauches je nutzbar abgegebene kWh. Die Abhängigkeit der Anlagekosten von der Ausbauleistung des Werkes wurde aus einer großen Anzahl von Planungen und ausgeführten Anlagen ermittelt und deren Änderung, bezogen auf eine Ausbauleistung von 200 MW, in Abb. 19 aufgetragen. Trotz des flachen Verlaufes der Anlagekostenkurven von Kesseln und Turbinen bei größeren Einheitsleistungen wäre bei einer Steigerung der Kraftwerksleistung von 200 auf beispielsweise

400 MW eine Senkung der spezifischen Anlagekosten um rd. 5% zu erwarten. Diese Verbilligung ist auf den Umstand zurückzuführen, daß, wie bereits an Hand der Abb. 16 erläutert, die Kosten für die Baulichkeiten und Nebeneinrichtungen (Wasserversorgung, Werkstatt, Lager, Verwaltungsgebäude usw.) nicht in dem Maße wie die Leistung anwachsen. Würde man mit der höchsten Leistung der Einheiten über 50 MW bzw. über 200 t/h hinausgehen, die Steigerung der Kraftwerksleistung also nicht durch eine Erhöhung der Aggregatzahl, sondern durch Vergrößerung der Einheitsleistungen erreichen können, so wäre die %-Senkung der Anlagekosten infolge der Auswirkung auf den baulichen Teil und die Schaltanlage größer.

Der Verlauf der Wärmeverbrauchskurve des Kraftwerkes ist durch Abb. 18 erklärt. Eine fühlbare Senkung des Wärmeverbrauches bei größeren Kraftwerksleistungen als 150 bis 200 MW wäre auch bei Übergang auf größere Einheiten als die hier zugrunde gelegten nicht zu erwarten.

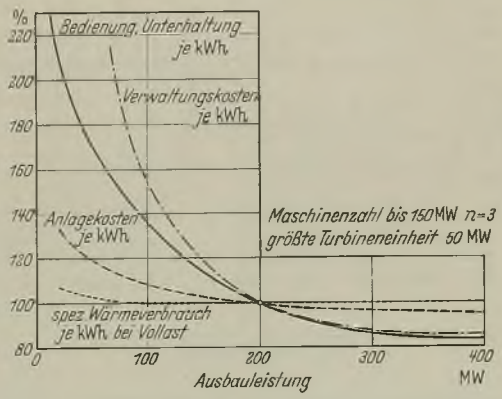


Abb. 19. Abhängigkeit der Kostenglieder und des Wärmeverbrauches von der Leistungsgröße eines Dampfkraftwerkes.

Eine größere Abhängigkeit von der Ausbauleistung weisen die Bedienungs- und Unterhaltkosten sowie die Verwaltungskosten auf. Die in Abb. 19 eingetragenen Verhältniskurven über die Änderung dieser Kostenglieder mit der Kraftwerksleistung sind wieder Mittelwerte aus einer größeren Anzahl von Betriebsziffern, wobei diese nach Möglichkeit auf eine vergleichbare Basis gebracht wurden. Auf den Verlauf dieser Verhältniskurve ist die Höhe der Benutzungsdauer praktisch ohne Einfluß; sie wirkt sich nur auf die absoluten Kostenbeträge aus.

Mit Hilfe der in Abb. 19 wiedergegebenen Verhältniskurven können unter Annahme mittlerer Werte für die einzelnen Kostenglieder und den Wärmeverbrauch bei einer bestimmten Kraftwerksleistung die Kurven der Stromgestehungskosten ab Werk nach der Formel 1) ermittelt werden.

Um ein hinreichendes Bild zu gewinnen, wurde die Berechnung für zwei verschiedene Benutzungsdauern, und zwar für $t = 3500$ und 6000 h, sowie für je zwei Wärmepreise $p_w = 1{,}4$ RM./10^6 kcal (Braunkohle) und $p_w = 2{,}3$ RM/10^6 kcal (Steinkohle) durchgeführt. Der Jahresfaktor α

wurde wie im 3. Abschnitt mit 14,2 % der Anlagekosten angesetzt. Für die Anlagekosten, den Wärmeverbrauch sowie für Bedienung, Unterhalt und Verwaltung wurden für eine Kraftwerksleistung von etwa 100 MW bei ausgeführten Anlagen erreichte Mittelwerte eingesetzt. Für andere Leistungen ergeben sich die Zahlen aus den Kurven von Abb. 19. Schließlich wurde noch die Annahme gemacht, daß die Leistung des Kraftwerkes ausgefahren und die Reservehaltung einem vorhandenen älteren Werk überlassen wird.

In Abb. 20 sind nun die so errechneten verhältnismäßigen Gestehungskosten je kWh ab Kraftwerk, wieder auf eine Leistung von 200 MW bezogen, für die beiden zugrunde gelegten Benutzungsdauern und Wärmepreise eingetragen. Man sieht, daß die Benutzungsdauer auf den Verlauf dieser Verhältniskurven praktisch nur bei kleinen Kraftwerksleistungen einen Einfluß ausübt. Dasselbe gilt auch annähernd für den Wärmepreis. Man erkennt, daß eine Verkleinerung der Kraftwerksleistung von 200 MW auf die Hälfte größenordnungsmäßig die Gestehungskosten um rd. 10 bis 12 % erhöht, eine Vergrößerung der Leistung auf das Doppelte (400 MW) sie um etwa 4 bis 6,5 % verkleinert. Zwischen 300 und 400 MW Ausbauleistung ist jedoch die Abnahme der Gestehungskosten nur noch geringfügig und würde, über 400 MW hinaus, Beibehaltung der obenerwähnten Grenze für die Maschinen- und Kesselleistungen vorausgesetzt, keine Rolle mehr spielen.

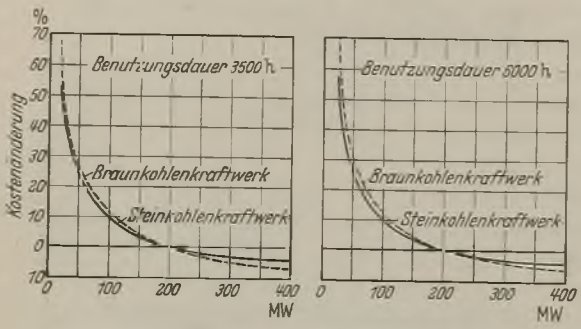


Abb. 20. Abhängigkeit der Stromgestehungskosten von der Kraftwerksgröße.

Die in Abb. 20 gezeichneten Kurven über die Abhängigkeit der Gestehungskosten ab Werk von der Kraftwerksgröße lassen wohl grundsätzliche Schlüsse darüber zu, wie weit eine Steigerung der Kraftwerksleistung noch Vorteile bringen kann; über die wirtschaftliche Kraftwerksleistung geben sie jedoch kein Bild. Für diese sind die Stromgestehungskosten maßgebend, gemessen in den Verbrauchsschwerpunkten, an die die eigentlichen Verteilungsnetze angeschlossen sind. Die zusätzlichen Kosten für die Fortleitung einer bestimmten Kraftwerksleistung nach den Verbrauchsschwerpunkten werden um so mehr ins Gewicht fallen, je größer das Gebiet ist, in dem sie untergebracht werden kann oder je größer das Verhältnis der notwendigen Länge der Übertragungsleitungen zur gelieferten Energiemenge bei einer bestimm-

ten Benutzungsdauer des Versorgungsgebietes ist. Wir wollen den reziproken Wert dieses Quotienten, den Streckenbelag des Leitungsnetzes, als Maß für die Verbrauchsdichte des Versorgungsgebietes verwenden, da diese Größe eindeutig in den Kostenformeln einzugliedern ist. Wir denken uns nun ein größeres Versorgungsgebiet mit einer gegebenen Benutzungsdauer und einem bestimmten Streckenbelag der Leitung. Dieses Gebiet könnte aus wenigen Großkraftwerken, aber auch aus einer größeren Anzahl kleinerer miteinander gekuppelter Kraftwerke beliefert werden. Gesucht wird die wirtschaftlichste Kraftwerksgröße.

Wir betrachten ein an einer geeigneten Stelle zu errichtendes Kraftwerk und nehmen für dieses verschiedene Ausbauleistungen an. Dann ergibt sich zunächst die in Abb. 21 eingetragene Gestehungskostenkurve ab Werk. Hinzu kommen noch die Übertragungskosten bis zu den Verbrauchsschwerpunkten. Für einen bestimmten Streckenbelag der Leitungen würden mit zunehmender Kraftwerksleistung die Übertragungskosten je kWh nach der in Abb. 21 eingetragenen Kurve ansteigen. Die Summenkurve ergibt die Gesamtgestehungskosten, bezogen auf die Unterspannungsseite des Umspannwerkes, im Verbrauchsschwerpunkt. Im Kostenminimum erhält man die wirtschaftlichste Kraftwerksgröße für dieses Versorgungsgebiet. Mit sinkendem Streckenbelag erhöhen sich die Übertragungskosten. Die hierfür geltende Kostenkurve verläuft steiler, das Optimum der Gesamtkosten rückt weiter nach links.

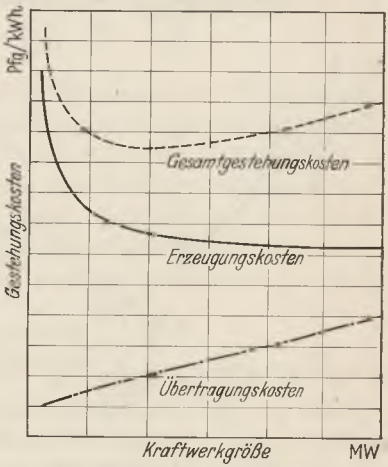


Abb. 21. Ermittlung der wirtschaftlichen Kraftwerksgröße.

Um nun den Zusammenhang zwischen Streckenbelag und wirtschaftlicher Kraftwerksgröße untersuchen zu können, ist es zunächst notwendig, eine Kostenbeziehung abzuleiten, die die Abhängigkeit der Stromgestehungskosten, bezogen auf die Unterspannungsseite des Abspannwerkes, vom Streckenbelag erfaßt. Das Schema hierfür ist in Abb. 22 wiedergegeben. Von einem Kraftwerk führen z Doppelleitungen zu den Abspannwerken in den Verbrauchsschwerpunkten, an welchen die Verteilnetze angeschlossen sind. Im Interesse der Übersichtlichkeit müssen einige vereinfachende Annahmen gemacht werden, und zwar wird vorausgesetzt, daß die Leitungen gleich lang und gleich ausgelegt sind, denselben Streckenbelag, gleiche Belastung und Benutzungsdauer

aufweisen, ferner daß eine Energieabgabe nur am Ende dieser Leitungen erfolgt. Für die grundsätzlichen Ergebnisse der Untersuchung ist diese Vereinfachung unbedeutend.

In Anlehnung an Abb. 22 seien folgende Bezeichnungen eingeführt:

L	Länge eines Leitungsstranges [km].
E_1, N_1	Jahresabgabe [kWh] und höchste Übertragungsleistung [kW] eines Zweiges, gemessen im Verbrauchsschwerpunkt.
E, N_{max}	Jahresabgabe [kWh] und höchste Leistung [kW], gemessen am Kraftwerk.
k	Gestehungskosten ab Werk [Rpf./kWh].
a_t	Anlagekosten der Umspannwerke [RM./kW].
a_f	Anlagekosten der Leitung je km Streckenlänge [RM./km].
α_t, α_f	Jahresfaktoren für Umspannwerke und Leitungen.
η_f, η_t	Wirkungsgrade für Fortleitung und Umspannung bei Höchstlast.
n_f, n_t	Jahresarbeitswirkungsgrade für Fortleitung und Umspannung.
t	Jahresbenutzungsdauer [h].
σ	Streckenbelag $= \frac{E_1}{L} = \frac{N_1 \cdot t}{L}$ [kWh/km].

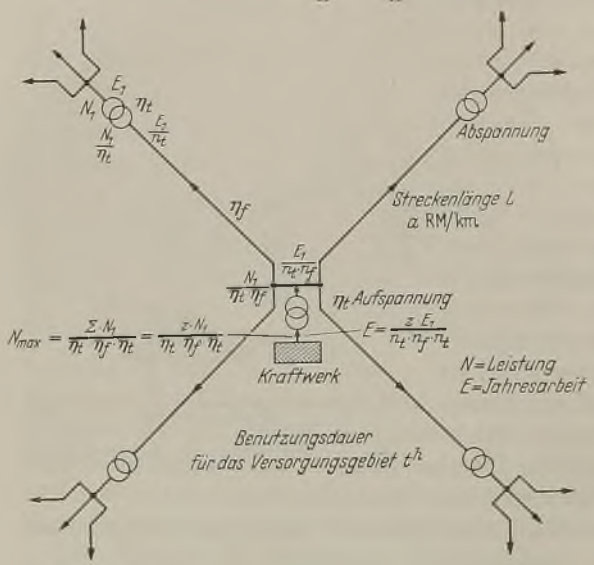


Abb. 22. Netzschema für die Ermittlung der wirtschaftlichen Kraftwerksgröße.

Der Unterschied zwischen der Benutzungsdauer am Kraftwerk und derjenigen an den Umspannwerken infolge der Verschiedenheit von Höchstlastwirkungsgrad und Jahresarbeitswirkungsgrad kann außer acht gelassen werden. Die Jahreskosten für das gesamte System, auf die Unterspannungsseite der Verbrauchsschwerpunkte bezogen, kann wie folgt angeschrieben werden:

$$\underset{\substack{\downarrow \\ k \cdot E \\ \downarrow \\ \frac{k \cdot E_1 \cdot z}{n_t \cdot n_f \cdot n_t}}}{\text{Erzeugungskosten}} + \underset{\substack{\downarrow \\ \alpha_t \cdot a_t \cdot \frac{N_1 \cdot z}{\eta_f \cdot \eta_t}}}{\text{Aufspannkosten}} + \underset{\substack{\downarrow \\ \alpha_t \cdot a_t N_1 \cdot z}}{\text{Abspannkosten}} + \underset{\substack{\downarrow \\ \frac{\alpha_f \cdot a_f \cdot L \cdot z}{\eta_t}}}{\text{Fortleitungskosten}} \quad [\text{RM.}].$$

Dividiert man diese Jahreskosten durch die Gesamtabgabe ($E_1 \cdot z = N_1 \cdot t \cdot z$), so erhält man die Gestehungskosten je kWh:

$$k_0 = \frac{k}{n_t \cdot n_f \cdot n_t} + \frac{\alpha_t \cdot a_t}{t}\left(1 + \frac{1}{\eta_f \cdot \eta_t}\right) + \frac{\alpha_f \cdot a_f}{\eta_t \cdot \sigma} \quad [\text{Rpf./kWh}].$$

In der obenstehenden Formel können die Werte k aus Abb. 20 entnommen werden, wenn man für eine bestimmte Ausbaugröße mittlere Kosten zugrunde legt. Macht man für die Auslegung der Übertragungsanlagen (Spannung und Querschnitt) die Voraussetzung, daß die Übertragungsanlagen bei allen Ausbaugrößen gleichen Vollastwirkungsgrad aufweisen sollen, so können für die Vollastwirkungsgrade und damit auch unter Berücksichtigung der Benutzungsdauer für die Jahresarbeitswirkungsgrade in die Formel Festwerte eingesetzt werden. Unter Annahme von $\eta_t = 0{,}98$ (Umspannung) und $\eta_f = 0{,}92$ (Fortleitung) ergeben sich auf Grund anderer Arbeiten (3) folgende Jahresarbeitswirkungsgrade:

Benutzungsdauer h	n_t	n_f	$n_t \cdot n_t \cdot n_f$
3500	0,985	0,95	0,92
6000	0,985	0,94	0,91

Man erhält also unter diesen Annahmen den durch die Übertragungsverluste erhöhten Erzeugungskostenanteil am Gesamtgestehungspreis, wenn man die Werte k aus Abb. 20 durch 0,92 bzw. 0,91 dividiert.

Die beiden anderen Glieder stellen den Übertragungskostenanteil dar. Die Jahresfaktoren α_t und α_f, die außer Kapitaldienst, Steuern und Generalunkosten hier auch Bedienung und Instandhaltung erfassen, können mit 14,0 bzw. 11,5 % angesetzt werden. Damit wird der Übertragungskostenanteil

$$\frac{0{,}295 \cdot a_t}{t} + \frac{0{,}117 \cdot a_f}{\sigma}.$$

Unter Zugrundelegung mittlerer Erfahrungszahlen für die spezifischen Anlagekosten von Stahlaluminium-Doppelleitungen für verschiedene Spannungen (30, 60, 100 kV) und verschiedene Querschnitte (70, 95, 120, 150, 210, 240 mm²) sowie von Umspannwerken wurden nun nach dieser Beziehung für fünf verschiedene, den praktisch vorkommenden Bereich erfassende Streckenbelagwerte für die obengenannten Spannungen und Querschnitte die Übertragungskosten ermittelt.

Andererseits läßt sich für diese Fälle ohne Schwierigkeiten die größte Übertragungsleistung ausrechnen, wenn man für den Fortleitungswirkungsgrad bei höchster Last und den Leistungsfaktor bestimmte, für alle Fälle gleiche Annahmen macht (angenommene Werte $\eta_f = 0{,}92$; $\cos\varphi = 0{,}8$). Auf die Ableitung der Formel, in der neben den Leitungsgrößen auch Streckenbelag und Benutzungsdauer enthalten sind, darf hier verzichtet werden.

Der sich so ergebenden Reihe von Leistungswerten sind nun Fall für Fall die nach der Formel ausgerechneten Kosten je kWh zugeordnet, so daß über die Leistung als Abszisse die zugeordneten Übertragungskosten für die angenommenen Streckenbelagszahlen aufgetragen und

durch eine Mittelkurve verbunden werden können. Um ein Bild darüber zu geben, wie sich die Übertragungskosten mit dem Streckenbelag und mit der Übertragungsleistung ändern, sei in Abb. 23 der Verlauf der Kostenkurve für den Übertragungsanteil dargestellt. Man erkennt aus diesem Schaubild, welchen Einfluß Streckenbelag, Benutzungsdauer und Übertragungsleistung auf die Kosten je kWh ausüben.

Nach Abb. 21 wurde nun die Abhängigkeit der Gesamtgestehungskosten je kWh (Erzeugungs- zuzüglich Übertragungskosten) von der

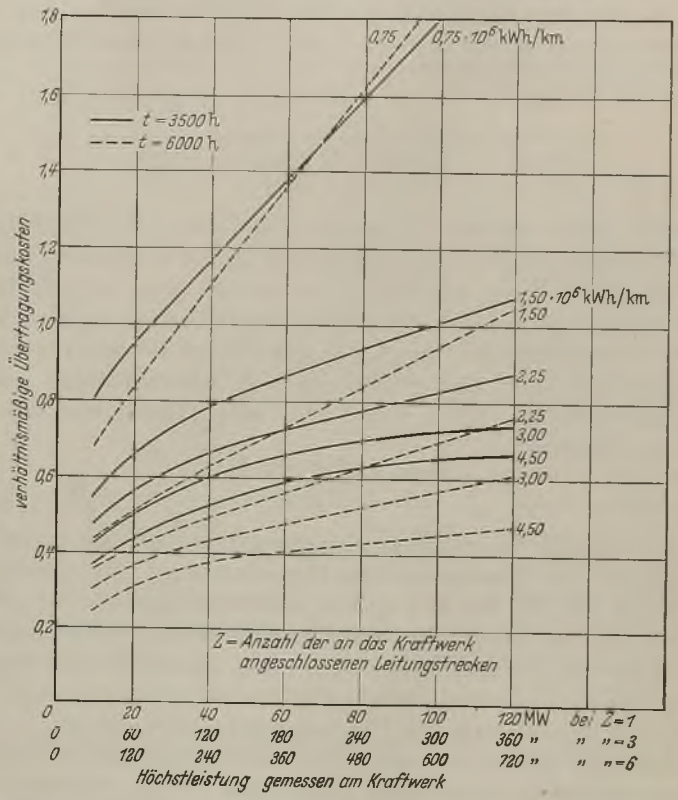


Abb. 23. Abhängigkeit der Übertragungskosten von Leistung und Strombelag.

Kraftwerksgröße für verschiedene Benutzungsdauern, Wärmepreise und Streckenbelagswerte ermittelt. Außerdem wurde auch der Einfluß, den die Anzahl der Abzweige auf den Verlauf der Gestehungskostenkurven ausübt, berücksichtigt. Ist der Strombelag niedrig, so verlaufen die Kostenkurven steiler, bei hohen Streckenbelastungsziffern dagegen ist das Optimum weniger ausgeprägt. Wie ein Vergleich der Kurven zeigt, liegt für Steinkohle und Braunkohle die wirtschaftliche Kraftwerksgröße praktisch bei derselben Leistung.

Das Ergebnis der Untersuchungen wird deutlich, wenn man sich die wirtschaftlichen Kraftwerksgrößen über dem Streckenbelag aufträgt. Dies ist in Abb. 24 geschehen. Das Schaubild zeigt, daß eine wirtschaftliche Kraftwerksgröße von 200 MW bei sechs abgehenden Leitungsstrecken bereits bei einer Benutzungsdauer von 3500 h und einem Streckenbelag von rd. 0,75 Mill. kWh/km Streckenlänge des Netzes erreicht wird. Bei einem Streckenbelag von 3 Mill. kWh/km liegt je nach Benutzungsdauer und Zahl der Abzweige die wirtschaftliche Kraftwerksgröße zwischen 300 und 400 MW, bei einem Streckenbelag von etwa 4,5 bis 5,0 Mill. kWh/km nähern sich die wirtschaftlichen Kraftwerksleistungen einem Grenzwert.

Die günstigsten Werte der Gestehungskostenkurven nach Abb. 21 rücken weiter nach rechts, d. h. die Kurven von Abb. 24 liegen höher und sie verlaufen steiler, wenn

1. die Leistungsabnahme nicht, wie hier einfachheitshalber angenommen wurde, nur am Ende der Leitungsstrecke, sondern an verschiedenen Punkten im Zuge der Leitung erfolgt, da dann bei gleichen Übertragungsverlusten und gleichen Leitungsabmessungen die Belastbarkeit der einzelnen Stränge höher und damit der Übertragungskostenanteil kleiner wird.

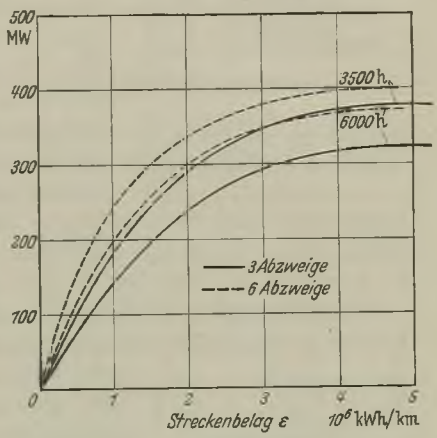


Abb. 24. Wirtschaftliche Kraftwerksgröße in Abhängigkeit vom Streckenbelag.

2. die Einzelleistungen von Kesseln und Turbinen über die heute festgelegten Grenzwerte erhöht werden. Wenn auch dadurch nach Abb. 17 und 18 eine nennenswerte Senkung der Anlagekosten der Kessel und Turbinen selbst und des Wärmeverbrauches nicht zu erwarten ist, so würden, wie bereits erwähnt, die anteiligen Kosten für den baulichen und den elektrischen Teil sowie der Aufwand für Bedienung und Unterhalt günstig beeinflußt werden.

Um aus dem in Abb. 24 dargestellten Ergebnis dieser Untersuchung praktische Schlüsse ziehen zu können, ist es notwendig, sich über die Größenordnung der in der deutschen Elektrizitätsversorgung vorkommenden Streckenbelagswerte ein Bild zu machen. Zu diesem Zweck wurden für das Jahr 1937 die Strombelagsziffern für die Hochspannungsnetze von 15 großen deutschen Elektrizitätsversorgungsunternehmen errechnet, die große Gebiete versorgen und mit einer Erzeugung von zusammen 17,5 Mrd. kWh rd. 65 % der gesamten Erzeugung der öffent-

lichen Elektrizitätswerke im Jahre 1937 umfassen. In Abb. 25 ist dargestellt, wie sich diese Energiemenge auf verschiedene Streckenbelagswerte verteilt. Das Schaubild zeigt, daß der Hauptanteil bei Streckenbelagsziffern zwischen 1 und 2 Mill. kWh/km liegt. Aber auch bei 2,5 bis 3 Mill. kWh/km ist ein großer Anteil zu verzeichnen. Daraus ergibt sich, daß schon heute die wirtschaftliche Kraftwerksgröße für eine Reihe von großen Versorgungsgebieten über 200 MW liegt.

Abb. 25. Energieabgabe und Streckenbelag von 15 EVU. Betriebsjahr 1937. Erfaßte Gesamterzeugung 17,5 Milliarden kWh.

Mit zunehmendem Leistungsbedarf wird die wirtschaftliche Ausbauleistung einer immer größeren Zahl der Erzeugungsanlagen über 200 MW hinauswachsen, da die Erhöhung der Verbrauchsdichte zwangläufig eine solche des Streckenbelags zur Folge hat. Wie sich dieser in den letzten Jahren bei einem großen Versorgungsunternehmen entwickelt hat, veranschaulicht Abb. 26, in der der verhältnismäßige Anstieg des Energiebedarfs, der Streckenlänge des Hochspannungsnetzes und des sich daraus als Quotienten ergebenden Streckenbelags, bezogen auf das Jahr 1934, dargestellt ist. Der Streckenbelag ist von 1934 bis 1938 um rd. 40 % gestiegen.

Wirtschaftlich gesehen ist es also richtig, nachdem eine gewisse Auflockerung hinsichtlich der räumlichen Verteilung der Erzeugungsstätten erreicht ist, in den großen Versorgungsgebieten mit höheren Verbrauchsdichten auf höhere Kraftwerksleistungen als 150 bis 200 MW überzugehen.

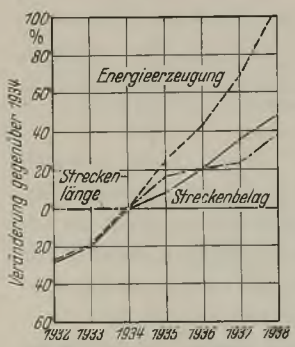


Abb. 26. Steigerung des Streckenbelages bei einem großen EVU.

Noch ein Punkt muß hier der Vollständigkeit halber kurz erwähnt werden, der zwar nichts mit dem Kosten- und Materialaufwand zu tun hat, aber ebenfalls dafür spricht, im Zuge der weiteren Entwicklung in Gebieten mit hohen Verbrauchsdichten auf größere Kraftwerksleistungen überzugehen; das ist die Bauplatzfrage. Man muß sich vergegenwärtigen, daß es im Laufe der Zeit im Hinblick auf die industriellen und sonstigen Bauvorhaben in unserem dicht besiedelten Wirtschaftsraum immer schwieriger werden wird, für die der öffentlichen Versorgung dienenden Kraftwerke zweckentsprechende, allen Anforderungen genügende Standorte und für die zusätzlichen Kuppelleitungen geeignete Trassen zu finden. Der Übergang auf größere Einheitsleistung in Gebieten

mit hohen Verbrauchsdichten würde gerade für die übergeordnete Wirtschaftsplanung in diesen Gebieten eine Entlastung bedeuten.

Als letzter Punkt war die Frage der Bereitschaftshaltung erwähnt, die für die Bemessung der Ausbaugröße eine Rolle spielt. Wie im 8. Abschnitt noch näher dargelegt ist, soll die Kraftwerksleistung auch aus diesem Gesichtspunkt heraus in einem angemessenen Verhältnis zur Netzbelastung stehen, um eine gesicherte Betriebsführung mit tragbarem Kostenaufwand zu erreichen.

Die vorstehenden Ausführungen sollten einen Überblick über die verschiedenen Gesichtspunkte geben, die bei Wahl der Ausbaugröße eines Dampfkraftwerkes mit bestimmend sind. Der planende Ingenieur hat diese gegeneinander abzuwägen und jene Lösung zu suchen, die den einzelnen Einflüssen je nach ihrem Gewicht am besten gerecht wird.

6. Stufenweiser Ausbau oder Vollausbau.

Liegt die endgültige Ausbauleistung des zu errichtenden Kraftwerkes fest, so ist als nächstes die Frage zu entscheiden, ob diese Leistung in einem Zuge zu erstellen oder ein stufenweiser Ausbau vorzuziehen ist. Die hierfür maßgebenden Gesichtspunkte seien wieder an einem Beispiel erörtert. Diesem liegt die Planung eines Hochdruck-Kraftwerkes zugrunde, das im Vollausbau 6 Gruppen zu je 50 MW, also eine Gesamtleistung von 300 MW, erhalten soll. Für dieses Kraftwerk werden die spezifischen Anlagekosten in Abhängigkeit von der Ausbauleistung ermittelt; sie sind in der Abb. 27 eingetragen. Wird das Werk zunächst für 100 MW ausgebaut, so kostet der 1. Ausbau rd. 300 RM./kW. Würde man das Werk zunächst für 200 MW bemessen, so sinken die Anlagekosten auf 250 RM./kW. Im Vollausbau kostet 1 kW 236 RM. Der Verlauf der Kurve läßt erkennen, wie sehr Teilausbaustufen, besonders wenn sie verhältnismäßig klein sind, durch Aufwendungen belastet werden, die von vornherein für den Vollausbau vorgesehen werden müssen. Lager, Werkstätten, Kühlwasserbeschaffung, Verwaltungsgebäude, Schaltwarte, Grundstückserwerb und ähnliches beeinflussen die Kosten des ersten Teilausbaues ungünstig. Außer

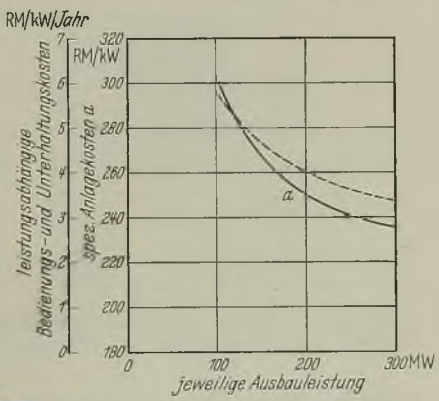


Abb. 27. Spezifische Anlagekosten eines Kraftwerkes und leistungsabhängige Bedienungs- und Unterhaltskosten bezogen auf die jeweilige Ausbauleistung bei stufenweisem Ausbau. Vollausbau 6 Gruppen zu 50 MW = 300 MW, 80 at, 500°.

den kapitalabhängigen Kosten wird von den übrigen Kostenelementen bei schrittweisem Ausbau eines Dampfkraftwerkes noch der leistungsabhängige Anteil der Bedienungs- und Unterhaltkosten berührt. Der Teilausbau eines Kraftwerkes erfordert je kW einen höheren Aufwand an Bedienungspersonal als der Vollausbau. Die Abhängigkeit dieses Kostengliedes bei schrittweisem Ausbau des Werkes von der jeweiligen Ausbauleistung ist für dieses Beispiel ebenfalls in der Abb. 27 eingetragen. Gegenüber den leistungsabhängigen Kosten tritt die Beein-

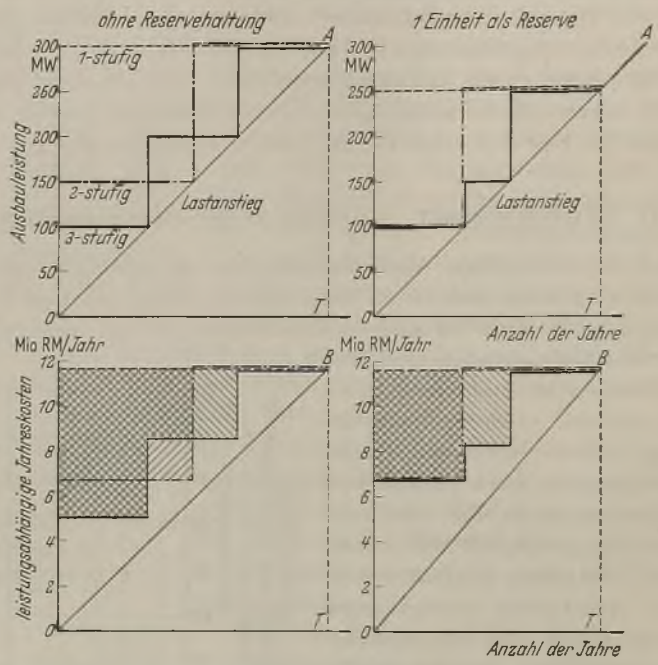


Abb. 28. Ausbauplan und Kostenvergleich für stufenweisen Ausbau eines 300-MW-Kraftwerkes. Linie $O\,B$ = Leistungsabhängiger Anteil an den Gestehungskosten unter Zugrundelegung der Kosten für Vollausbau.

flussung der arbeitsabhängigen durch die Ausbauleistung bei stufenweisem Ausbau zurück; sie kann vernachlässigt werden.

In Abb. 28 ist in den beiden oberen Diagrammen der zeitliche Einsatz der Ausbaustufen eingezeichnet, wobei linearer Belastungsanstieg zugrunde gelegt wurde. Bei progressivem Bedarfsanstieg gilt grundsätzlich dasselbe. Im linken Diagramm ist eine eigene Reservehaltung nicht vorgesehen worden; die Reserve soll in einem der vorhandenen alten Kraftwerke bereitgestellt werden. Im rechten Diagramm ist jeweils die Leistung einer Einheit als Reserve angenommen worden. Man sieht daraus den zeitlichen Ausbauplan für ein-, zwei- und dreistufigen Ausbau. Im Zeitpunkt T ist das Werk voll ausgenutzt. Er

liegt im rechts dargestellten Falle früher, da ja die auszufahrende Leistung geringer ist. Den Zeitraum OT kann man als die wirtschaftliche Anlaufzeit des Kraftwerkes bezeichnen. Die unterhalb der Lastanstiegslinie liegende Fläche OAT gibt die während der wirtschaftlichen Anlaufszeit abgegebenen Energiemengen [kWh] an.

Im unteren Teil der Abb. 28 sind nun die kapitalabhängigen Jahreskosten und der leistungsabhängige Anteil der Bedienungs- und Unterhaltskosten entsprechend dem oben dargestellten Ausbauplan und unter Zugrundelegung der Zahlen aus Abb. 27 für ein-, zwei- und dreistufigen Ausbau eingetragen. Die schraffierten Flächen geben die Mehrkosten des einstufigen Ausbaues gegenüber dem zwei- bzw. dreistufigen an. Die Fläche OBT stellt die Gestehungskosten der während der Anlaufzeit erzeugten kWh dar, wenn die Gestehungskosten je kWh bei voller Ausnutzung der Anlage, also nach beendeter Anlaufzeit, zugrunde gelegt werden. Bemißt man diese Kosten mit 1, so sind die Mehrkosten während der Anlaufzeit für verschiedene Ausbaustufen aus Abb. 29 abzulesen, in der auch noch eine größere Anzahl von Ausbaustufen berücksichtigt wurde. Die Kurven zeigen, daß bei Berücksichtigung einer Reserve der Stufenausbau weniger Ersparnis erbringt, als bei Betrieb ohne Reservehaltung. Sie lassen auch erkennen, daß es ganz unabhängig von der tatsächlichen Dauer der Anlaufzeit kaum Zweck haben würde, über vier Ausbaustufen hinauszugehen. Abgesehen von dem geringfügigen wirtschaftlichen Nutzen bedingt der lang andauernde Bauzustand Erschwernisse für den danebenlaufenden Betrieb und auch ein wiederholtes Aufziehen der Bauorganisation. Ob man die Zahl der Ausbaustufen geringer wählt, hängt

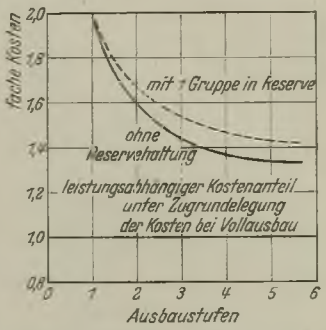


Abb. 29. Kostenverhältnis in Abhängigkeit von der Zahl der Ausbaustufen bei einem 300-MW-Kraftwerk während der Anlaufzeit.
——— ohne Reservehaltung,
— — — mit 1 Gruppe in Reserve.

1. vom Verhältnis der Anlaufzeit zu der der Gestehungskostenberechnung zugrunde gelegten Abschreibungszeit,

2. von der Möglichkeit, die während der Anlaufzeit überschüssige Leistung als Ersatz für unwirtschaftlich arbeitende vorhandene Kraftwerksleistung zu verwenden, ab.

Geht man von der Abschreibungszeit der Anlage als dem für die wirtschaftlichen Betrachtungen zugrunde zu legenden Zeitabschnitt aus, so müssen eigentlich die Gestehungskosten, die sich bei voller Ausnutzung der Anlage über die ganze Zeitperiode ergeben, um die Mehrkosten während der Anlaufzeit erhöht werden. Diese durchschnittlichen Gestehungskosten über diesen Zeitabschnitt sind letzten Endes für die

Beurteilung der Wirtschaftlichkeit maßgebend. Sie sind in der Abb. 29a im linken Bild als Vielfaches der theoretischen Gestehungskosten, die anfallen würden, wenn keine Anlaufzeit vorhanden wäre, für verschiedene Verhältnisse zwischen Anlaufzeit und Abschreibungszeit aufgetragen, und zwar für den Fall, daß eine Betriebsgruppe in Reserve ist. Ist die Anlaufzeit gleich der Abschreibungszeit, so erhält man wieder die Kurve aus Abb. 29. Man sieht, daß mit Verkürzung der Anlaufzeit der Übergang von zwei auf drei Ausbaustufen weniger Nutzen bringt. Die Stufenzahl findet bei kurzer Anlaufzeit ihre Grenze in der beginnenden Überschneidung der Bauzeiten für die einzelnen Abschnitte.

Ein weiterer Umstand führt im Zusammenhang mit dem eben Besprochenen zu einer Verkleinerung der Zahl der Ausbaustufen, das ist die Möglichkeit, die während der Anlaufzeit überschüssige Leistung auszunutzen und dafür die Erzeugung von unwirtschaftlich arbeitenden Kraftwerken entsprechend einzuschränken. Im rechten Diagramm der Abb. 29a ist errechnet, wie sich bei dem hier behandelten Beispiel die Mehrkosten der Anlaufzeit erniedrigen, wenn eine Benutzungsdauer von 6000 h und eine Wärmeersparnis von 500 kcal/kWh zugrunde gelegt werden. Beträgt die Anlaufzeit $^1/_4$ der Abschreibungszeit, so sind die Kosten bei Vollausbau 9 % größer als die theoretischen. Bei zweistufigem Ausbau gehen sie auf das 1,06fache, bei dreistufigem auf das 1,05fache zurück. Hier wird sich der Übergang von zwei auf drei Ausbaustufen nicht mehr lohnen, da die Kostenersparnis die betrieblichen Unbequemlichkeiten nicht aufwiegt.

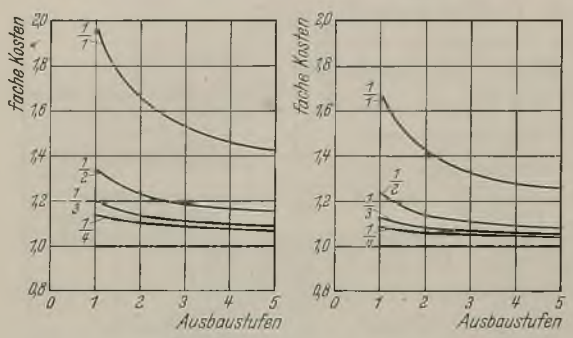


Abb. 29a. Durchschnittliche Mehrbelastung des Strompreises über die ganze Abrechnungszeit bezogen durch die Anlaufzeit für verschiedene Verhältnisse von Anlaufzeit zu Abrechnungszeit (Fall: 1 Gruppe als Reserve). Linkes Bild: ohne, rechtes Bild: mit Berücksichtigung des Einsatzes der überschüssigen Leistung in der Anlaufzeit bei gleichzeitiger Außerbetriebnahme einer entsprechenden Leistung in einem älteren Kraftwerk.

Die aufgestellten Kurven zeigen aber auch, daß bei sehr langen Anlaufzeiten die Mehrbelastung des durchschnittlichen Strompreises durch die Anlaufzeit bei der Kalkulation nicht außer acht gelassen werden darf, da dadurch das Kostenniveau doch empfindlich beeinflußt wird. Nach den Kurven schafft auch ein Übergang auf eine große Zahl von Ausbaustufen keine Abhilfe, da die Kurven sehr flach auslaufen. Bei langen Anlaufzeiten ist es richtiger, mehrere kleinere Werke zu bauen, als ein großes. Man kann aus dem hier behandelten

Beispiel den Schluß ziehen, daß die wirtschaftliche Anlaufzeit nicht größer sein soll, als etwa $^1/_4$, höchstens vielleicht $^1/_3$ der Abschreibungszeit.

7. Die Wahl des Standortes.

Bei der Wahl des Standortes von großen Dampfkraftwerken werden folgende grundsätzlichen Gesichtspunkte als maßgebend betrachtet (6):

1. Aufwand für die Heranschaffung des Brennstoffes,
2. Kühlwasserversorgung,
3. Lage zu den Hauptabgabepunkten für die elektrische Energie (Aufwand für den Stromtransport).

Eine Lösung, die für alle drei Punkte als voll befriedigend angesehen werden kann, wird nur in ganz seltenen, besonders günstig gelagerten Fällen möglich sein. Im allgemeinen wird der eine oder andere Punkt im Einzelfall ausschlaggebend sein, ein anderer dagegen zurücktreten müssen. Aufgabe der Planung ist es, den Standort so zu wählen, daß die beeinflussenden Faktoren insgesamt ein Mindestmaß an Aufwand ergeben.

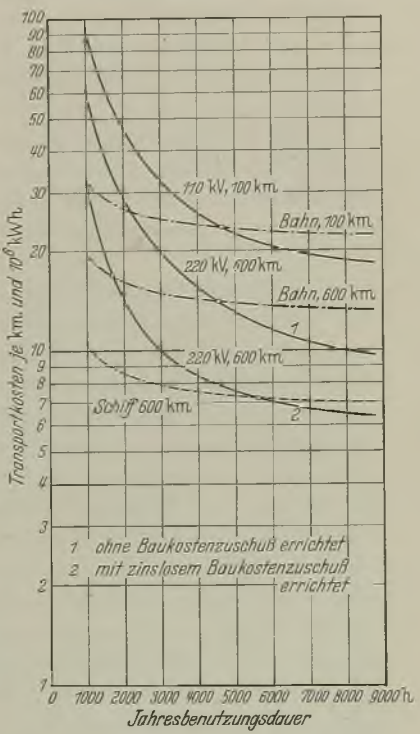


Abb. 30. Vergleich der Kosten für den Energietransport bei Verwendung verschiedener Transportmittel. Brennstoff: Steinkohle H = 7000 kcal/kg.

Zwischen den Punkten 1 und 3 besonders besteht ein enger Zusammenhang. Dieser ist durch die Frage bedingt: Soll das Kraftwerk in die Nähe der Grube gerückt und die elektrische Energie übertragen werden, oder ist es zweckmäßiger, das Kraftwerk in der Nähe des Verbrauches zu errichten und die Kohle diesem mit irgendeinem Transportmittel zuzuführen? Für die Entscheidung dieser Frage ist in erster Linie die Benutzungsdauer und der Heizwert der Kohle maßgebend. In der Abb. 30 sind in Abhängigkeit von der Benutzungsdauer die Transportkosten der Energie, bezogen auf 1 km und 1 Mill.kWh, für verschiedene Fortleitungsmittel aufgetragen. Es wurde angenommen, daß ein größeres Kraftwerk mit etwa 200 MW Leistung einmal im Verbrauchsschwerpunkt errichtet und der Brennstoff[1] per Bahn oder Schiff

[1] Hochwertige Steinkohle.

angefahren wird, das andere Mal dieses Werk 100 bzw. 600 km vom Verbrauchsschwerpunkt entfernt in der Nähe der Brennstoffvorkommen erbaut und die elektrische Energie übertragen wird. Bei 100 km Entfernung kommt als Spannung 110 kV, bei 600 km 220 kV in Frage. Für die Erzeugungs- und Übertragungskosten sind mittlere Erfahrungszahlen von ausgeführten Anlagen herangezogen worden. Die Kohlentransportkosten wurden an Hand von vorliegenden Zahlen über Bahn- und Schiffsfrachten errechnet. Für die 220 kV-Übertragung wurden zwei Fälle angenommen:

1. Die Übertragungsanlage wird in gleicher Weise wie die 110-kV-Anlage aus zu verzinsenden Mitteln (z. T. Eigen-, z. T. Fremdkapital) errichtet.

2. Für die Übertragungsanlage wird im Hinblick auf die überwiegend volkswirtschaftliche Aufgabe der 220-kV-Leitungen und die wegen ihrer Ausdehnung außerordentlich hohen Anlagekosten ein zinsloser und nicht rückzahlbarer Baukostenzuschuß von staatlicher Seite in voller Höhe gewährt.

Bei der elektrischen Übertragung sind nicht nur die festen Kosten der Leitung und Umspannwerke, sondern auch die Übertragungsverluste berücksichtigt worden. Der Anstieg der für Bahn- und Schiffsfracht ermittelten Transportkosten bei kleineren Benutzungsdauern rührt von der Verschlechterung des Wärmeverbrauches her. Man sieht aus diesem Diagramm, daß für die angenommenen mittleren Verhältnisse bei Verzinsung der Übertragungsanlage sowohl für 110, als auch für 220 kV die elektrische Übertragung über eine Benutzungsdauer von rd. 4500 h wirtschaftlicher ist, als der Bahntransport der Rohenergie. Der Schiffsfracht jedoch ist nur die 220-kV-Übertragung nach Fall 2 über eine Benutzungsdauer von rd. 5500 h wirtschaftlich überlegen.

Bei Spitzenkraftwerken ist also z. B. die Bedeutung des eingangs erwähnten dritten Gesichtspunktes gegenüber den anderen ausschlaggebend. Ihr möglichstes Heranrücken an die Verbrauchsschwerpunkte muß aus Wirtschaftlichkeitsgründen grundsätzlich angestrebt werden. Bei großen Grundlastwerken dagegen, vornehmlich bei solchen in Verbundnetzen, die hier behandelt werden sollen, sind, wie Abb. 30 zeigt, die Punkte *1* und *2* von größerem Einfluß. Die Abwägung der Punkte *1* und *3* gegeneinander führte bei Braunkohlenkraftwerken in der überwiegenden Zahl der Fälle zur Errichtung des Kraftwerkes auf der Grube, da hier bei großen Benutzungsdauern der Aufwand für Brennstoffherbeischaffung größer ist als der für den Transport des elektrischen Stromes, auf gleiche Entfernung bezogen. Man nimmt dafür größere Schwierigkeiten in der Kühlwasserversorgung in Kauf und begnügt sich wegen der im allgemeinen ungünstigen Wasserverhältnisse bei den Gruben mit Rückkühlbetrieb.

Zu den oben angeführten Gesichtspunkten für die Standortwahl sind neue hinzugetreten, die in letzter Zeit steigende Bedeutung gewonnen haben und die sie auch in Zukunft beibehalten dürften. Sie ergeben sich aus den Erfordernissen der übergeordneten allgemeinen Landesplanung. Hier sind zu nennen:

4. Entlastung der Verkehrswege von Transporten über weite Strekken.

5. Rücksichtnahme auf die allgemeine Wasserwirtschaft.

6. Rücksichtnahme auf die Erfordernisse der allgemeinen Raumordnung.

Die Entlastung der öffentlichen Verkehrswege von den umfangreichen Kohlentransporten für die Elektrizitätserzeugung gewinnt mit steigendem Güterumsatz an Bedeutung. Die Verwirklichung einer solchen Forderung führt zwangläufig zu einer Verlagerung der großen Steinkohlen-Grundlastkraftwerke nach den Kohlenrevieren hin. Der aus Gründen des Ausgleiches zwischen den einzelnen Energiearten notwendig werdende Ausbau eines leistungsfähigen, die wichtigsten Verbrauchsschwerpunkte und die Energievorkommen zusammenfassenden Höchstspannungsverbundnetzes kommt dieser Forderung entgegen.

Man wird vielleicht im ersten Augenblick diese Bestrebungen als im Gegensatz zu den Ergebnissen des 5. Abschnittes stehend ansehen. Dies ist aber nicht der Fall. Im 5. Abschnitt war ein Kraftwerk im Verbrauchsschwerpunkt zugrunde gelegt worden, für das mit einem bestimmten Wärmepreis frei Aufstellungsort gerechnet werden muß. Es wurde gezeigt, wie sich die Gestehungskosten der erzeugten Energie mit der Kraftwerksgröße ändern, in welchem Zusammenhang Kraftwerksleistung und Verbrauchsdichte stehen und wo die Grenzen für die wirtschaftliche Ausbauleistung liegen. Liegt dieser Verbrauchsschwerpunkt von der Kohlenbasis weiter ab, so ist es richtig, das Kraftwerk nach der Kohlenbasis zu verschieben und die elektrische Energie zum Verbrauchsschwerpunkt fortzuleiten, wenn der Aufwand für die Kohlenzufuhr zu diesem je kWh größer ist, als die Kosten der elektrischen Übertragung von der Kohlenbasis nach dem Verbrauchsschwerpunkt. In der Abb. 31 wurde versucht, dies wieder für mittlere Verhältnisse anschaulich zu machen. Das Diagramm läßt erkennen, welche Übertragungsweite für die elektrische Energie einer Differenz der Wärmepreise um 0,1 RM. je 10^6 kcal entspricht. Ist z. B. der Wärmepreis im Verbrauchsschwerpunkt um 0,1 RM./10^6 kcal höher als bei einem näheren Standort des Werkes zur Grube, so ist für ein Grundlastwerk mit 6000 h Benutzungsdauer die elektrische Übertragung wirtschaftlich überlegen, wenn der Standortunterschied bei 110 kV nicht größer als 19 km ist. Für eine Wärmepreisdifferenz von 0,5 RM./10^6 kcal wäre also ein Abrücken des Werkes bis zu 95 km gerechtfertigt. Bei einer mit Baukostenzuschuß

errichteten 220-kV-Leitung würde 0,1 RM./10^6 kcal Wärmepreisunterschied rd. 50 km Standortverschiebung entsprechen, 0,5 RM./10^6 kcal also rd. 250 km.

Man erkennt aus diesen Erörterungen über die Abb. 31, daß auch wirtschaftliche Erwägungen bei großen Grundlastwerken, und um diese handelt es sich, der unter Punkt 4 genannten Forderung entgegenkommen. Es liegt im Zuge der technischen und wirtschaftlichen Entwicklung, wenn im Rahmen des Ausbaues einer großen überregionalen Verbundwirtschaft die großen Dampfkraftwerke, die Grundlast fahren sollen, zur Kohlenbasis herangerückt werden, während Spitzen- und Reservewerke bzw. Heizkraftwerke in den Verbrauchsschwerpunkten verteilt über das ganze Verbundnetz dieses System als örtliche Stützpunkte ergänzen.

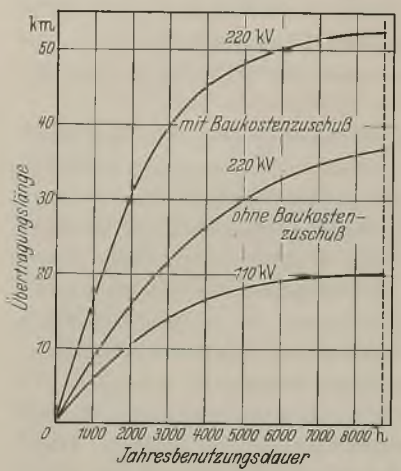


Abb. 31. Zulässige Übertragungslänge je 0,1 RM/10^6 kcal Wärmepreisunterschied zwischen den Endpunkten der Leitung.

Bezüglich Punkt 5 muß man sich vergegenwärtigen, daß die Errichtung einer Kraftwerksleistung von z. B. insgesamt 400 MW innerhalb eines Kohlenreviers bei Rückkühlbetrieb einen Zusatzwasserbedarf von etwa 0,5 m^3/s erfordert. Diese Menge wird der Wasserwirtschaft des betreffenden Gebietes entzogen und ist für diese verloren. Bei der Wasserarmut, die im allgemeinen in diesen Gebieten herrscht, kann eine solche Wassermenge in deren Wasserhaushalt eine ganz erhebliche Rolle spielen und der Entzug dieser Wassermenge zur Schädigung anderer Belange führen.

Welche Gesichtspunkte von der allgemeinen Raumordnung her die Standortfrage beeinflussen, zeigt z. B. ein Aufsatz von Fitzner (7), der die Verhältnisse im oberschlesischen Raume behandelt und u. a. zur Frage des Standortes der Steinkohle verbrauchenden Betriebe gegenüber den Kohlengewinnungsstätten grundsätzlich Stellung nimmt. Fitzner weist darauf hin, daß die verschiedenen den Standort bestimmenden Einflüsse gewissermaßen zur Schaffung eines Grenzgebietes führen, das sich um das Gebiet lagert, in dem die Kohle selbst verbreitet ist. In diesem Gebiet werden dann zweckmäßigerweise kohlenverbrauchende Industrien ihren Standort finden, wo auch die Heranschaffung der anderen für die Produktion notwendigen Betriebsmittel (im Fall der Elektrizitätsversorgung das Kühlwasser) sicher und vorteilhaft erfolgen kann.

Man erkennt aus diesen kurzen Hinweisen, daß in der aus den erwähnten Gründen gerade in letzter Zeit häufiger erörterten Frage: Kraftwerke auf der Kohle oder in angrenzenden Gebieten? verschiedene Gesichtspunkte für eine Verlagerung in das letztere sprechen, wobei die Kühlwasserbeschaffung von ausschlaggebendem Einfluß ist. Letzterer Weg wurde auch bei einem großen Braunkohlen-Kraftwerk mit wirtschaftlichem Erfolg beschritten. Die Vorteile des Kraftwerkstandortes am Fluß unter Vermeidung des Kühlturmbetriebes und langer Wasserzuleitungen haben hier den Aufwand für Brennstoffzufuhr, auch rein wirtschaftlich betrachtet, überwogen, abgesehen von den anderen Gesichtspunkten, die für diese Lösung sprachen.

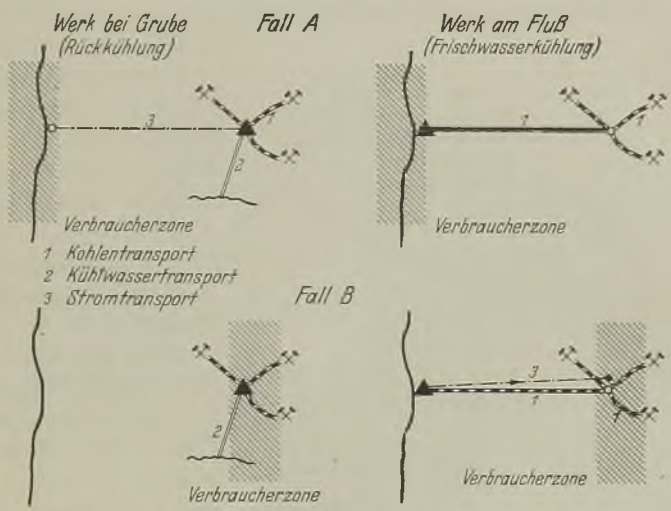


Abb. 32. Schema zur Standortwahl.

Es soll nun im nachstehenden versucht werden, an Hand von zwei durchgerechneten Fällen ein Bild über die Grenzen zu gewinnen, innerhalb deren eine Verlagerung das Kraftwerkstandortes von der Grube weg wirtschaftlich ist. Dabei wird vorausgesetzt, daß das Kraftwerk auf der Grube mit Rückkühlung, das außerhalb des Reviers liegende mit Frischwasserkühlung arbeitet. Neben dem Unterschied in Anlagekosten und Wärmeverbrauch für die beiden Betriebsweisen werden bei einem Vergleich in erster Linie die Kosten für Brennstoff-, Kühlwasser- und Stromtransport maßgebend sein, die sich von Fall zu Fall nach den örtlichen Verhältnissen richten. Grundsätzlich werden sich diese aber in das in Abb. 32 dargestellte Schema einreihen lassen. In dieser Abb. 32 gelten die beiden linken Darstellungen für ein Kraftwerk in Grubennähe mit Kühlturmbetrieb, die beiden rechten für ein solches an einem Flußlauf außerhalb des Grubenreviers mit Frisch-

wasserkühlung. Galt diese Unterscheidung hinsichtlich der Betriebsweise der Kondensation, so bezieht sich die Unterteilung in waagerechter Richtung auf die Lage der Verbraucher, d. h. auf die Richtung des Stromtransportes. Im Fall A liegen die Verbraucher, die das neue Kraftwerk in der Hauptsache zu beliefern hat, am Flußlauf oder in dieser Richtung weiter ab, im Fall B dagegen wurde angenommen, daß der Verbrauch im Grubengebiet oder nach der dem Fluß entgegengesetzten Richtung liegt. Für Frischwasserkühlung ist Fall A (Schema rechts oben), für Rückkühlung offenbar Fall B (Schema links unten) der günstigste. Bei den Betrachtungen wurde noch vorausgesetzt, daß es sich um ein Kraftwerk von 220 bis 250 MW höchste Leistungsabgabe mit einer Benutzungsdauer von 6000 Jahresstunden, auf die Höchstabgabe bezogen, handelt, und daß daher die notwendige Jahreskohlenmenge nicht von einer einzigen Grube geliefert werden kann, sondern von mehreren Gruben innerhalb eines gewissen Bereiches herangeschafft werden muß.

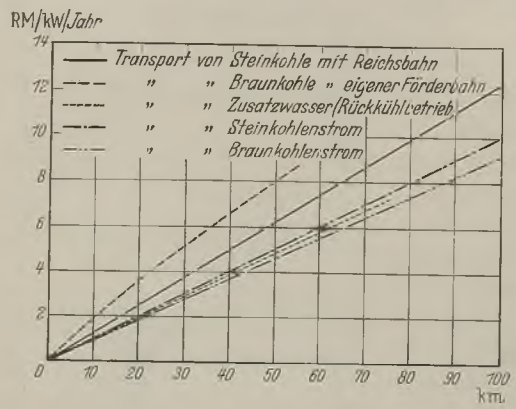


Abb. 33. Transportkosten für Kraftwerke von 200—250 MW bei t = 6000 Benutzungsstunden.

Man erkennt schon aus diesem Diagramm, wie der Aufwand für den Transport die Wirtschaftlichkeit in den einzelnen Fällen beeinflussen kann. Es interessiert daher zunächst, wie die Transportkosten in Abhängigkeit von der Entfernung zueinander liegen. In Abb. 33 sind die entsprechenden Kurven über dem Transportweg aufgezeichnet. Für den Braunkohlentransport auf eigener Werkbahn wurden vorliegende Erfahrungszahlen auf Grund von in Betrieb befindlichen Anlagen für normale mittlere Verhältnisse, für den Transport von Steinkohle ein mittlerer Reichsbahntarif zugrunde gelegt. Der Heizwert für Steinkohle ist mit 6300 kcal/kg, der für Braunkohle mit rd. 2100 kcal/kg eingesetzt worden.

Die Kosten für die Zuleitung des Kühlwassers bei Rückkühlbetrieb sind nach einer Planung errechnet worden. Für die Fortleitung der hier angenommenen Leistung wurden drei 100-kV-Doppelleitungen großen Querschnittes vorgesehen. Die Kosten für die Aufspannung konnten außer Betracht gelassen werden, da sie in allen Fällen gleich sind.

In Abb. 34 sind links auf Grund einer durchgerechneten Planung die Ergebnisse eines Kostenvergleiches zwischen Steinkohlenkraftwerken in Grubenmitte einerseits und am Revierrand andererseits, und zwar in Abhängigkeit von der Transportweite, aufgetragen worden. Dabei wurde auch hier, wie vorhin bereits bei Abb. 32 erwähnt, vorausgesetzt, daß das Kraftwerk in Grubenmitte mit Rückkühlung, die Anlage am Revierrand mit Frischwasserkühlung arbeitet. Im Diagramm sind als Ordinate lediglich die Kostenanteile aufgetragen, die unter den gemachten Voraus-

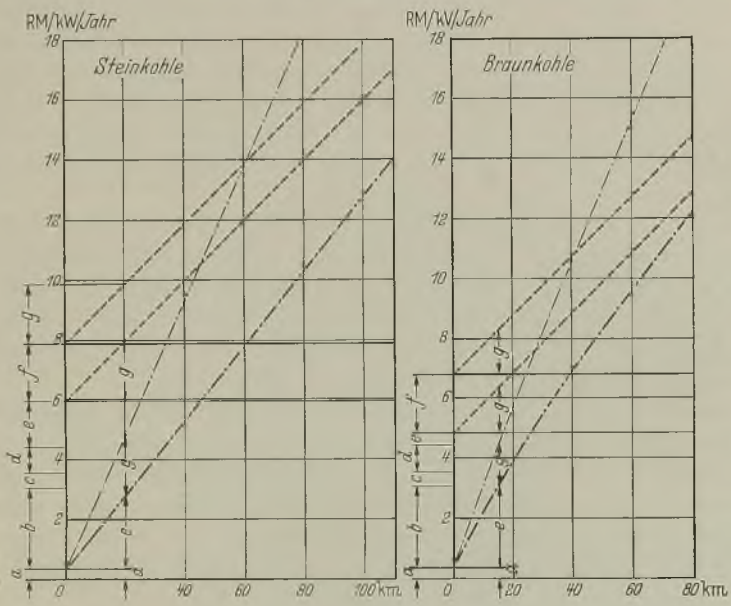


Abb. 34. Kostenvergleich von Dampfkraftwerken in Abhängigkeit von den Transportwegen.
a = Einlaufbauwerk und Wasserzins
b = Kühltürme
c = Mehrkosten der 80 at Kessel
d = Mehrkohlenverbrauch
e = Kohlenzubringung
f = Kühlwasserzuleitung (20 km Länge)
g = Stromabtransport

setzungen vom Standort abhängig sind. Auch die Kraftwerksgröße ist hier wieder entsprechend einer Belastung von 220 bis 250 MW bei 6000 Benutzungsstunden zugrunde gelegt worden.

Für das mit Frischwasserkühlung arbeitende Kraftwerk am Revierrand entstehen im Fall A der Abb. 32 zunächst die Kosten für das größere Einlaufbauwerk und der Wasserzins (*a*). Zu diesen treten noch die Kosten für den Kohlentransport, der, auf das km bezogen, entsprechend Abb. 33 für die hier betrachteten Entfernungen als konstant angesehen wurde. Linie *1* gibt somit die Kosten des Werkes am Grubenrand für den Fall A, in Abhängigkeit von der Entfernung von den Gruben an.

Für das Kraftwerk im Grubenschwerpunkt ergeben sich im Fall A der Abb. 32 folgende vom Standort abhängigen Kosten: Zunächst sind wieder die Kosten für die Wasserentnahme und der Wasserzins zu berücksichtigen (*a*). Die Einrichtungen für die Wasserentnahme sind hier billiger, dafür ist jedoch der Wasserzins höher. Man erkennt, daß sich bei den angenommenen Verhältnissen diese Kostenanteile etwa die Waage halten. Hinzu treten die Mehrkosten, die durch den Rückkühlbetrieb an und für sich bedingt sind. Sie bestehen aus dem Mehraufwand für die Kühltürme (*b*), den Mehrkosten für 80-at-Kessel gegenüber 65-at-Kessel bei Frischwasserkühlung (*c*) und dem Mehrkohlenverbrauch bei Rückkühlbetrieb, auf gleiche Endfeuchtigkeit bezogen (*d*). Da auch bei dem Werk in Grubenmitte die Kohle von mehreren Gruben mit der Bahn herangeschafft werden muß, so ist auch hier der Aufwand für die Kohlenzubringung zu berücksichtigen. Die mittlere Transportentfernung wurde mit 12 km zugrunde gelegt (*e*).

Für den Abtransport des Stromes nach den Verbrauchern ergeben sich in Abhängigkeit von der Entfernung noch die mit *g* bezeichneten zusätzlichen Kosten, so daß die Linie *2* den zu vergleichenden Kostenaufwand für ein Kraftwerk in Grubenmitte darstellt, und zwar unter der Voraussetzung, daß die für den Rückkühlbetrieb erforderliche Zusatzwassermenge an Ort und Stelle beschafft werden kann.

Man erkennt aus dem Schaubild, daß hier das Werk am Grubenrand in dem betrachteten Bereich wirtschaftlich erheblich überlegen ist. Der Unterschied wird noch größer, wenn das Zusatzwasser über größere Entfernungen herangeschafft werden muß. Auch dieser Fall ist berücksichtigt worden. Wäre eine Kühlwasserleitung von 20 km Länge erforderlich, so würden die Kosten noch um den Betrag *f* steigen und sich die Vergleichskosten in diesem Fall mit Linie *3* ergeben.

Legt man den Fall B der Abb. 32 zugrunde, so ist vom Werk am Grubenrand der Strom wieder in das Grubengebiet zurückzutransportieren. Daher treten die mit *g* bezeichneten Übertragungskosten zu dem Aufwand nach Linie *1* hinzu, so daß sich für diesen Fall Vergleichskosten nach Linie *4* ergeben. Für das Werk in Grubenmitte dagegen fallen die Stromübertragungskosten weg. Die hier einzusetzenden Vergleichskosten liegen auf Linie *5* bzw. *6*, je nachdem, ob das Zusatzwasser an Ort und Stelle vorhanden ist oder über 20 km herangeschafft werden muß. Der Vergleich zeigt, daß auch im Fall B das Werk mit Frischwasserkühlung am Revierrand wirtschaftlicher ist, wenn die Transportweite unter 25 bzw. 35 km liegt.

Aus dem Diagramm kann aber auch noch die Wirtschaftlichkeitsgrenze für den Fall abgelesen werden, daß der Aufwand für die Stromübertragung sowohl vom Kraftwerk in Grubenmitte als auch dem am Revierrand etwa derselbe, d. h. der Einspeisepunkt in das Verbundnetz

von beiden Werken etwa gleich weit entfernt wäre. In diesem Fall sind die Kostenlinien *1* mit *5* bzw. *6* zu vergleichen. Man erkennt, daß hier die Wirtschaftlichkeitsgrenze bei 45 bzw. 60 km liegt.

Das Schaubild läßt klar erkennen, daß die größere Wirtschaftlichkeit des Werkes am Revierrand auf der wirtschaftlichen Überlegenheit der Frischwasserkühlung gegenüber der Rückkühlung beruht.

In analoger Weise ist in Abb. 34 rechts der Kostenvergleich für ein Braunkohlen-Kraftwerk — unter Heranziehung von Zahlenwerten einer ausgeführten Anlage — dargestellt. Für den Fall A der Abb. 32 ist der Kohlentransport zu dem am Flußlauf liegenden Kraftwerk mit einer betriebseigenen Kohlenbahn vorausgesetzt. Die Bezeichnungen über die Zusammensetzung der Kostenglieder sind grundsätzlich wieder dieselben, so daß sich eine Wiederholung der Erläuterung erübrigt. Auch hier ist die Verlagerung des Werkes von der Grube weg in gewissen Grenzen wirtschaftlich, wenn man dadurch auf Frischwasserkühlung übergehen kann. Die zulässigen Entfernungen liegen jedoch etwa in der Größenordnung von 60 % der für Steinkohlenwerke tragbaren.

Wenn die hier wiedergegebenen Untersuchungsergebnisse auch nur für bestimmte Verhältnisse gelten und von Fall zu Fall je nach den örtlichen Gegebenheiten nach der einen oder anderen Seite etwas abweichen werden, so geht aus diesen Betrachtungen doch eine wirtschaftliche Untermauerung der eingangs erwähnten Gesichtspunkte hervor.

8. Gesichtspunkte für die Reserve- und Bereitschaftshaltung.

Mit der zunehmenden Bedeutung der Elektrizitätsversorgung für die Gesamtwirtschaft sind auch die Anforderungen an die Sicherstellung der Stromlieferung entsprechend gestiegen. Eine den betrieblichen Ansprüchen genügende und dabei auch wirtschaftliche Reserve- und Bereitschaftshaltung, um Leistungsausfällen infolge von Störungen oder Überholungen von Anlageteilen zu begegnen, aber auch unerwarteten Mehrbelastungen nachkommen zu können, ist daher eine selbstverständliche Maßnahme im Elektrizitätswerksbetrieb geworden. Art und Umfang dieser Maßnahme werden aber je nach den örtlichen Gegebenheiten von Fall zu Fall verschieden sein.

Die Sicherstellung der Stromversorgung bedingt nicht nur einen gewissen Überschuß an eingebauter Maschinen- und Kesselleistung, sondern meist auch das Inbetriebhalten einer entsprechenden Mehrleistung, um z. B. bei Störungen die ausfallende Leistung ersetzen zu können. Man hat also grundsätzlich zu unterscheiden zwischen

1. ruhender Reserve,
2. laufender Bereitschaft.

Die laufende Bereitschaft ist durch den Bereitschaftsfaktor ϱ erfaßt, der, wie vorhin definiert, durch das Verhältnis

$$\frac{\text{Höchstleistung } N_h \text{ einer Betriebsgruppe}}{\text{Höchstbelastung } N_{max} \text{ einer Betriebsgruppe}}$$

dargestellt wird. Der Reservefaktor r dagegen gibt das Verhältnis

$$\frac{\text{installierte Kraftwerksleistung}}{\text{Höchstbelastung des Kraftwerkes}}$$

an und schließt die laufende Bereitschaft und die ruhende Reserve ein. Ist bei Höchstbelastung des Werkes über der laufenden Bereitschaft hinaus keine ruhende Reserve vorgesehen, so ist $\varrho = r$. Übt schon die Notwendigkeit einer ruhenden Reserve auf die Gesamtplanung und Wirtschaftlichkeit einen wesentlichen Einfluß aus, so gilt dies für die laufende Bereitschaft in um so stärkerem Maße, als durch diese eine Steigerung der Betriebskosten verursacht wird. Die ruhende Reserve wirkt sich allein auf die Anlagekosten und damit auf die kapitalabhängigen Kosten aus, die laufende Bereitschaft dagegen außerdem noch auf den Aufwand für Brennstoff und bis zu einem gewissen Grade auch auf die Bedienungs- und Unterhaltskosten. Einer wirtschaftlichen Bereitschaftshaltung kommt daher eine wesentliche Bedeutung zu.

Will man sich über Umfang und Art der notwendigen Reserve- bzw. Bereitschaftsleistung ein Bild machen, so muß man zunächst folgende drei grundsätzliche Fälle unterscheiden:

1. Isoliert arbeitende Kraftwerke,
2. Kraftwerke mit zusätzlicher Fremdstrombelieferung über Stichleitungen,
3. Kraftwerke in vermaschten Verbundnetzen.

Bei dem heute in den höher entwickelten Elektrizitätswirtschaften kaum mehr vorkommenden Fall eines isoliert arbeitenden Kraftwerkes bestehen auch bei kurzzeitigen Störungen keine Aushilfsmöglichkeiten von anderer Seite. Werden die gleichen Anforderungen an die Sicherheit der Stromversorgung gestellt, wie in einem Verbundbetrieb, so muß neben der laufenden Betriebsbereitschaft, die bei plötzlichem Ausfall von Kesseln und Turbinen oder bei unerwarteten Mehrbelastungen die Fehlleistung zu übernehmen hat, noch eine ruhende Reserve vorhanden sein, um bei notwendig werdenden längeren, planmäßigen oder unvorhergesehenen Überholungen der Betriebsmittel noch die notwendige Leistung für die Bedarfsdeckung und die laufende Bereitschaft zur Verfügung zu haben. Planmäßige Überholungen lassen sich besonders bei Werken mit kleineren Benutzungsdauern in Perioden schwacher Belastung legen. Unvorhergesehene Überholungen infolge Schäden können jedoch auch zur Zeit des höchsten Leistungsbedarfes erforderlich werden.

Für die laufende Bereitschaft muß bei einem isoliert arbeitenden Werke die Forderung erhoben werden, ständig so viel Einheiten in

Betrieb zu halten, daß bei Ausfall einer Einheit die übrigen in der Lage sind, die Fehlleistung durch Laststeigerung zu decken. Ist z die Anzahl der Einheiten, N_{max} [kW] wieder die höchste Belastung einer Einheit und N_h [kW] deren höchste Dauerleistung, so gilt die Beziehung

$$z \cdot N_{max} = (z - 1) \cdot N_h,$$

daraus ist

$$\frac{N_h}{N_{max}} = \frac{z}{z-1} = \varrho.$$

In der Abb. 35 ist in Abhängigkeit von der Anzahl der aufzustellenden Einheiten der der angeführten Forderung entsprechende Bereitschaftsfaktor ϱ aufgetragen; er beträgt 2,0 bei $z = 2$ und verringert sich auf 1,2 bei $z = 6$.

Der Reservefaktor r kann für den Fall, daß eine weitere Einheit als ruhende Reserve vorhanden ist, in Abhängigkeit von der Anzahl der aufgestellten Einheiten wie folgt ermittelt werden:

$z \cdot N_h$ gesamte installierte Leistung des Kraftwerkes,

$(z - 2)\, N_h$ maximale Leistungsabgabe des Kraftwerkes,

demnach $r = \dfrac{z}{z-2}$.

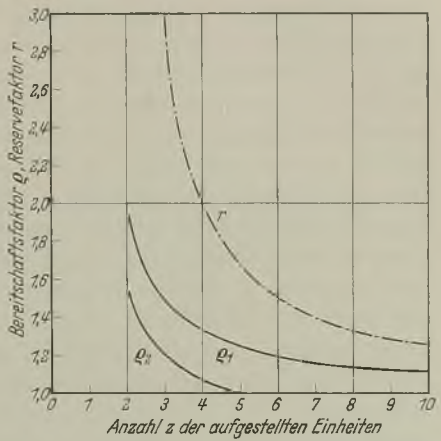


Abb. 35. Abhängigkeit des Bereitschaftsfaktors ϱ und des Reservefaktors r von der Anzahl der aufgestellten Einheiten.
Annahme: für ϱ: 1 100proz. } Sicherstellung der höchsten
2 80proz. } Leistungsabgabe
für r: eine weitere Einheit als ruhende Reserve für 100proz. Sicherstellung.

Der Reservefaktor r ist in Abb. 35 als strichpunktierte Linie eingezeichnet. Man sieht, daß diese Kurve wesentlich steiler verläuft, als die des Bereitschaftsfaktors ϱ. Wird die Forderung nach einer zusätzlichen Einheit als ruhende Reserve erhoben, worauf, wie dargelegt, bei isoliert arbeitenden Kraftwerken nicht verzichtet werden kann, so ist, um auf einigermaßen erträgliche kapitalabhängige Kosten zu kommen, wie bereits diese Abbildung erkennen läßt, die Aufstellung einer größeren Anzahl von Einheiten erforderlich als bei Werken, bei denen der Reservefaktor mit dem Bereitschaftsfaktor gleichgesetzt werden kann.

Bei den beiden anderen Fällen 2 und 3 handelt es sich um in Verbundbetrieb arbeitende Werke, von denen der Fall 2 verbundwirtschaftlich gesehen eine weniger vollkommene Lösung darstellt. Es ist vielfach die Frage erörtert worden, ob es im Verbundbetrieb zweckmäßig sei, bestimmte Kraftwerke für die Bereitschaftshaltung auszu-

wählen und diese hierfür mit zusätzlichen Einrichtungen auszurüsten, oder die zusammen arbeitenden Kraftwerke in ihrer Gesamtheit an der Bereitschaftshaltung zu beteiligen. Die Errichtung besonderer Bereitschaftswerke mit Speichern oder anderen geeigneten Betriebsmitteln stammt vorwiegend aus der Zeit, in der die Anforderungen hinsichtlich einer raschen Lastübernahme an die Betriebsmittel der technischen Entwicklung der Kessel und Turbinen vorauseilten. Die beschränkte Anpassungsfähigkeit der Kessel an plötzliche Belastungsänderungen und die verhältnismäßig hohen Anlagekosten je kW Spitzen- oder Bereitschaftsleistung führten zur Verwendung von Speicheranlagen verschiedenen Systems und auch von Dieselmotoren für diese Zwecke. Der Höhepunkt dieser Entwicklung lag in den Jahren 1929/30. Die zunehmende technische Vervollkommnung der Kesselfeuerungen, die erhöhte Wirtschaftlichkeit und Anpassungsfähigkeit an Belastungsänderungen, die bei besonders ungünstigen Verhältnissen durch Ölzusatzfeuerungen noch gesteigert werden kann, führte in den folgenden Jahren immer mehr dazu, die Bereitschaftshaltung in die normalen Betriebsmittel zu legen und diese hierfür geeignet zu machen. Schon Parsons (8) hat 1930 darauf hingewiesen, daß Spitzen- und unvorhergesehene Belastungen, also auch die den Bereitschaftsmitteln zugedachten Belastungen, am zweckmäßigsten durch geeignete Bemessung des sogenannten Überlastbereiches der im Normalbetrieb im Bereich der wirtschaftlichsten Belastung arbeitenden Betriebsmittel zu decken sei, wobei unter Überlastbereich der Leistungsbereich mit abnehmendem Wirkungsgrad bei zunehmender Belastung verstanden wird. Parsons machte damals auch Vorschläge für die Auslegung und Konstruktion hierfür geeigneter Kessel und Maschinensätze.

Im 2. Abschnitt wurde an Hand der Abb. 9 bereits dargelegt, wie es durch geeignete Auslegung der Kessel und Turbinen möglich ist, das Auslegungsverhältnis

$$\nu_0 = \frac{\text{wirtschaftlichste Leistung}}{\text{höchste Dauerleistung}}$$

den Erfordernissen weitgehend anzupassen. Das Verlegen der Bereitschaftsleistung in den Überlastbereich führt, wie in Abb. 9 angedeutet, zu einer Vergrößerung der Leistungsspanne zwischen Bestlast und Höchstleistung, d. h. also zu einer Verkleinerung des Auslegungsverhältnisses ν_0 gegenüber dem wirtschaftlichen Lastverhältnis ν, d. i. $\frac{\text{wirtschaftlichste Leistung}}{\text{höchste Belastung}}$ des Betriebsmittels. Auch auf die Auswirkung der Vergrößerung des Überlastbereiches bei Turbinen wurde bereits im 2. Abschnitt eingegangen. Bei für eine bestimmte wirtschaftliche Leistung ausgelegten Kesseln ist die höchste Leistung durch den Schlackenschmelzpunkt der zu verfeuernden Kohle bestimmt. Die

höchst zulässige Feuerraumtemperatur muß mit einer gewissen Sicherheit unter dem Schlackenschmelzpunkt liegen, wenn es sich um keine ausgesprochene Schmelzkammerfeuerung handelt. Bei genügend großer Auslegung von Brennstoffzuführung, Saugzug und Unterwind kann je nach Kohlensorte und Feuerungsart diese Mehrleistung mit verhältnismäßig niedrigen Mehranlagekosten erreicht werden. Eine Verschlechterung des Gesamtwirkungsgrades bei wirtschaftlicher Belastung ergibt sich nur aus dem größeren mitlaufenden Eigenbedarf; sie ist aber ganz geringfügig. Untersuchungen an der Saugzuganlage eines Kessels, dessen wirtschaftlichste Belastung etwa 40 t/h beträgt, und dessen maximale Dauerleistung zunächst auf 55 t/h begrenzt war, später aber durch Einbau eines größeren Saugzuges auf 70 t/h gesteigert wurde, zeigten, daß der Mehrbedarf des größeren Saugzuges bei wirtschaftlicher Kesselleistung, bezogen auf diese, nur etwa 0,1 % ausmacht. Er fällt also gegenüber den erreichten Vorteilen nur wenig ins Gewicht. Dasselbe gilt sinngemäß für die übrigen Eigenbedarfsantriebe des Kessels.

Für den vergrößerten Überlastbereich selbst muß man natürlich einen erheblich ansteigenden Wärmeverbrauch in Kauf nehmen, wenn man mit konstantem Dampfdruck arbeitet. Je größer bereits das wirtschaftliche Lastverhältnis mit Rücksicht auf den Belastungsverlauf gewählt werden soll, um so steiler wird der Kesselwirkungsgrad im Bereitschaftsbereich absinken. Die Verschlechterung des Wärmeverbrauchs im Bereich der Bereitschaftsleistung tritt aber bei der geringen Benutzung dieser Leistung gegenüber einer Niedrighaltung der Mehranlagekosten für die Bereitschaftshaltung zurück.

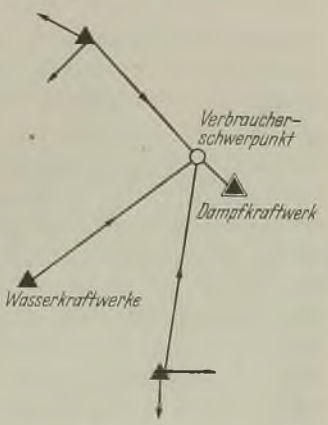


Abb. 36. Schema eines Netzes mit Stichleitungen.

Bei einem Verbundbetrieb, der sich auf Fremdstromzulieferung über Stichleitungen beschränkt (Fall 2) hat die Frage der wirtschaftlichen Bereitschaftshaltung eine wesentlich größere Bedeutung, als in stärker vermaschten Netzen. Ein praktisch vorkommender Fall ist z. B. in Abb. 36 schematisch angedeutet. Hier sind mehrere Laufwasserkraftwerke über getrennte Stichleitungen an den Hauptabnahmepunkt angeschlossen. Bei Ausfall einer Übertragungsleitung sind die anderen Werke kaum in der Lage, die Fehlleistung zu übernehmen. Es muß also in dem im Verbrauchsort parallel arbeitenden Kraftwerk eine Leistung bereitgehalten werden, die mindestens der, auf einer Zuleitung

übertragenen Leistung entspricht. Zu Zeiten guter Wasserführung und überwiegender Fernstromlieferung aus den Wasserkraftwerken kann der Bereitschaftsfaktor für das Dampfkraftwerk sehr hohe Werte annehmen. Hier kommt es vor allem auf die richtige Auslegung der Kessel an. In Abb. 37 ist das Ergebnis einer Untersuchung für ein. nur während der

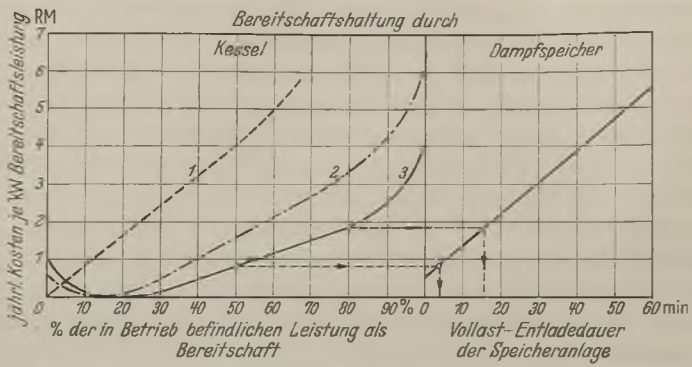


Abb. 37. Jährliche Kosten für 1 kW Bereitschaftsleistung bei Bereitschaftshaltung durch Kessel mit verschiedenem Wirkungsgradverlauf (vgl. Abb. 38) und durch Dampfspeicher.
Gesamtbetriebsleistung 4 × 50 t/h — Wärmepreis . . . . . 3 RM/10^6 kcal
Dampfzustand . . . . 35 at, 450° C — Jährliche Bereitschaftszeit 365 Tage

Tagesstunden arbeitendes Dampfkraftwerk wiedergegeben, das neben seiner Belastung auch Bereitschaft zu fahren hat (9). Es sind im linken Teil die entstehenden jährlichen Betriebskosten je kW Bereitschaftsleistung für drei verschieden ausgelegte Kesselanlagen dargestellt. Die zugrunde gelegten Kessel-Wirkungsgradkurven zeigt die Abb. 38. Die Daten für das Kraftwerk sind am Fuße der Abb. 37 angeführt. Die Kosten sind abhängig vom Anteil der Bereitschaftsleistung an der installierten Leistung aufgetragen. Das Schaubild zeigt deutlich den großen Einfluß der Wahl des Auslegungsverhältnisses auf die Kosten der Bereitschaftshaltung, besonders bei hohen Bereitschaftsleistungen. Die Abbildung gibt aber auch einen Kostenvergleich mit dem Einsatz einer Dampfspeicheranlage als Bereitschaftsmittel. Diese Speicheranlage hätte die Aufgabe, die Anheizzeit der Bereitschaftskessel zu überbrücken, so daß diese normalerweise kalt stehen können. Bei erforderlichem Einsatz der Bereitschaft übernimmt zunächst die Speicheranlage die verlangte Leistung. Gleichzeitig werden die Kessel angefahren und bei genügender Dampf-

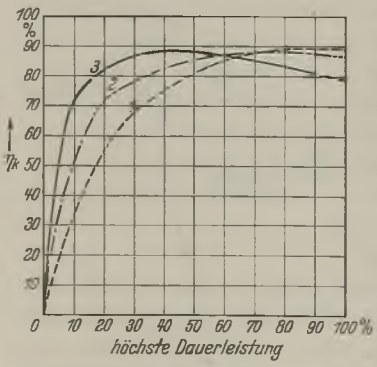


Abb. 38. Kesselwirkungsgrade.
Auslegungsverhältnisse ν_0: Kessel 1 0,90, Kessel 2 0,80, Kessel 3 0,45.

erzeugung der Kessel die Speicher wieder abgeschaltet. Die Vollastentladedauer der Speicheranlage, die ausgedrückt wird durch

$$\frac{\text{Speicher-Arbeitsvermögen in t}}{\text{höchste Dampfabgabe in t/h}},$$

muß also mindestens gleich der Anfahrzeit der Kessel sein. Der Ersparnis an laufenden Betriebskosten für die Kesselanlage stehen die kapitalabhängigen Kosten für die Speicheranlage zuzüglich der Abkühlungsverluste der Speicher gegenüber. Im rechten Bild sind die jährlichen Kosten für eine nach neuzeitlichen Gesichtspunkten entworfene Dampfspeicheranlage eingetragen. Beträgt die Bereitschaftsleistung im Durchschnitt 80 % der in Betrieb befindlichen Leistung, so würde die Aufstellung einer Dampfspeicheranlage wirtschaftlicher sein, wenn die Vollastentladedauer der Speicheranlage bzw. die Anfahrzeit der Kessel kleiner als 16 Minuten ist, eine Zeitspanne, die bei Schnellanheizkesseln erreicht werden kann. Ist der Anteil der Bereitschaftsleistung 50 %, so dürfte die Anheizzeit der Kessel nur 3,5 Min. ausmachen. Die Anwendung dieses sogenannten Überbrückungsspeichers wird sich demnach auf Fälle beschränken, die eine sehr große Bereitschaftsleistung im Verhältnis zur Betriebsleistung verlangen und sich dem reinen Bereitschaftsbetrieb annähern. Andernfalls ist der Kessel mit genügend großem Überlastbereich die zweckmäßigste Lösung.

Es darf aber ein betrieblich wichtiger Gesichtspunkt nicht übersehen werden. Der Kessel muß in der Lage sein, den oft sehr steilen Lastanstieg übernehmen zu können. Die neuzeitlichen Kessel weisen zwar infolge ihrer anpassungsfähigen Feuerung und ihres geringen Wasserwertes eine sehr kurze Anfahrzeit aus dem kalten Zustand auf. Bei plötzlichen Mehrbelastungen des in Betrieb befindlichen Kessels erscheint aber der geringe Wasserwert als nachteilig. Auch die modernste Feuerung braucht eine gewisse Zeit zur Umstellung auf den neuen Betriebszustand, und diese Zeit kann nur durch die Speicherfähigkeit des Kessels überbrückt werden. In Abb. 39 wurde versucht, das Verhalten von 35-at-Kesseln bei plötzlicher Belastung darzustellen, wobei im linken Schaubild ein Belastungsanstieg von Halblast auf Vollast, im rechten von Schwachlast auf Vollast angenommen ist. Es wurden dabei Kessel mit guter Regelfähigkeit vorausgesetzt und für die Regelzeit Werte zugrunde gelegt, die man eigentlich als untere Grenze bezeichnen muß. Im oberen Diagramm sind für verschiedene wirksame Wasserwerte die entstehenden Druckabfälle eingetragen. Der Punkt des tiefsten Druckes ist eindeutig durch den Gleichgewichtszustand zwischen Wärmezufuhr und -abgabe bestimmt. Die Zeit bis zur Wiedererreichung des normalen Druckes wird davon abhängen, wieweit die Feuerungsleistung gegenüber der Wärmeabgabe des Kessels gesteigert werden kann. Man erkennt, daß bei geringen Wasserwerten der Druckabfall nach dem

rechten Diagramm beinahe das Dreifache von dem im linken Diagramm eingetragenen ausmacht. Der hohe Druckabfall bei Belastung von praktisch leerlaufenden Bereitschaftskesseln kann zur Folge haben, daß

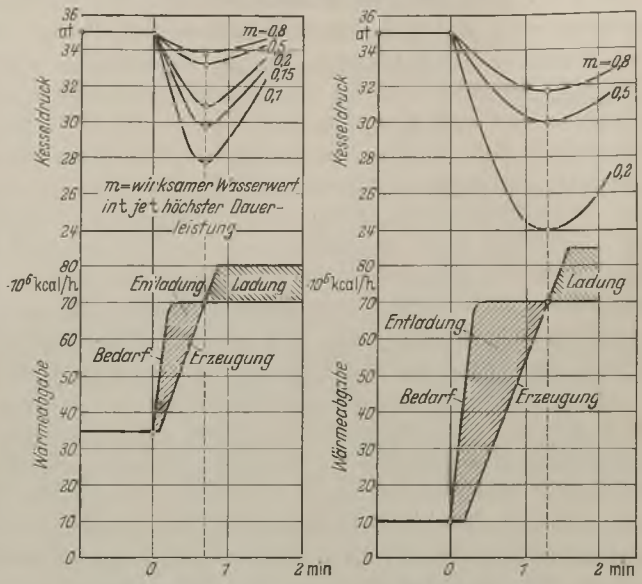


Abb. 39. Verhalten von Kesseln bei plötzlicher Belastung.

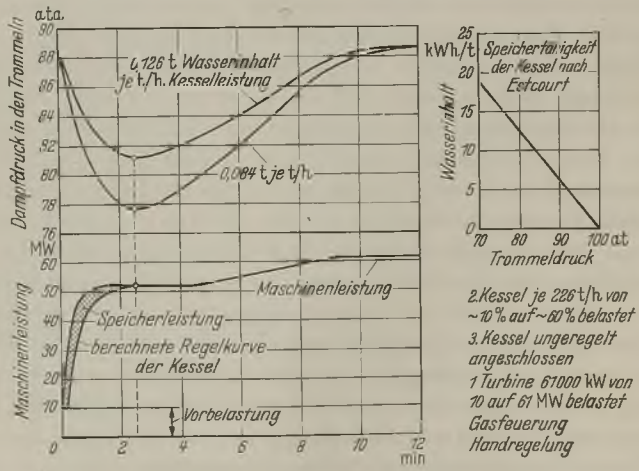


Abb. 40. Auswertung der Versuche von V. F. Estcourt, Pacific Gas and Electric Co., San Francisco.

gerade im Falle eines plötzlichen Mehrbedarfes die Turbine wegen ihrer begrenzten Schluckfähigkeit nicht in der Lage ist, die erforderliche Mehrleistung herzugeben.

Diese Schlüsse werden durch Versuche von Estcourt bestätigt, deren Ergebnisse in Abb. 40 wiedergegeben und ausgewertet sind. Man erkennt, daß die Regelzeit des Kessels größer ist als die Zeit des Lastanstieges, und nur die eigene Speicherfähigkeit der Kessel es diesen ermöglicht, der Lastanforderung nachzukommen. Es entsteht ein empfindlicher Druckabfall, der sich besonders stark auswirkt, wenn man den Wasserinhalt des 3. Kessels nicht mit heranzieht. Der Druckabfall hat zur Folge, daß die Turbine erst nach einiger Zeit auf ihre volle Leistung gebracht werden kann. Je höher der Dampfdruck ist, um so geringer wird der Wasserwert und um so größer der Druckabfall. Wenn auch im Wasserwert die Eisenmassen einzurechnen sind, so ist, wie Versuche mit Höchstdruckspeichern gezeigt haben, zu bedenken, daß die Speicherfähigkeit der Eisenmassen nur mit einer gewissen zeitlichen Verzögerung wirksam werden kann. Es wird also von der Geschwindigkeit des Lastanstieges abhängen, in welchem Ausmaße die Wandungen unterstützend wirken.

Aus dem oben Gesagten geht folgendes hervor: Sind plötzliche Laststeigerungen zu erwarten, wie dies bei Ausfall einer Leitung nach Abb. 36 der Fall sein kann, so müssen entweder Kessel mit sehr großem Wasserinhalt und empfindlicher Feuerungsregelung gewählt oder es muß der als Schwungrad notwendige Wasserinhalt in einen außerhalb des Kessels befindlichen sogenannten Regelspeicher gelegt werden, der die Regelzeit des Kessels zu überbrücken hat.

In letzter Zeit ist das sogenannte Stufendruckverfahren zur Steigerung der Leistung eines Kraftwerkes über die wirtschaftliche Auslegungsleistung hinaus mehrfach angewendet worden. Dieses von Gleichmann (10) vorgeschlagene Verfahren entstand im Zusammenhang mit der Anwendung von Zwangsdurchlaufkesseln, es scheint aber auch in beschränktem Umfange bei Kesseln mit natürlichem Umlauf anwendbar zu sein. Unterhalb der wirtschaftlichen Leistung wird die Anlage in der üblichen Weise unter Konstanthaltung des Dampfdruckes vor der Turbine geregelt. Soll darüber hinaus die Leistung für eine gewisse Zeit erhöht werden, so erreicht man dies durch Steigerung des Dampfdruckes, wodurch die Maschine in der Lage ist, ohne Umgehung der ersten Stufen, also unter Weglassung des sogenannten Überlastventiles, eine größere Dampfmenge zu verarbeiten. Der Kondensator ist für die Bestlast ausgelegt, die Verschlechterung des Vakuums bei Überlast wird durch den höheren Anfangsdruck wieder aufgehoben. Die Abb. 41 zeigt den Verlauf des spezifischen Wärmeverbrauches und des Dampfdruckes für eine um 50 % überlastbare Turbinenanlage. Während bei der üblichen Überlastung durch Umgehung der ersten Turbinenstufen der Dampfverbrauch oberhalb der Auslegungsleistung stark ansteigt, bleibt er bei Überlastung durch Drucksteigerung praktisch kon-

stant. Allerdings erhöht sich dabei für den in der Abbildung behandelten Fall der Dampfdruck von 40 auf 60 at. Dies bedeutet die Auslegung der Kessel, Dampfleitungen und Speisepumpen für den höheren Druck und damit eine Verteuerung der Anlagekosten. Bei Zwangsdurchlaufkesseln ist der Mehraufwand für höhere Dampfdrücke geringfügig. Die Überlastung durch Drucksteigerung kommt also dann in Frage, wenn es sich um einen größeren Überlastbereich, d. h. um größere Bereitschaftsziffern (30 bis 50%) bzw. um länger andauernde zusätzliche Leistungsanforderungen handelt, so daß die Besserung des Dampfverbrauches eine Rolle spielen kann. Dies würde z. B. für Zusatzdampfkraftwerke in Netzen mit vorwiegend Wasserkraftversorgung vielfach zutreffen.

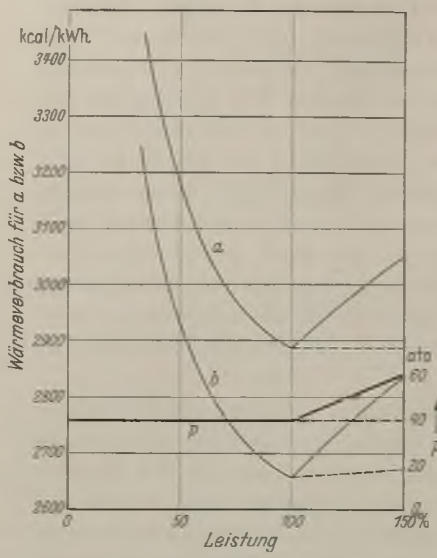


Abb. 41. Spezifischer Wärmeverbrauch und Druckverlauf bei Überlastung
bei Festdruckbetrieb ———
bei Gleitdruckbetrieb — — — — —
a ohne Speisewasservorwärmung
b mit Speisewasservorwärmung.

In welchem Umfang bei Verbundsystemen nach Abb. 36 neben der Bereitschaftshaltung noch ruhende Reserve vorgesehen werden muß, richtet sich von Fall zu Fall danach, wie die Leistungslieferung aus den Fernkraftwerken zeitlich verläuft und wie lange und zu welcher Jahreszeit die volle Leistung der Einheiten neben der Belastungsdekkung als Bereitschaft benötigt wird.

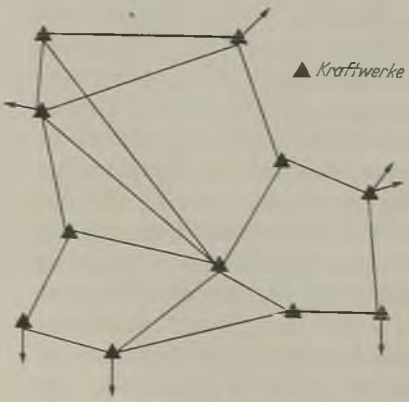


Abb. 42. Schema eines vermaschten Verbundnetzes.

Handelt es sich, wie in Abb. 42 angedeutet, um ein vermaschtes Netz mit einer Reihe von parallel arbeitenden Kraftwerken und verschiedenen Speisemöglichkeiten (Fall 3), so ist die Verteilung der Bereitschaftsleistung auf die einzelnen Werke die wirtschaftlich und betrieblich richtigste Lösung. Die gesamte Bereitschaftsleistung eines solchen Netzes, die ungünstigstenfalls dem Totalausfall eines Kraftwerkes entsprechend zu bemessen wäre, wird hier bei verhältnismäßig kleinen Bereitschaftsfaktoren je Kraftwerk auf die

wirtschaftlichste Weise in den Überlastbereich der Betriebsmittel gelegt. Eine solche Verteilung der Bereitschaft auf die einzelnen Werke ist auch mit Rücksicht auf die Belastbarkeit der Übertragungsleitungen vorteilhaft. Würde z. B. in einem Netz mit einer Reihe von gekuppelten Kraftwerken die Gesamtbelastung 750 MW und der durchschnittliche Bereitschaftsfaktor 1,2 betragen, so könnte der Ausfall einer Kraftwerksleistung von 140 MW aus den übrigen laufenden Betriebsmitteln aufgenommen werden. Ebenso wie in einem Kraftwerk die Leistung der einzelnen Betriebsgruppen in einem angemessenen Verhältnis zur Kraftwerksleistung stehen soll, so gilt dieses auch für das Verhältnis der Kraftwerksleistung zur Netzbelastung. Macht man es sich beim Entwurf neuer Werke zum Grundsatz, daß jedes Werk für seine eigene Bereitschaftshaltung entsprechend dem Ausfall einer Gruppe selbst aufzukommen hat, und stellt man die Forderung auf, daß schlimmstenfalls der Totalausfall des größten Werkes von den übrigen aufzunehmen ist, so ergibt sich mit ansteigendem Energieverbrauch die Möglichkeit, auch vom Gesichtspunkt der Bereitschaftshaltung aus zu steigenden Ausbauleistungen bei neuen Kraftwerken überzugehen. Nimmt man den Bereitschaftsfaktor für ein neues Werk z. B. mit wieder 1,2 an (Aufstellung von 6 Gruppen), so würde bei einem Belastungsanstieg auf 1000 MW die Bereitschaftsleistung einem Ausfall von 200 MW, bei einem Bedarfsanstieg auf 1500 MW einem solchen von 300 MW entsprechen. Bei gleicher Betriebssicherheit wäre also eine Steigerung der Ausbauleistung mit dem Belastungsanstieg möglich. Ist eine solche aus einem anderen früher erörterten Grunde nicht zweckmäßig, so könnte man umgekehrt bei den neuen Werken in dem Maße des Leistungszuwachses mit dem Bereitschaftsfaktor zurückgehen und sich damit begnügen, für das neue Werk bei Ausfall einer Gruppe eine verbleibende Leistung von z. B. 80 % an Stelle von 100 % der maximalen Leistungsabgabe zu fordern. Für eine Sicherstellung von 80 % der maximalen Belastung ist die Abhängigkeit des Bereitschaftsfaktors von der Anzahl der aufgestellten Einheiten gleichfalls in Abb. 35 eingetragen.

Die Heranziehung einer größeren Anzahl von parallel arbeitenden Kraftwerken zur Bereitschaftshaltung ist auch vom betrieblichen Standpunkt aus die zweckmäßigste Lösung. Ist der auf ein Kraftwerk entfallende Bereitschaftsfaktor verhältnismäßig klein, so bleibt der Druckabfall im Kessel jedenfalls in angemessenen Grenzen (vgl. Abb. 39) und ist der rasche Einsatz der geforderten Mehrleistung gewährleistet.

Auch bei einem geordneten Verbundbetrieb in stark vermaschten Netzen wird man neben der hier erörterten Bereitschaftshaltung auf eine zusätzliche ruhende Reserve im allgemeinen nicht verzichten können. Sie erleichtert die Durchführung von länger dauernden Überholungen und wird um so notwendiger, je höher die Jahresbenutzungsdauer ist,

d. h. je weniger eine Entlastung der Werke während der Sommermonate zu erwarten ist. Man wird diese Verbundreserve, die der Betriebsführung bzw. dem Lastverteiler eine größere Beweglichkeit gibt, in eines der älteren Werke legen. die neuen Werke jedoch, abgesehen von der notwendigen laufenden Bereitschaft, soweit wie möglich belasten.

Bei dem heutigen Stand der technischen Entwicklung liegt im allgemeinen kein Anlaß vor, für die Kessel eine größere ruhende Reserve vorzusehen, als für Turbinen. Nur in Fällen, in denen Kessel infolge der Kohlebeschaffenheit sehr zu Verschmutzung neigen und häufig zur Reinigung herausgenommen werden müssen, ist in neu errichteten Werken die Aufstellung einer größeren Kesselleistung in Erwägung zu ziehen, die dann als zusätzliche ruhende Kesselreserve anzusehen ist.

Das Vorhandensein einer ausreichenden Verbundreserve in Verbindung mit einer genügenden Bereitschaftshaltung in den vorhandenen Werken erleichtert auch den stufenweisen Ausbau von Kraftwerken insofern, als während der wirtschaftlichen Anlaufzeit die Ansprüche an die Bereitschaftshaltung im neuen Werk gemindert und die Anlaufkosten herabgesetzt werden können (vgl. Abb. 29).

III. Die innere Auslegung des Kraftwerkes.

9. Allgemeines.

Im vorhergehenden Hauptabschnitt wurden die Auslegungsgrößen behandelt, deren Festlegung durch die äußeren Gegebenheiten, wie Aufbau des Versorgungssystems und Verbrauchsentwicklung, also durch die Gesichtspunkte der Gesamtplanung in einem größeren Versorgungsraum bedingt ist. Besteht über die zweckmäßige Wahl dieser Faktoren, das sind

voraussichtliche mittlere Benutzungsdauer und Einsatzweise des Kraftwerkes,.

Ausbauleistung (im Teil- und Vollausbau),

Standort (Kohle- und Wasserversorgung),

Bereitschafts- und Reservehaltung

Klarheit, so ist es die nächste Aufgabe, nunmehr das Kraftwerk in seinen Teilen so auszulegen, daß für die gegebenen äußeren Bedingungen die wirtschaftlich und betrieblich zweckmäßigste Lösung zustande kommt.

In Abb. 43 ist versucht worden, den Energieumwandlungsprozeß in einem Dampfkraftwerk schematisch anzudeuten. Den Kern des Umwandlungsprozesses bildet der Wärmekreislauf: Kessel—Turbine—Kondensator—Kessel. Der Wirkungsgrad dieses Kreislaufes selbst bei

verlustlos gedachten Betriebsmitteln, der thermische Wirkungsgrad η_{th} ist für die wirtschaftliche Energieumwandlung ein ausschlaggebender Faktor. Setzt man die im Kondensator niederzuschlagende Dampfmenge = 1, und bezeichnet man die Summe der hierbei zur Speisewasservorwärmung notwendigen Anzapfmengen mit Σa, so ist im Kessel eine Wassermenge von $1 + \Sigma a$ zu verdampfen, wofür ein Wärmeaufwand von

$$(1 + \Sigma a)\ (i_D - i_{W_n})$$

notwendig ist. i_D ist der Wärmeinhalt des der Turbine zugeführten Dampfes, i_{W_n} der Wärmeinhalt des Speisewassers hinter der letzten Vorwärmestufe. In der Turbine wird für die Umwandlung in mechanische Arbeit verwendet

$$(1 + \Sigma a)\ (i_D - i_{W_n}) - 1\ (i_c - i_{W_o}),$$

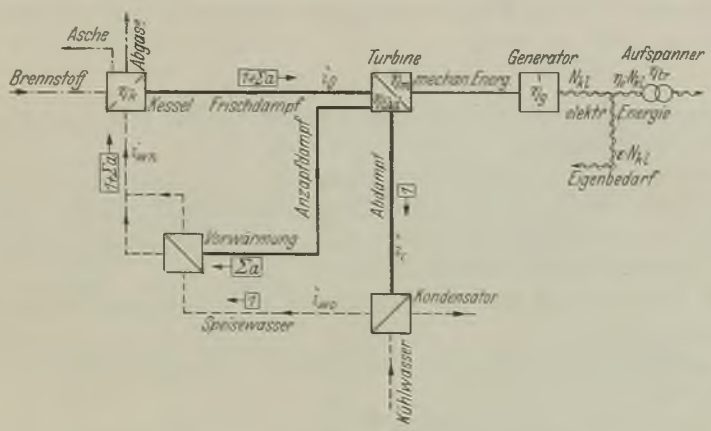


Abb. 43. Schema der Energieumwandlung im Dampfkraftwerk.

N_{kl} = Klemmenleitung
$\eta_g = \frac{1}{1+\varepsilon}$
i — Wärmeinhalte

η_k = Kesselwirkungsgrad
η_{thd} = thermodynamischer Wirkungsgrad der Turbine
η_m = mechanischer Wirkungsgrad der Turbine
η_g = Generatorwirkungsgrad
η_{tr} = Umspannerwirkungsgrad

wobei durch den zweiten Ausdruck der Wärmeentzug im Kondensator durch das Kühlwasser erfaßt ist. Der reine Kreislaufwirkungsgrad beträgt somit:

$$\eta_{th} = \frac{(1 + \Sigma a)\ (i_D - i_{W_n}) - (i_c - i_{W_o})}{(1 + \Sigma a)\ (i_D - i_{W_n})}$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{i_c - i_{W_o}}{(1 + \Sigma a)\ (i_D - i_{W_n})} \qquad 5)$$

Der theoretische Wärmeverbrauch je kWh bei verlustloser Umsetzung in den Betriebsmitteln beträgt demnach

$$w_{\text{theor}} = 860/\eta_{th}\ [\text{kcal/kWh}].$$

Mit den in Abb. 43 eingetragenen Bezeichnungen und in Anlehnung an die Abb. 2 errechnet sich der Wärmeverbrauch des Turbosatzes, auf die Generatorklemmen bezogen, zu

$$w_{kl} = \frac{860}{\eta_{th}} \cdot \frac{1}{\eta_{thd} \cdot \eta_m \cdot \eta_G} \text{ [kcal/kWh].}$$

Dieser Wärmeverbrauch ist in Abb. 2 eingetragen. Der Gesamtwirkungsgrad der Energieumsetzung vom Brennstoff bis zur aufgespannten elektrischen Energie beträgt

$$\eta_{ges} = \eta_{th} \cdot \eta_k \underbrace{(\eta_{thd} \cdot \eta_m \cdot \eta_G)}_{\text{Wirkungsgrad des Turbosatzes}} \cdot \eta_R \cdot \eta_{Tr} \cdot \frac{1}{1+\varepsilon} \qquad 6)$$

η_r ist, wie bereits im zweiten Abschnitt erwähnt, der Wirkungsgrad der Wärmefortleitung im Kreislauf. Er erfaßt die Verluste durch Wärmeabstrahlung und die Mengenverluste infolge von Undichtigkeiten, Abschlämmen usw. Der Wärmeverbrauch, bezogen auf die nutzbar abgegebene kWh, ist somit:

$$w = 860/\eta_{ges} \text{ [kcal/kWh].}$$

Dieser Wärmeverbrauch ist in Abhängigkeit von der Belastung für eine 50 MW-Betriebsgruppe in Abb. 2 ermittelt worden.

Wenn in den beiden letzten Jahrzehnten erhebliche Fortschritte in der Wärmewirtschaft von Dampfkraftwerken erzielt worden sind, so ist dies in der Hauptsache einer Reihe von Maßnahmen zu danken, die sich in zwei Gruppen einordnen lassen:

1. Verbesserung des Arbeitsprozesses (Erhöhung des thermischen Wirkungsgrades).

2. Vervollkommnung der Betriebsmittel (Verbesserung der Wirkungsgrade).

Zur ersten Gruppe gehören:

a) die Steigerung des Dampfdruckes und der Überhitzungstemperatur, sowie die Einführung der Zwischenüberhitzung bei höchsten Drücken,

b) die Verwirklichung und Weiterentwicklung der Speisewasservorwärmung mittels Anzapfdampfes aus der Turbine.

Beide Maßnahmen zielen auf eine Verbesserung des Wärmekreislaufes ab und greifen Hand in Hand. Je höher der Eintrittsdampfzustand gewählt wird, um so größer wird in dem praktisch in Frage kommenden Bereich das adiabatische Wärmegefälle $i_D - i_C$, um so kleiner werden durch das Überwiegen des Nenners gegenüber dem Zähler in Formel 5) bei konstantem i_{W_n} die Verluste des Wärmekreislaufes (zweites Glied der Formel). Die Einführung der Anzapfvorwärmung hat bei konstantem Dampfzustand i_D einerseits eine Vergrößerung der Dampfmenge um Σa, andererseits eine Verkleinerung der Differenz $i_D - i_{W_n}$ zur Folge. Das Produkt im Nenner wird also bei einem be-

stimmten i_{W_n} ($\Sigma a = f\,[i_{W_n}]$) einen günstigsten Wert ergeben. In der Abb. 44 sind diese Zusammenhänge veranschaulicht. Im oberen Schaubild ist die Abhängigkeit des thermischen Wirkungsgrades vom Dampfdruck, im unteren Diagramm der Zusammenhang zwischen der Vorwärmetemperatur und der vom Kessel zu verdampfenden Wassermenge $(1 + \Sigma a)$ einerseits und der notwendigen Wärmezufuhr andererseits dargestellt. Im untersten Schaubild ist angedeutet, wie sich die beiden Maßnahmen auf den thermischen Wirkungsgrad auswirken. Man erkennt, daß die Anzapfvorwärmung auf die Verringerung des Wärmeverbrauches sich stärker auswirkt als die Steigerung des Dampfdruckes. Die optimale Festlegung des Wärmekreislaufes durch richtige Bemessung der Speisewasservorwärmung und Wahl des Dampfzustandes ist bei der inneren Auslegung des Kraftwerkes die erste Aufgabe.

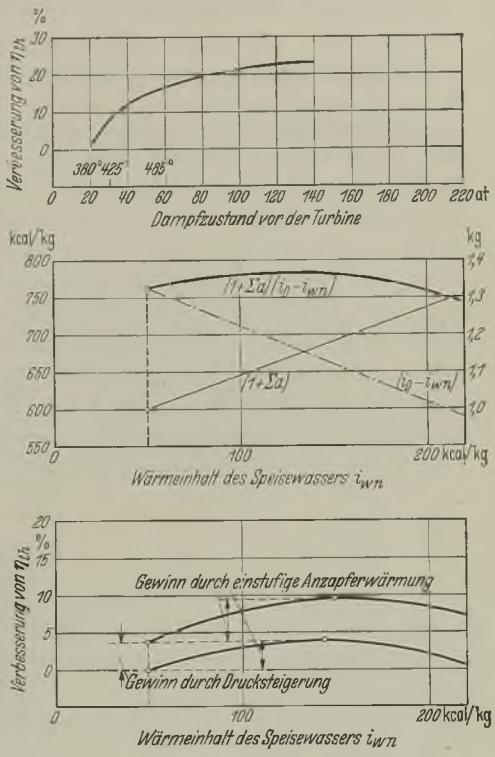


Abb. 44. Verbesserung des Wirkungsgrades des Wärmekreislaufes durch Druck- und Temperatursteigerung und Anzapfvorwärmung des Speisewassers.

Die wärmewirtschaftlichen Fortschritte der zweiten Gruppe, die Steigerung der Wirkungsgrade der Betriebsmittel wurde erreicht:

a) durch konstruktive Verbesserung der Kessel und Turbinen,

b) durch Vergrößerung der Kessel- und Maschineneinheiten.

Während der Punkt a die Auslegung der Einheiten selbst betrifft, spielt der Punkt b insofern bei der Gesamtplanung eine Rolle, als die Anzahl der aufzustellenden Einheiten bei festliegender Kraftwerksleistung durch den geringeren Wärmeverbrauch w_0 (bei Auslegungslast) und sinkende spezifische Anlagekosten mit steigender Leistung der Einheiten einerseits, durch den zunehmenden Verlustfaktor δ (siehe Abb. 6) und Reservefaktor r mit sinkender Zahl der Einheiten andererseits beeinflußt wird. Die Festlegung der aufzustellenden Maschinen- und Kesselzahl ist somit die nächste wichtige Aufgabe. Mit ihr

hängt der Entwurf der Schaltung der Betriebsgruppen und der Eigenversorgung des Werkes eng zusammen.

Die Bemessung der Speisewasservorwärmung, Wahl des Dampfzustandes, Ermittlung der zweckmäßigen Kessel- und Maschinenzahl, die Schaltung der Betriebsgruppen und die grundsätzliche Durchbildung der Eigenversorgung sind somit die wesentlichen Aufgaben, die im Rahmen der Gesamtplanung eines Kraftwerkes unter den Begriff „Innere Auslegung" zusammengefaßt werden können.

10. Die Auslegung der Speisewasservorwärmung.

Im Laufe der beiden letzten Jahrzehnte hat sich die Vorwärmung des Speisewassers mittels Turbinenanzapfdampfes in zunehmendem Maße im Kraftwerksbau eingeführt und ist heute als eine allgemein angewandte Maßnahme zur Steigerung der Wirtschaftlichkeit des Wärmekreislaufes anzusehen. Ihre Anwendung bedeutet die Überlagerung eines reinen Heizkraftprozesses mit seinem thermischen Wirkungsgrad von 100 % über einen reinen Kondensationsprozeß mit seinem hohen Wärmeentzug durch das Kühlwasser. Die Speisewasservorwärmung bringt somit einen gegenüber dem reinen Kondensationsprozeß erhöhten resultierenden thermischen Wirkungsgrad. Die Anzapfvorwärmung wirkt sich hauptsächlich in viererlei Hinsicht aus:

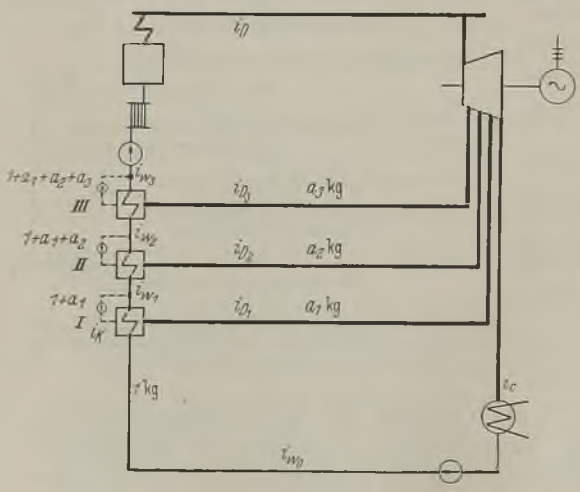


Abb. 45. Schema für die Berechnung der Speisewasservorwärmung.

1. auf den thermischen Wirkungsgrad,
2. auf den Turbinenwirkungsgrad durch Vergrößerung der Eintrittsdampfmenge,
3. auf den Kesselwirkungsgrad bzw. auf die Kesselleistung und Größe der Kessel-, Eco- und Luvo-Heizfläche,
4. auf die Auslegung der Kondensation und der Kühlwasserversorgung.

Es wurde im vorhergehenden Abschnitt bereits kurz erläutert, daß der thermische Wirkungsgrad bei einer bestimmten Vorwärmetemperatur seinen günstigsten Wert erreicht und bei darüber hinaus gesteigerter Vorwärmetemperatur wieder abnimmt.

Dieses Optimum ist abhängig vom Dampfzustand und der Anzahl der Vorwärmestufen. Es ist daher zunächst zu untersuchen:

a) wieviel Vorwärmestufen werden zweckmäßig gewählt,

b) wie sind diese Stufen zu unterteilen.

In Abb. 45 ist schematisch die grundsätzliche Schaltung der Speisewasservorwärmung angedeutet. Das Heizdampfkondensat der Oberflächenvorwärmer ist jeweils hinter dem Vorwärmer in den Speisewasserkreislauf eingeführt gedacht. Die der Vorwärmestufe zuzuführende Dampfmenge ergibt sich aus den Bedingungen des Wärmegleichgewichtes, wonach die algebraische Summe der zu- und abgeführten Wärmemengen = 0 ist. Wird der ersten Vorwärmestufe die Menge 1 zugeführt, so gilt unter der Voraussetzung eines verlustlosen Vorwärmers für diese nach Abb. 45 die Beziehung

$$1 \cdot i_{W_0} + a_1 \cdot i_{D_1} - (1 + a_1) \cdot i_{W_1} = 0,$$

daraus

$$a_1 = \frac{i_W - i_{W_0}}{i_{D_1} - i_{W_1}} = \frac{\Delta i_{WI}}{i_{D_1} - i_{W_1}}.$$

Analog kann man für die zweite Vorwärmestufe anschreiben:

$$a_2 = \frac{i_{W_2} - i_{W_1}}{i_{D_2} - i_{W_2}} (1 + a_1) = \frac{\Delta i_{WII}}{i_{D_2} - i_{W_2}} \left(1 + \frac{\Delta i_{WI}}{i_{D_1} - i_{W_1}}\right).$$

Für die dritte Vorwärmestufe

$$a_3 = \frac{\Delta i_{WIII}}{i_{D_3} - i_{W_3}} (1 + a_1 + a_2) = \frac{\Delta i_{WIII}}{i_{D_3} - i_{W_3}} \left(1 + \frac{\Delta i_{WI}}{i_{D_1} - i_{W_1}}\right)\left(1 + \frac{\Delta i_{WII}}{i_{D_2} - i_{W_2}}\right)$$

für die n-te Vorwärmestufe

$$a_n = \frac{\Delta i_{W_n}}{i_{D_n} - i_{W_n}} (1 + a_1 + a_2 + \ldots + a_n)$$

$$= \frac{\Delta i_{W_n}}{i_{D_n} - i_{W_n}} \left(1 + \frac{\Delta i_{WI}}{i_{D_1} - i_{W_1}}\right) \ldots \left(1 + \frac{\Delta i_{W_{n-1}}}{i_{D_{n-1}} - i_{W_{n-1}}}\right).$$

In der Formel für den thermischen Wirkungsgrad ist die dem Kessel zugeführte Gesamtwassermenge $(1 + \Sigma a)$ enthalten. Wir addieren die vorhin erhaltenen Ausdrücke für $a_1, a_2, \ldots a_n$ und erhalten

$$(1 + \Sigma a) = 1 + \frac{\Delta i_{WI}}{i_{D_1} - i_{W_1}} + \frac{\Delta i_{WII}}{i_{D_2} - i_{W_2}} \left(1 + \frac{\Delta i_{WI}}{i_{D_1} - i_{W_1}}\right) + \frac{\Delta i_{WIII}}{i_{D_3} - i_{W_3}} \left(1 + \frac{\Delta i_{WII}}{i_{D_2} - i_{W_2}}\right) + \ldots$$

$$(1 + \Sigma a) = \left(1 + \frac{\Delta i_{WI}}{i_{D_1} - i_{W_1}}\right) \left(1 + \frac{\Delta i_{WII}}{i_{D_2} - i_{W_2}}\right) \times \left(1 + \frac{\Delta i_{WIII}}{i_{D_3} - i_{W_3}}\right) \ldots \left(1 + \frac{\Delta i_{W_n}}{i_{D_n} - i_{W_n}}\right) \ldots \qquad 7)$$

Man kann also die gesamte Speisewassermenge hinter der letzten Vorwärmestufe errechnen, wenn die Aufwärmungen in den einzelnen Stufen und die Wärmeinhalte des Anzapfdampfes gegeben sind. Die Ausdrücke

$$1/i_{D_1} - i_{W_1} = a_0 \text{ kg/kg-kcal}$$

geben die Anzapfdampfmengen je kg Speisewasser und je kcal Aufwärmung an. Trägt man sich die Werte a_0 für verschiedene Dampfzustände und Vorwärmetemperaturen auf, so sieht man, daß die Kurven ziemlich flach verlaufen; sie weichen von einem Mittelwert nur um etwa $\pm 1{,}5\,\%$ ab.

Mit Hilfe der Formel 7) läßt sich nach einer Arbeit von Schäff (15) die wirtschaftliche Stufenaufteilung für einen bestimmten Dampfzustand bei einer angenommenen höchsten Vorwärmung i_{W_n} wie folgt ermitteln: Der thermische Gewinn durch die Anzapfvorwärmung wird bei gegebenen i_{W_n} am größten, wenn in der Formel $(1 + \Sigma a_n)$ einen Höchstwert annimmt. Setzt man mit genügender Genauigkeit entsprechend dem oben Gesagten für a_0 einen Mittelwert ein (Schäff weist nach, daß der Fehler, der dadurch entsteht, kleiner als 0,01 % ist), so kann man für die zweistufige Vorwärmung anschreiben:

$$(1 + \Sigma a) = (1 + a_0 \Delta i_{WI})\ (1 + a_0 \Delta i_{WII}).$$

Da die Gesamtaufwärmung Δi_W festliegt, so läßt sich für

$$\Delta i_{WI} = \beta \cdot \Delta i_W$$
$$\Delta i_{WII} = (1 - \beta) \cdot \Delta i_W$$

setzen. Damit wird

$$(1 + \Sigma a) = (1 + a_0 \beta \cdot \Delta i_W)\ [1 + a_0 (1 - \beta)\, \Delta i_W]$$
$$= 1 + a_0 \Delta i + a_0^2 \Delta i^2 \beta - a_0^2 \Delta i^2 \beta^2 .$$

Die größte Speisewassermenge $(1 + \Sigma a)$ ist dann gegeben, wenn

$$\frac{d\,(1 + \Sigma a)}{d\,\beta} = 0$$

ist.

$$\frac{d\,(1 + \Sigma a)}{d\,\beta} = a^2 \cdot \Delta i^2 - 2\, a^2 \Delta i^2 \beta = 0$$
$$\beta = 1/2.$$

Der größte thermische Gewinn tritt also ein, wenn man die Stufengefälle $\Delta i_{WI} = \Delta i_{WII}$ festlegt.

In gleicher Weise kann man für dreistufige Vorwärmung die zweckmäßigste Aufteilung der Stufengefälle ermitteln. Wir setzen wieder

$$\Delta i_{WI} = \beta_1 \cdot \Delta i_W$$
$$\Delta i_{WII} = \beta_2 \cdot \Delta i_W$$
$$\Delta i_{WIII} = (1 - \beta_1 - \beta_2)\, \Delta i_W.$$

Nach dem oben Gesagten ist

$$\beta_1 = \beta_2.$$

Es wird dann

$$(1 + \Sigma a) = (1 + \beta_1 a_0)\ (1 + \beta_1 a_0)\ [1 + (1 - 2\beta_1)\, a_0] =$$
$$= 1 + a_0 + 2\beta_1 a_0^2 + \beta_1^2 (a_0^3 - 3 a_0^2) - 2\beta_1^3 a_0^3,$$

dieser Ausdruck wieder nach β_1 differenziert, gibt

$$\frac{d(1+\Sigma a)}{d\beta_1} = 2a_0^2 + 2\beta_1\,(a_0^3 - 3a_0^2) - 6\beta_1^2 \cdot a_0^3 = 0,$$

daraus

$$\beta_1 = \frac{a_0 - 3 \pm \sqrt{(a_0+3)^2}}{6a_0}.$$

Von den beiden Lösungen hat nur die mit positivem Vorzeichen $\beta = 1/3$ praktische Bedeutung. Es bringt also auch bei dreistufiger Vorwärmung die Aufteilung aufgleiche Stufengefälle den höchsten thermischen Gewinn.

Dieselbe Rechnung läßt sich auch für 4 und mehr Vorwärmestufen anwenden und führt zu den grundsätzlich gleichen Ergebnissen. Man kann also den Grundsatz aufstellen, daß eine möglichst gleiche Aufteilung der Gesamtaufwärmung Δi_W auf die einzelnen Vorwärmestufen anzustreben ist.

Nachdem die Frage der Stufenaufteilung geklärt ist, kann nunmehr der thermische Gewinn durch die Vorwärmung des Speisewassers nach Formel 5) ermittelt werden. In der Abb. 46 ist das Ergebnis der Berechnungen zusammengestellt worden. Die Untersuchungen sind für die im Rahmen der Vereinheitlichung vorgeschlagenen Druckstufen und für 1—4 Anzapfungen durchgeführt worden. Ihnen lag die Annahme zugrunde, daß das Kondensat durch Hilfsapparate (Dampfstrahler, Stopfbüchsen-Abdampf, Generatorkühler) auf etwa 40° C gebracht wird und mit dieser Temperatur

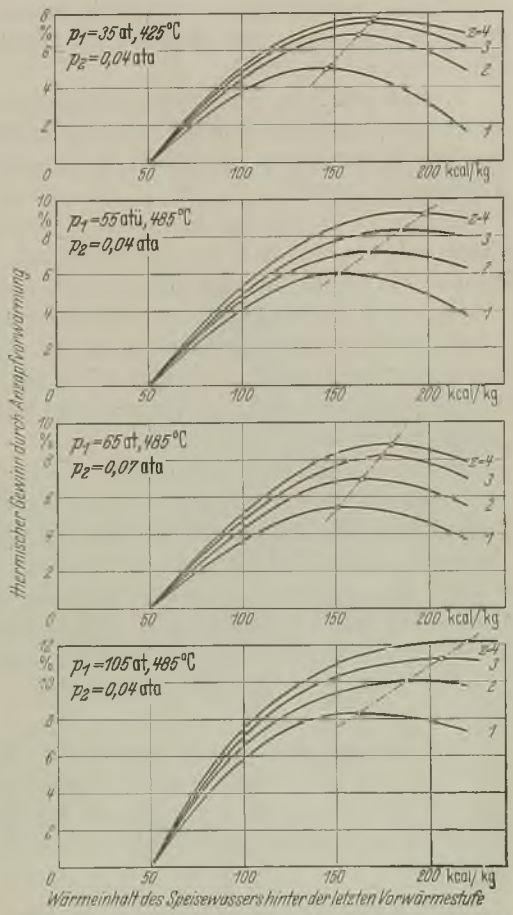


Abb. 46. Thermischer Gewinn durch Vorwärmung des Speisewassers mittels Anzapfdampfes.
z = Zahl der Vorwärmestufen.

in die erste Vorwärmestufe eintritt, ferner daß Oberflächenvorwärmer verwendet werden und die Temperaturdifferenz an der Heizfläche 7° C beträgt. Aus der Abb. 46 lassen sich folgende Schlüsse ziehen:

1. Der thermische Gewinn durch Anzapfvorwärmung steigert sich mit zunehmendem adiabatischem Gefälle $i_D - i_C$. Er beträgt z. B. bei dreistufiger Vorwärmung bei 35 at. 7,6 %, bei 55 at 8,2 %, bei 105 at 11 %.

2. Mit zunehmendem adiabatischem Gefälle erhöht sich die wirtschaftliche Vorwärmetemperatur; sie liegt, wieder dreistufige Vorwärmung angenommen, für 35 at bei rd. 165° C, für 55 at bei rd. 180° C, für 105 at bei rd. 205° C.

3. Mit zunehmender Stufenzahl steigen die wirtschaftlichen Vorwärmetemperaturen. Für die Druckstufe 55 at z. B. beträgt sie bei einstufiger Vorwärmung rd. 150° C, bei dreistufiger rd. 180° C, bei vierstufiger rd. 195° C.

4. Der zusätzliche thermische Gewinn nimmt mit zunehmender Stufenzahl ab. Bei 35 at hat die Steigerung von 3 auf 4 Vorwärmestufen keinen Wert mehr, bei den höheren Drücken bis einschl. 105 at ist eine solche von 4 auf 5 ohne hinreichenden praktischen Nutzen.

5. Die Kurven verflachen sich in der Nähe des Optimums mit zunehmender Stufenzahl. Ein Abweichen vom Bestwert bei mehrstufiger Vorwärmung übt auf die Wirtschaftlichkeit keine nennenswerte Verschlechterung aus.

Berücksichtigt man nur den thermischen Gewinn, so wäre die wirtschaftlichste Vorwärmetemperatur und die Stufenzahl nach Abb. 46 festzulegen. Die Anzapfvorwärmung übt aber auch auf den thermodynamischen Wirkungsgrad der Turbine und auf die Auslegung der Kessel einen Einfluß aus, abgesehen davon, daß mit zunehmender Stufenzahl und Vorwärmetemperatur die Anlagekosten der Vorwärmer selbst größer werden und die höheren kapitalabhängigen Kosten den immer geringer werdenden zusätzlichen Wärmegewinn übersteigen können.

Der Einfluß der Anzapfvorwärmung auf den thermodynamischen Wirkungsgrad der Turbine liegt im günstigen Sinne. Je höher die Speisewasservorwärmung, um so größer ist bei gleicher Turbinenleistung die Eintrittsdampfmenge. Die dem Dampf im Kessel zuzuführende Wärmemenge ist

$$(1 + \Sigma a)\ (i_D - i_{Wn} + \Delta i_{ZU}) = E \cdot w_{\text{theor}} = E \cdot 860/\eta_{th}\ [\text{kcal/h}].$$

Δi_{ZU} ist der theoretische Wärmeaufwand für die Zwischenüberhitzung des Dampfes.

$$w_{\text{theor}} = 860/\eta_{th}\ [\text{kcal/kWh}].$$

Der theoretische Dampfverbrauch d_0 ist

$$d_0 = \frac{1 + \Sigma a}{E} = \frac{860}{\eta_{th}\,(i_D - i_{Wn} + \Delta i_{ZU})}\ [\text{kg/kWh}].$$

Ohne Speisewasservorwärmung beträgt der theoretische Dampfverbrauch

$$d_0' = \frac{1}{E'} = \frac{860}{\eta_{th}' (i_D - i_{W_0} + \Delta i_{ZÜ})} \quad [\mathrm{kg/kWh}].$$

Die Vergrößerung des Dampfverbrauches ergibt sich demnach zu

$$\frac{d_0}{d_0'} = \frac{\eta_{th}'}{\eta_{th}} \cdot \frac{i_D - i_{W_0} + \Delta i_{ZÜ}}{i_D - i_{W_n} + \Delta i_{ZÜ}}.$$

Für die Druckstufe 105 at ($i_D = 796$, $\Delta i_{ZÜ} = 50$) z. B. beträgt die Zunahme der Eintrittsdampfmenge bei vierstufiger Anzapfung und $i_{W_n} = 220$ kcal/kg.

$$\frac{d_0}{d_0'} = \frac{1}{1{,}122} \cdot \frac{796 - 50 + 50}{796 - 220 + 50} = 1{,}13.$$

Für die Wirkungsgradverbesserung der Turbine, die sich im Hochdruckteil auswirkt, geben die von Witte veröffentlichten Versuchsergebnisse an Höchstdruck-Vorschaltturbinen (17) einen Anhalt. In Abb. 47 ist die von Witte aufgestellte mittlere Kurve für den Kupplungswirkungsgrad wiedergegeben. Beträgt z. B. $G_x\sqrt{v_1 \cdot v_2} = 5000$ m³/h, welches Volumen bei einem Druckgefälle von 105 auf 17 atü und einem Wirkungsgrad nach Abb. 47 von 72,1 %, einem Dampfdurchsatz von knapp 80 t/h entspricht, so bewirkt die Erhöhung um 13 % infolge der Speisewasservorwärmung bei gleicher Gesamtleistungserzeugung im Hoch- und Niederdruckteil eine Erhöhung des Kupplungswirkungsgrades von 72,1 auf 72,7 %. Der Gewinn wird größer sein, wenn die Turbinenleistung kleiner ist; er wird dagegen bei größeren Einheiten, die ohnehin einen besseren Wirkungsgrad aufweisen, eine geringere Rolle spielen.

Abb. 47. Abhängigkeit des Kupplungswirkungsgrades von Hochdruckvorschaltturbinen vom mittleren Dampfdurchsatz nach Witte.

Die vergrößerte Dampfmenge bei gleicher elektrischer Leistungsabgabe bedeutet eine Steigerung der Kesselleistung im Verhältnis d_0/d_0', und damit eine Erhöhung der Anlagekosten je kW. Die Speisewasservorwärmung wirkt sich aber auch noch in anderer Hinsicht auf die Auslegung der Kesselanlage aus. Die erhöhte Speisewassertemperatur hat eine Verkleinerung des Economisers zur Folge. Bei gleicher Auslegung der übrigen Heizflächen würde dies zu einer Erhöhung der Abgastemperatur und damit zu einer Verschlechterung des Kesselwirkungsgrades führen. Um den gleichen Kesselwirkungsgrad beizubehalten, ist daher zunächst ein Ersatz der wegfallenden Ecoheizfläche durch eine

Vergrößerung des Lufterhitzers bei steigender Lufttemperatur bis zu der durch Brennstoff und Feuerungsart gegebenen Grenze anzustreben. Ist diese Grenze aber bereits erreicht, so muß die Kesselheizfläche selbst vergrößert werden, um der Forderung nach gleichem Abgasverlust nachkommen zu können. Zu dieser letzteren Maßnahme wird man bei Kesseln mit Rostfeuerung greifen müssen, da hier die Lufterhitzung beschränkt ist. Wie sich die Erhöhung der Speisewassertemperatur auf die Heizflächenbemessung auswirkt, sei im nachstehenden an einem untersuchten Beispiel veranschaulicht. Wenn es sich hierbei auch um Niederdruckkessel handelt, so geht daraus doch das Wesentliche hervor. Die Daten des Kessels sind:

Dampfzustand	17 at, 375° C
Dampfleistung	50/60 t/h
Brennstoff	Steinkohle mit einem Heizwert von 5800 kcal/kg
Feuerungsart	Rostfeuerung
Lufterhitzung	auf 200° C
Abgastemperatur	180° C.

Es wurde der Heizflächenbedarf sowohl für eine Speisewassereintrittstemperatur von 120° als auch von 190° C berechnet. Es ergeben sich folgende Werte:

Speisewassertemperatur	120° C	190° C	
Strahlungsheizfläche	1,79	2.18	$m^2/t/h$
Berührungsheizfläche I	5,67	9,12	„
„ II	4.12	7,65	„
Eco	16,8	—	„
Luvo	40,0	43,8	„

Man erkennt aus diesem Vergleich, daß bei den hier zugrunde gelegten Verhältnissen die Erhöhung der Speisewassertemperatur von 120 auf 190°, auf gleiche Dampfleistung bezogen, eine Vergrößerung der Verdampfungsheizfläche um über 60 % erforderlich macht. Wenn man sich mit der Anlagekostenfrage befaßt, so muß man aber auf der anderen Seite berücksichtigen, daß die Speisewasservorwärmung bei gleicher Turbinenleistung zu einer Verringerung der Kondensationsdampfmenge und damit zu einer Verkleinerung des Kondensators und der Kühlwassermenge führt, so daß den Mehrkosten für die Kesselanlage hierdurch gewisse Kostenersparnisse an der Maschinenanlage gegenüberstehen.

Die Speisewasservorwärmung birgt auch Verluste in sich, die den theoretischen Gewinn etwas herabsetzen. Mit ihnen hat sich Rau (14) sehr eingehend befaßt. Diese Verluste setzen sich aus folgenden Gliedern zusammen:

1. Abstrahlungsverluste durch Wärmeabgabe der Vorwärmer und Anzapfleitungen an die Umgebung,

ATS-GESELLSCHAFT
BÜRO GLEIWITZ

2. Gefälleverluste,
   a) Reibungsverluste in den Rohrleitungen und Vorwärmern,
   b) Heizflächengefälle bei Oberflächenvorwärmer,
   c) ungeregelte Entnahme,
3. Mehraufwand für Hilfsbetriebe.

Die Verluste unter 1 und 3 sind unerheblich und treten gegenüber den Gefälleverlusten zurück. Von den Gefälleverlusten ist die wesentlichste Verlustquelle das zur Wärmeübertragung notwendige Temperaturgefälle in den Oberflächenvorwärmern zwischen Heizdampf und Speisewasser. Dieses Temperaturgefälle macht an der Turbine einen höheren Anzapfdruck notwendig, als der Wassertemperatur entsprechen würde. Es hat also eine Minderung der Leistungserzeugung gegenüber der theoretischen zur Folge. Es liegt praktisch zwischen etwa 5 und 10° C. In den Kurven der Abb. 46, die den thermischen Gewinn durch Anzapfvorwärmung angeben, ist dieser Verlust unter Annahme eines Temperaturgefälles von 7° C bereits berücksichtigt worden. Bei dem Mischvorwärmer fällt dieser Verlust weg. Der Mischvorwärmer ist daher, theoretisch gesehen, dem Oberflächenvorwärmer überlegen. Seine Verwendung hat aber den Nachteil, daß zwischen jeder Stufe eine Speisepumpe eingeschaltet werden muß, um die Druckdifferenz zu überwinden. Aus diesem Grunde beschränkt man seine Anwendung im allgemeinen auf höchstens eine Stufe, die dann gleichzeitig als Entgaser bzw. Speisewasservorratsbehälter ausgebildet wird.

Die Verluste durch ungesteuerte Entnahme — der in Kondensationskraftwerken meistens vorkommende Fall — treten bei Belastungsänderungen gegenüber Auslegungslast auf. Der thermische Gewinn durch Anzapfvorwärmung ist von der Belastung abhängig. Der Dampfdruck an der Anzapfstelle ist verhältnisgleich der Dampfmenge im nachgeschalteten Turbinenteil. Mit dem Dampfdruck ändert sich die Vorwärmetemperatur und damit der thermische Gewinn. Wie sich dieser mit der Belastung ändert, ist für den Fall einer zweistufigen Vorwärmung in Abb. 48 dargestellt (16). Das Diagramm zeigt, welchen Einfluß die Wahl der Auslegungsleistung auf die thermische Verbesserung ausübt. Der Unterschied zwischen den Fällen a und c macht in den extremen Punkten immerhin $^3/_4$% aus. Eine richtige Wahl der Auslegungsleistung entsprechend den zu erwartenden Belastungsverhältnissen ist auch hier nicht zu vernachlässigen.

Eine größere Rolle spielt jedoch der Verlust bei ungesteuerter Entnahme durch Regelung auf gleichbleibende Stufentemperatur, wie dies bei einer als Entgaser geschalteten Vorwärmestufe verlangt wird. Der Anzapfdruck stimmt nur bei der Auslegungsleistung mit der gewünschten Stufentemperatur überein. Bei kleineren Leistungen muß, um die Temperatur halten zu können, Dampf aus einer höheren Stufe zugesetzt, bei

größeren Leistungen der Stufendruck durch Drosselung auf den gewünschten Wert gemindert werden. In beiden Fällen tritt ein zusätzlicher Gefälleverlust und eine Verringerung der Leistungserzeugung auf. Die Minderung des thermischen Gewinnes wird um so größer sein, je größer die durchschnittliche Abweichung der Belastung nach beiden Seiten von der Auslegungsleistung ist. Wie sich die Einschaltung von

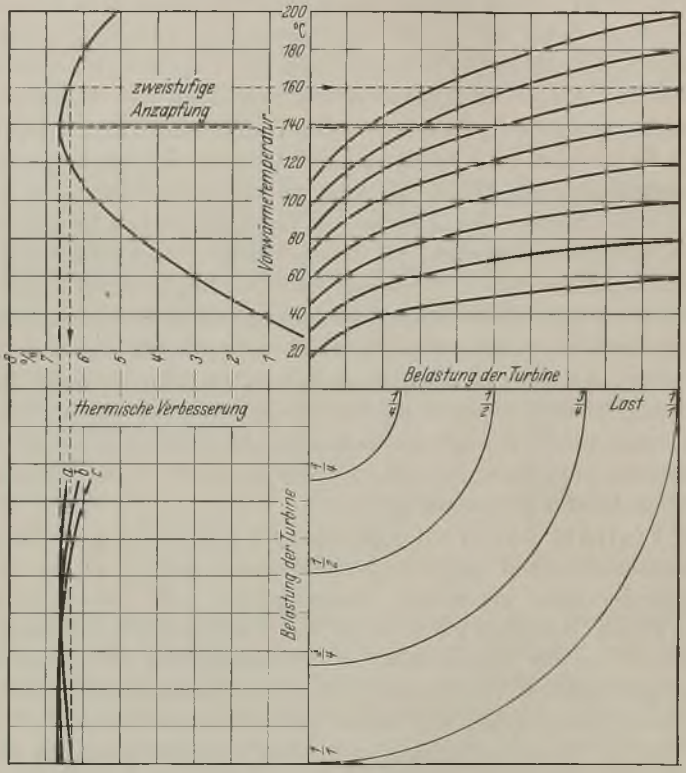


Abb. 48. Abhängigkeit des thermischen Gewinnes und der Vorwärmetemperatur von der Belastung der Turbine nach Goerke.
a günstigste Vorwärmtemperatur liegt bei 1/2 Last
b ,, ,, ,, ,, 3/4 ,,
c ,, ,, ,, ,, 1/1 ,,

dampfangetriebenen Hilfsmaschinen auswirkt, wird im 15. Abschnitt noch näher dargelegt.

Faßt man das oben Gesagte zusammen, so können für die Auslegung der Speisewasservorwärmung folgende Grundsätze aufgestellt werden: Dem durch die Verbesserung des thermodynamischen Wirkungsgrades erhöhten, durch die vorhin erwähnten Verluste verringerten thermischen Gewinn der Vorwärmung stehen die Anlagekosten für die Vorwärmeranlage selbst mit Rohrleitungen und Hilfseinrichtungen und der Mehr-

aufwand für Kessel infolge Vergrößerung der Dampfleistung und der Heizflächen gegenüber, von denen wieder die Kostenersparnis an der Kondensation und Kühlwasserversorgung abzuziehen ist. Die durch die Vorwärmung bedingten Mehranlagekosten steigen mit der Vorwärmetemperatur. Da der zusätzliche thermische Gewinn mit steigender Vorwärmetemperatur nach dem Optimum hin geringer wird, so liegt unter Berücksichtigung des Kapitaldienstes der wirtschaftlichste Auslegungspunkt mehr oder weniger unterhalb der Vorwärmetemperatur mit höchstem thermischen Gewinn, je nachdem, ob es sich um Kraftwerke mit Spitzen- oder Grundlastcharakter handelt. Berücksichtigt man diese Zusammenhänge, so kann man sich bei Kraftwerken mit höheren Benutzungsdauern bei der Auslegung der Vorwärmung etwa an die nachstehenden Zahlen halten:

Dampfzustand an der Turbine		Vorwärmetemperatur bei Auslegungsleistung.	Anzahl der Vorwärmestufen.
Druck at	Temperatur °C	°C	
35	435	150—160	3
55	485	180—190	3—4
65	485	160—180[1]	3—4
105	485	190—200	4

Bei Werken mit kleiner Benutzungsdauer ist im Hinblick auf das oben Gesagte von Fall zu Fall zu prüfen, wie weit man die Vorwärmetemperatur und die Stufenzahl herabsetzt, da hier der Kapitaldienst gegenüber der Wärmeersparnis immer mehr in den Vordergrund tritt. Auch bei kleineren Maschineneinheiten ist eine Herabsetzung der Stufenzahl zu erwägen, da mit abnehmender Maschinengröße die verhältnismäßigen Mehranlagekosten für die Vorwärmeanlage ansteigen.

Ist man sich über die Auslegung der Vorwärmeanlage hinsichtlich Stufenzahl und höchster Vorwärmetemperatur schlüssig geworden, so ist als nächster Schritt die Schaltung festzulegen. Für die Schaltung der Vorwärmeanlage bestehen insofern eine Reihe von Möglichkeiten, als die Zusatzspeisewasseraufbereitung und die Entgasung des Speisewassers in die Vorwärmung einbezogen wird und deren Einschaltung mit steigender Stufenzahl mannigfaltige Abwandlungen gestattet. Die Lage des Entgasers und damit der Speisepumpe ist in erster Linie entscheidend für den Aufbau der Schaltung. An und für sich ist das Turbinenkondensat bereits im Kondensator entgast, so daß man die Entgasung auf das aus Hilfseinrichtungen anfallende Kondensat und auf das Zusatzwasser beschränken könnte. Tatsächlich sind auch einige Anlagen in dieser Weise ausgeführt worden, die einwandfrei arbeiten. Die wesentlich häufiger angewandte Lösung bei Hochdruckanlagen ist jedoch die, einen

[1] Kondensatordruck 0,07 ata.

Entgaser für das gesamte Speisewasser einzubauen, um so die Gewähr zu haben, daß auch bei etwaigen Undichtigkeiten im Kondensator keine unzulässige Anreicherung des Kondensates mit Sauerstoff erfolgen kann.

Man unterscheidet Unter- und Überdruckentgaser. Der erste hat den Nachteil, daß auch hier Lufteinbrüche auftreten können. Er hat daher in zunehmendem Maße dem Überdruckentgaser, der für Drücke von knapp über 1 ata bis zu 20—25 ata ausgeführt wird, Platz gemacht. Der Überdruckentgaser kann in einfacher Weise mit dem Speisewasserbehälter als Heißwasserspeicher zusammengebaut werden, falls man das gesamte Kondensat entgast.

Der Entgaser erfordert gleichbleibenden Dampfdruck, um ein störungsfreies Arbeiten der dahinter geschalteten Kesselspeisepumpe sicherzustellen. Schaltet man nicht eine Hilfs- oder Hausturbine auf den Entgaser, so muß man, wie bereits vorhin erwähnt, den Druck oberhalb der Auslegungslast durch Drosselung, unterhalb durch Zusatz von Dampf einer genügend hohen Druckstufe konstant halten. Den entstehenden thermischen Verlust kann man, wie in Abb. 49 dargestellt, durch Nachschaltung eines an der gleichen Anzapfung liegenden Oberflächenvorwärmers im Gebiet hoher Belastung vermeiden; im Gebiet geringer Belastung bleibt er jedoch bestehen.

In der Abb. 49 sind verschiedene Schaltungsmöglichkeiten für 2-, 3- und 4stufige Speisewasservorwärmung dargestellt worden. Es sind hier die Fälle behandelt, in denen die Beheizung der Vorwärmer durch Anzapfdampf aus den Hauptturbinen erfolgt. Die Einschaltungen von Hilfs- oder Hausturbinen werden im 15. Abschnitt bei Erörterung der Eigenversorgung näher behandelt. An der Schaltung der Vorwärmung, Entgasung und Zusatzwasseraufbereitung selbst wird durch die Art der Dampfentnahme nichts geändert. Die Schaltbilder unterscheiden sich in der Hauptsache durch die Lage des einen Mischvorwärmer darstellenden Entgasers. Die Entscheidung, ob der Entgaser als letzte Vorwärmestufe ausgebildet oder ob man noch einen oder mehrere Oberflächenvorwärmer dahinter schalten soll, ist nicht eindeutig zu treffen. Sie ist wieder durch die Frage bedingt, ob man die Speisepumpe mit einer Wassertemperatur von etwas über 100° C oder von 150—200° C arbeiten lassen soll. Jede Schaltungsweise hat ihre Vor- und Nachteile. Es werden daher die persönliche Einstellung, gesammelte Betriebserfahrungen mit der einen oder anderen Ausführung ausschlaggebend sein. Die Gesichtspunkte, die für die eine oder andere Schaltung sprechen, können etwa wie folgt gekennzeichnet werden. Für die Einschaltung der Pumpe bei hohen Speisewassertemperaturen (150—200°) werden folgende Gründe angeführt:

Vermeidung von teuren und mitunter nicht als genügend betriebs-

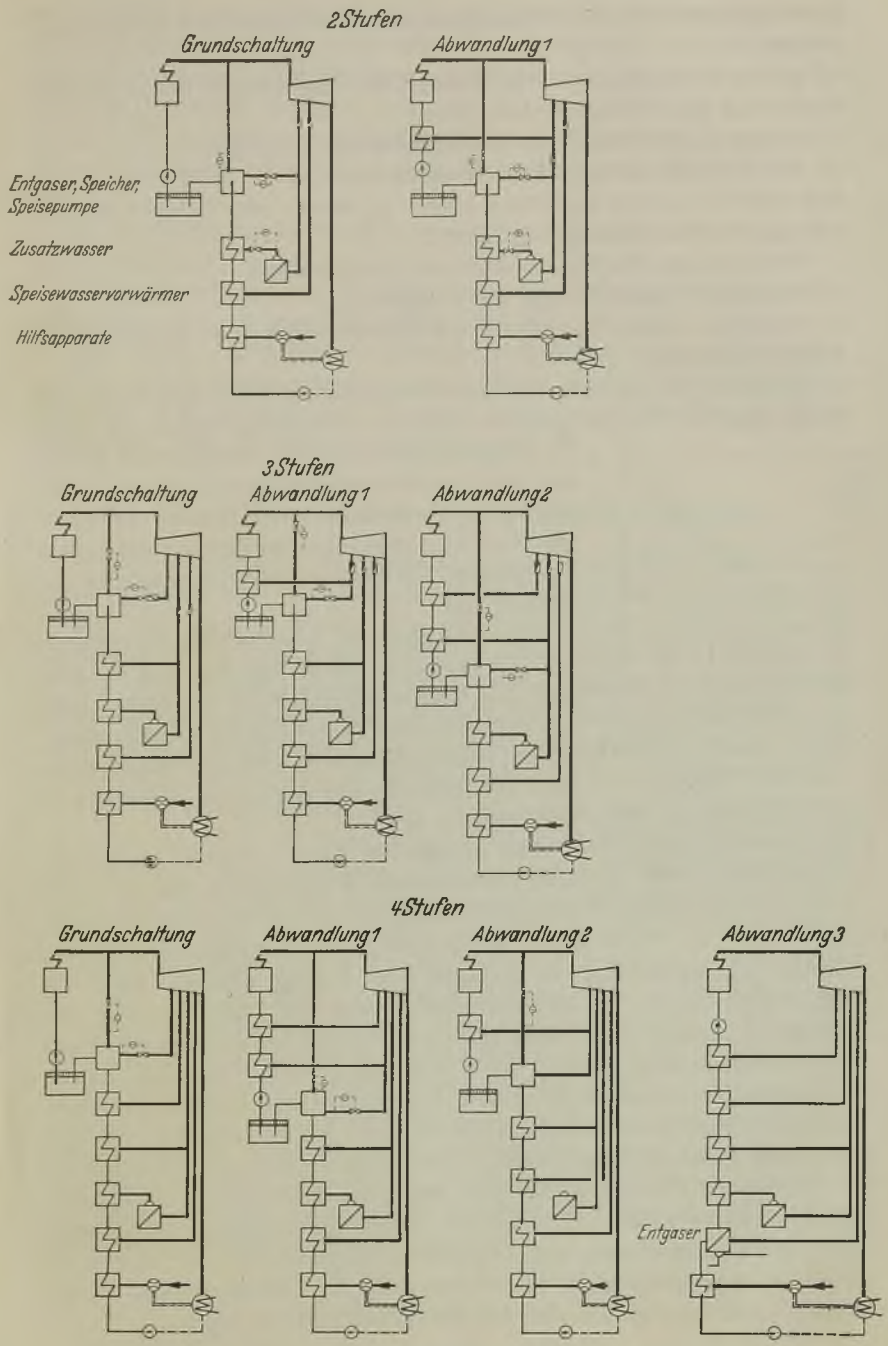


Abb. 49. Schaltung der Speisewasservorwärmung (teilweise nach Goerke).

sicher angesehenen, unter Speisepumpendruck arbeitenden Hochdruckvorwärmern,

größere Freizügigkeit beim Entwurf der Speisedruckleitung und der Gestaltung des Vorwärmeschaltbildes,

Speisung des Kessels mit gleichbleibender Temperatur.

Als Vorteile niedriger Speisewassertemperatur in der Pumpe (etwa 100—105° C) werden angeführt höhere p_H-Werte und dadurch Herabsetzung der Korrosionsgefährdung,

Verringerung des Kraftbedarfs der Speisepumpe,

einfachere Durchführung der Entgasung,

niedrigere Aufstellung der Speisewasserbehälter und dadurch Senkung der Kosten.

Über die Verringerung der Speisepumpenarbeit bei Einschaltung auf ein niedrigeres Temperaturniveau gibt die Abb. 50 Aufschluß. Sie zeigt die Ersparnis, die sich bei verschiedenen Drükken und Vorwärmetemperaturen ergeben würde, wenn das Speisewasser der Pumpe nur mit 100° C zuläuft gegenüber der Betriebsweise, daß die gesamte Vorwärmung auf der Saugseite der Pumpe liegt.

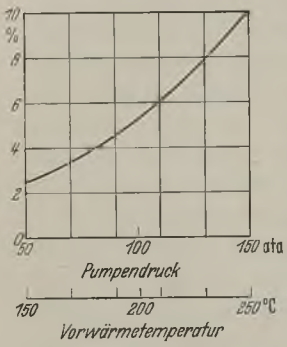


Abb. 50. Gewinn an Speisepumpenarbeit durch Schaltung der Vorwärmer hinter die Speisepumpen (Zulauftemperatur 100° C) gegenüber der gesamten Vorwärmung auf der Saugseite der Pumpen (nach Ellrich).

Die verschiedenen Einschaltungsmöglichkeiten des Entgasers gehen aus der Abb. 49 hervor. Im letzten Schaltbild ist der bereits vorhin erwähnte Fall in Anlehnung an eine ausgeführte Anlage behandelt, daß nur das Zusatzwasser und das Kondensat aus den Vorwärmern usw. entgast wird.

Von den für die Zusatzwasseraufbereitung bestehenden Möglichkeiten, das sind: die chemische Reinigung und die Destillaterzeugung durch Verdampfung, wird bei Hochdruckkraftwerken im allgemeinen der letzteren der Vorzug gegeben. Wie die Schaltbilder zeigen, ist es zweckmäßig, dem Brüdenkondensator der Verdampferanlage einen Vorwärmer nachzuschalten, der von derselben Turbinenanzapfung gespeist wird, um den großen Temperatursprung zwischen Heizdampfeintritt in den Verdampfer und Kondensataustritt aus dem Brüdenkondensator zu überbrücken. Im allgemeinen wird man die Verdampferanlage in die zweite oder dritte Vorwärmerstufe eingliedern.

Der ersten Vorwärmerstufe sind, wie in den Schaltbildern angedeutet, noch wärmeabgebende Hilfsapparate, wie Dampfstrahler, Stopfbüchsen-Abdampfkondensatoren und Luftkühler vorgeschaltet. Die durch sie erreichte Aufwärmung des Speisewassers ist als Anfangszustand für die erste Vorwärmestufe bei der Auslegung zugrunde zu legen.

Die Abführung des Kondensates aus den Oberflächenvorwärmern ist in den Schaltbildern nicht eingezeichnet worden. Für sie kommen grundsätzlich zwei Ausführungsmöglichkeiten in Frage, die aus der Abb. 52 ersichtlich sind:

1. das Rückfördern des Vorwärmekondensates mittels Pumpe in die Hauptkondensatleitung, wie in Abb. 52 bei Brüdenkondensator IIa angewandt,

2. die Ableitung des Kondensates in den vorgeschalteten Vorwärmer (Stufe IIb in Abb. 52),

3. die Ableitung des Kondensates unter Zwischenschaltung eines Kühlers in den Kondensator (Stufe I in Abb. 52).

Die unter 3 angeführte Schaltung ist thermisch etwas ungünstiger; sie ist für die Vorwärmestufen gebräuchlich, die im Unterdruckgebiet arbeiten. Die Möglichkeiten 1 und 2 werden, wie die Abb. 52 zeigt, kombiniert, um an Hilfspumpen zu sparen.

11. Die Berechnung des Wärmekreislaufes.

Um den spezifischen Wärmeverbrauch w_0 [kcal/kWh] bestimmen zu können, ist die Durchrechnung des Wärmeschaltbildes notwendig. Für dessen Aufzeichnung haben sich die von Stender vorgeschlagenen Schaltzeichen eingebürgert. Die am häufigsten vorkommenden sind in der Abb. 51 zusammengestellt. Der bei der Durchrechnung des Wärmekreislaufes zweckmäßig zu befolgende Rechnungsgang wird an einem Beispiel, das einem größeren Kraftwerksprojekt entnommen ist, veranschaulicht. In Abb. 52 ist das Schaltbild einer Anlage mit dreistufiger Vorwärmung dargestellt. Der Dampfzustand vor der Turbine ist mit 55 at, 485° C, der Kondensatordruck mit 0,045 ata (Frischwasserkühlung) angenommen worden. Der thermodynamische Wirkungsgrad ergibt sich auf Grund der Angebotsgarantie zu 82 %. Die höchste Vorwärmetemperatur wird mit 180° C gewählt. Nachdem das Schaltbild aufgezeichnet worden ist, trägt man sich zweckmäßigerweise in dieses die durch die Auslegung gegebenen Drücke und Wärmeinhalte ein (Frisch- und Abdampfzustand, höchste Vorwärmestufe). Zunächst schätzt man die Aufwärmung des Kondensates durch den Abdampf der Dampfstrahlapparate und Stopfbüchsen sowie auch die Abwärme der Luftkühler, falls diese ausgenutzt wird. Im vorliegenden Fall ist mit einem Anfall an Abdampf in der Größenordnung von 1,5 % der Turbinenabdampfmenge zu rechnen. Damit ergibt sich unter Außerachtlassung des Kondensates aus der Vorwärmestufe I eine Aufwärmung im sogenannten Dampfstrahlkondensator von

$$0{,}015\ (810 - 283) = 1{,}015 \cdot \Delta i_W$$
$$\Delta i_W = \sim 8 \text{ kcal/kg}.$$

Man kann also die Temperatur hinter dem Dampfstrahlkondensator zunächst mit rd. 35—40° C annehmen. Würde die der Generatorkühlluft entsprechende Wärme dem Speisewasser nutzbar zugeführt werden, so käme eine weitere Temperaturerhöhung um rd. 10° hinzu, so daß dann $i_{W_0} = 45—50°$ C zu setzen wäre.

Es sind nun die Wärmeinhalte des Speisewassers zwischen den einzelnen Vorwärmestufen und die zugehörigen Anzapfdrücke für die

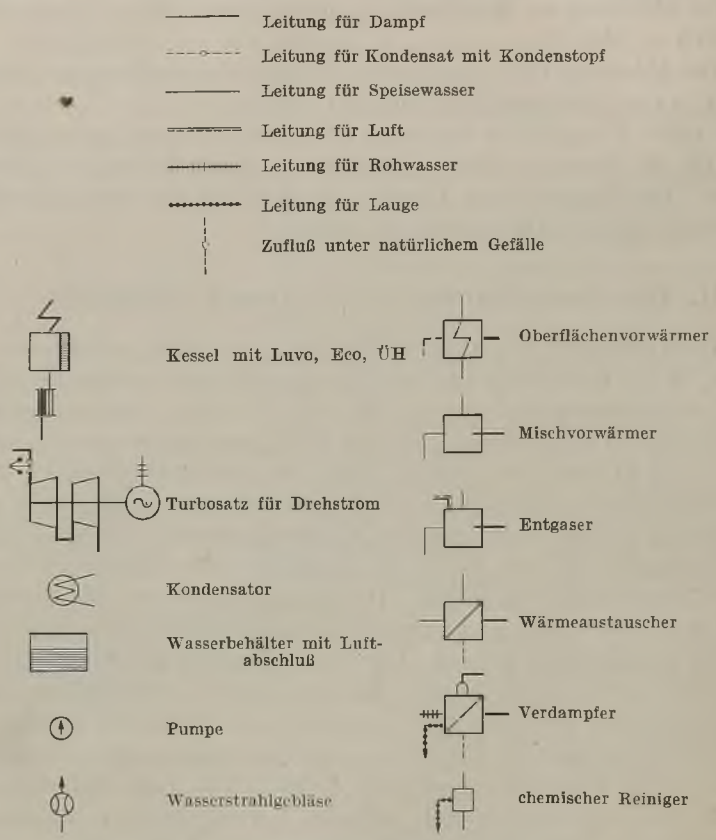


Abb. 51. Symbole für Schaltbilder nach Stender.

Auslegungsleistung festzulegen. Man wird die Aufwärmungen in den einzelnen Stufen möglichst gleich wählen, soweit dies die Unterteilung des Stufengefälles in der Turbine zuläßt. Als Heizflächendifferenz werden 7° C angenommen und die Druckabfälle durch einen kleinen Zuschlag berücksichtigt. Es ergeben sich die im Schaltbild eingetragenen Werte für i_W und für die Anzapfdrücke. Die zugehörigen Wärmeinhalte i_D können aus dem i—S-Diagramm ermittelt werden.

Ob man bei der Berechnung des Wärmekreislaufes zweckmäßig von der Abdampfmenge im Kondensatorstutzen oder von der Kesseldampfmenge ausgeht und diese gleich 1 setzt, muß man je nach Schaltung von Fall zu Fall entscheiden. Im vorliegenden Fall sei von der Abdampfmenge im Kondensator ausgegangen. Die Mengenverluste des Kreislaufes kann man, auf die Kondensatmenge bezogen, mit etwa

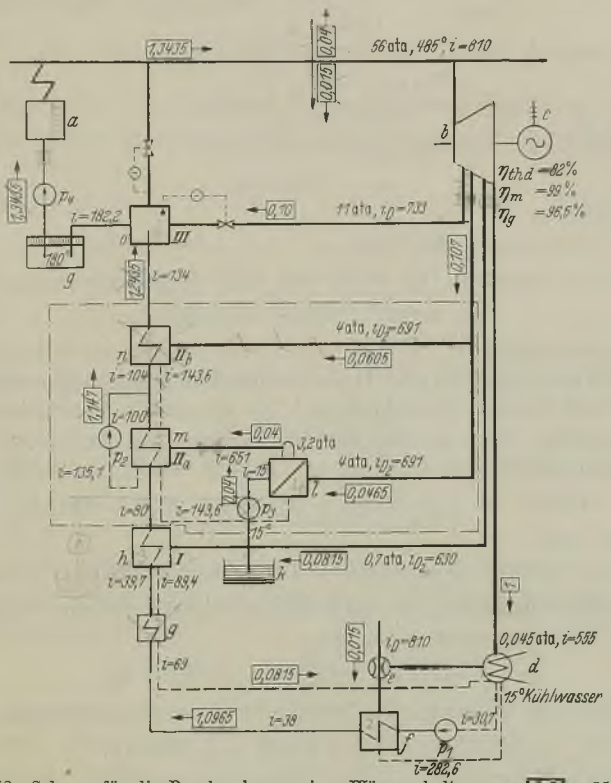


Abb. 52. Schema für die Durchrechnung einer Wärmeschaltung. ← $\boxed{1,2}$ = Mengen.

a = Kessel	g = Kondensatkühler	o = HD-Vorwärmer und Entgaser
b = Turbine	h = ND-Vorwärmer	p_2 = Kondensatpumpe
c = Generator	k = Rohwasserbehälter	p_1 = Brüdenkondensatpumpe
d = Kondensator	l = Verdampfer	p_3 = Rohwasserpumpe
e = Dampfstrahler	m = Brüdenkondensator	p_4 = Kesselspeisepumpe
f = Dampfstrahlkondensator	n = MD-Vorwärmer	q = Speisewasserbehälter

4 % im Mittel einsetzen. Die gleiche Rohwassermenge muß im Verdampfer l aufbereitet und dem Kreislauf wieder zugeführt werden. Bezeichnet man die der Vorwärmestufe I zuzuführende Anzapfdampfmenge mit a_1, so gilt für den Dampfstrahlkondensator f die Beziehung

$$(1 + 0{,}015 + a_1)\ (i_{W_0} - 30{,}7) = 0{,}015\ (810 - 282{,}8).$$

Für den Oberflächenvorwärmer h Stufe I kann angeschrieben werden

$$(80 - i_{W_0}')\ (1 + 0{,}015 + a_1) = a_1\ (630 - 89{,}4).$$

Für den Kondensatkühler (angenommene Abkühlung ungefähr 30° C)

$$(1 + 0{,}015 + a_1)\ (i_{W_0}' - i_{W_0}) = a_1\,(89{,}4 - 69).$$

Man hat somit drei Gleichungen mit den drei Unbekannten a_1, i_{W_0} und i_{W_0}'.

Aus der zweiten Gleichung ist

$$i_{W_0}' = \frac{81{,}5 - 460{,}6 \cdot a_1}{1{,}015 + a_1}\ \text{kcal/kg}.$$

Dieser Ausdruck in der dritten Gleichung eingesetzt, gibt

$$i_{W_0} = \frac{81{,}5 - 491\,a_1}{1{,}015 + a_1}\ \text{kcal/kg}.$$

Damit erhält man aus der ersten Gleichung

$$a_1 = 0{,}0815\ \text{kg}$$

und weiter

$$i_{W_0}' = 39{,}7\ \text{kcal/kg};\quad i_{W_0} = 38\ \text{kcal/kg}.$$

Der Vorwärmungsstufe IIa fließt also eine Speisewassermenge von

$$1 + 0{,}015 + 0{,}0815 = 1{,}0965\ \text{kg}$$

zu.

Die Vorwärmung IIa und IIb einschließlich Verdampferanlage kann zunächst als Ganzes betrachtet und für dieses die Wärmebilanz aufgestellt werden. Dem strichpunktiert abgegrenzten Anlageteil wird an Wärme zugeführt

$$1{,}0965 \cdot 80 + 0{,}04 \cdot 15 + a_2 \cdot 691 = 88{,}6 + 691 \cdot a_2,$$

abgeführt wird

$$(1{,}0965 + a_2 + 0{,}04) \cdot 134 = 152 + 134 \cdot a_2.$$

Unter Außerachtlassung der Abkühlungsverluste müssen zu- und abgeführte Wärmemengen gleich sein:

$$557\,a_2 = 63{,}4;\quad a_2 = 0{,}107\ \text{kg}.$$

Hinter der Vorwärmestufe II beträgt die Speisewassermenge

$$1{,}0965 + 0{,}04 + 0{,}107 = 1{,}2435\ \text{kg}.$$

Von der Gesamtdampfmenge $a_2 = 0{,}107$ kg entfallen auf den Verdampfer

$$a_2'\,(691 - 143{,}6) = 0{,}04\,(651 - 15)$$

$$a_2' = 0{,}0465\ \text{kg}.$$

Für die Beheizung des Vorwärmers II_b sind demnach bei Auslegungslast

$$0{,}107 - 0{,}0465 = 0{,}0605\ \text{kg}$$

notwendig. Für die Stufe II wären nur noch die Wärmeinhalte des Speisewassers zwischen IIa und IIb zu ermitteln.

$$i_{W_2}' \cdot 1{,}0965 + 0{,}147 \cdot 135{,}1 = (0{,}0465 + 0{,}0605)\ 143{,}6 + 0{,}04 \cdot 651 + 1{,}0965 \cdot 80.$$

Daraus $i_{W_2}' \sim 100$ kcal/kg.

Der Wärmeinhalt nach Einführung des Vorwärmerkondensates in die Speiseleitung beträgt

$$1.0965 \cdot 100 + 0{,}147 \cdot 135{,}1 = i_{W_2}'' \cdot 1{,}2435$$
$$i_{W_2}'' = \sim 104 \text{ kcal/kg}.$$

In ähnlicher Weise kann die Wärmebilanz für den Mischvorwärmer *o* (Stufe III) aufgestellt werden.

$$a_3 = \frac{182{,}2 - 134}{733 - 134} \cdot 1{,}2435 = 0{,}10 \text{ kg}.$$

Damit ergibt sich die Kesseldampferzeugung zu 1,3435 kg. Nachdem die Dampfmengen ermittelt sind, kann nun die Klemmenleistung errechnet werden.

$$N_{kl} = [1\,(810 - 555) + 0{,}1\,(810 - 733) + 0{,}107\,(810 - 691) + 0{,}815 \cdot (810 - 630)]\,\frac{\eta_m \cdot \eta_G}{860} \text{ kW}.$$

$$N_{kl} = \frac{290.1}{860} \cdot \eta_m \cdot \eta_G = 0{,}338\,\eta_m\,\eta_G \text{ kW}.$$

Setzt man die für den mechanischen und den Generatorwirkungsgrad angeführten Werte ein, so wird

$$N_{kl} = 0{,}322 \text{ kW}.$$

Der spezifische Dampfverbrauch, auf die Klemmenleistung bezogen, ist

$$d_{kl} = \frac{1{,}3435}{0{,}322} = 4{,}17 \text{ kg/kWh}.$$

Der spezifische Wärmeverbrauch, ebenfalls auf die Klemmenleistung bezogen, berücksichtigend den Wirkungsgrad des Wärmekreislaufes und des Turbosatzes, beträgt

$$4{,}17\ (810 - 182{,}2) = 2600 \text{ kcal/kWh}.$$

Bei Aufstellung dieser Rechnung war der Mengenverlust des Kreislaufes durch Undichtigkeiten zu ungünstig als reiner Dampfverlust angenommen worden. Würde man diesen z. B. als Wasserverlust einsetzen, so käme man auf einen spezifischen Wärmeverbrauch von 2500 kcal/kWh. Man sieht daraus, wie die Annahme des Mengenverlustes das Rechenergebnis beeinflußt.

In gleicher Weise kann man auch für anders aufgebaute Wärmeschaltungen den spezifischen Dampf- und Wärmeverbrauch ermitteln. Wie das Beispiel gezeigt hat, baut sich die Durchrechnung der Dampfverteilung lediglich auf die bereits im vorhergehenden Abschnitt erwähnte Regel auf, daß die algebraische Summe der den einzelnen Vorwärmestufen zu- und abfließenden Wärmemenge = 0 sein muß, wenn man die Abstrahlungsverluste der Vorwärmer selbst vernachlässigt.

12. Gesichtspunkte für die Wahl des Dampfzustandes[1].

Unter den beim Entwurf von größeren Kondensationskraftwerken zu bestimmenden Auslegungsgrößen ist die zweckmäßige Wahl des Dampfzustandes für die Wirtschaftlichkeit des Werkes eine der wichtigsten; sie ist durch die technische Entwicklung im letzten Jahrzehnt vielleicht am meisten beeinflußt worden. Es ist daher zu verstehen, wenn bezüglich der Wahl des Dampfzustandes bei Kondensationskraftwerken bis heute keine einheitliche Meinung festzustellen ist, vor allem nicht über die Frage, ob man sich auf einen Druck beschränken soll, bei dem die Zwischenüberhitzung des Dampfes noch vermieden werden kann, oder ob es als wirtschaftlich anzusehen ist, den Dampfdruck über diese Grenze hinaus zu steigern und zur Zwischenüberhitzungzu greifen.

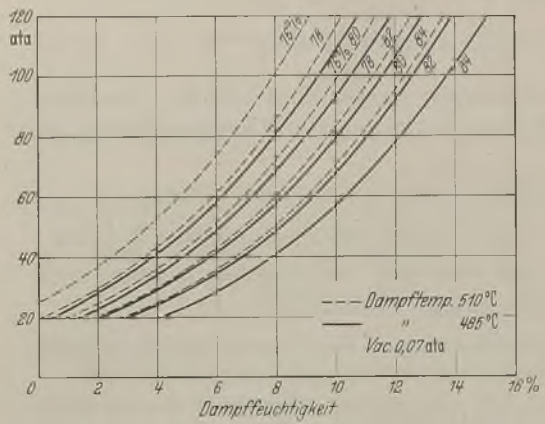


Abb. 53. Dampfdruck und Dampffeuchtigkeit für verschiedene Wirkungsgrade an der Turbine.

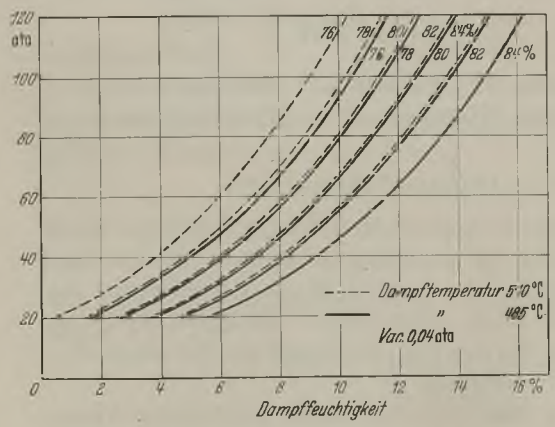


Abb. 54. Dampfdruck und Dampffeuchtigkeit für verschiedene Wirkungsgrade an der Turbine.

Der Grenzdruck, bei dem man ohne Zwischenüberhitzung auskommt, ist von der Feuchtigkeit abhängig, die man in der letzten Stufe zulassen will und damit auch vom thermodynamischen Wirkungsgrad und der Eintrittstemperatur. Zunehmende Feuchtigkeit führt zu Erosionserscheinungen an den Schaufeln, aber auch zu einer Einbuße am thermodynamischen Wirkungsgrad. Man betrachtet daher heute im allgemeinen

[1] Auszug aus einer von der Wirtschaftsgruppe Elektrizitätsversorgung herausgegebenen Studie des Verfassers.

10 bis 12 % Feuchtigkeit als Grenzbereich für im Dauerbetrieb stehende Anlagen.

In den Abb. 53 und 54 wurde versucht, den Zusammenhang zwischen Dampfdruck, Feuchtigkeit, Turbinenwirkungsgrad und Frischdampftemperatur bei Kondensatordrücken von 0,04 und 0,07 ata darzustellen. Man erkennt den großen Einfluß des Turbinenwirkungsgrades, aber auch der Dampfeintrittstemperatur auf die Endfeuchtigkeit. Nimmt man z. B. den thermodynamischen Wirkungsgrad mit 82 % an, so erhält man für einen Kondensatordruck von 0,04 ata und die heute übliche Eintrittstemperatur von 485° bei 10 % Feuchtigkeit einen zulässigen Druck von 55 ata, bei 11 % Feuchtigkeit bereits von 65 ata, bei 12 % von 76 ata vor der Turbine. Bei einer Dampftemperatur von 510° vor der Turbine würden sich unter den sonst gleichen Voraussetzungen die Grenzdrücke auf 67, 79 und 92 ata verschieben. Ähnlich liegen die Verhältnisse bei einem Kondensatordruck von 0,07 ata, also bei Anlagen mit Rückkühlung. Hier würden sich bei 82 % Wirkungsgrad und der Eintrittstemperatur von 485° C vor der Turbine bei 10, 11 und 12 % Feuchtigkeit Grenzdrücke von 68, 80 und 92 ata ergeben. Bei 510° Eintrittstemperatur erhöhen sich diese Grenzdrücke auf 83, 97 und 112 ata. Man erkennt aus diesen Darlegungen, daß es bereits durch Erhöhung der Feuchtigkeit von 10 auf 12 % möglich ist, den Eintrittsdruck vor der Turbine erheblich zu steigern und besonders im Falle des Kühlturmbetriebes auch ohne Anwendung der Zwischenüberhitzung das sog. „Höchstdruckgebiet" zu erschließen.

Welchen Feuchtigkeitswert man im einzelnen Falle zulassen will, hängt u. a. von der in Aussicht genommenen Turbinenkonstruktion ab. Es spielen aber auch die Erfahrungen, die der betreffende Betrieb bisher gemacht hat, eine wesentliche Rolle. Ob man in Zukunft auf noch höhere Feuchtigkeitswerte gehen wird, hängt von der weiteren konstruktiven Entwicklung und Materialfragen ab, vor allem aber von der möglichen Vervollkommnung der Maßnahmen, die bereits heute in Anwendung gebracht werden, um die Auswirkung der Feuchtigkeit auf das Material einerseits, auf den Wirkungsgrad andererseits einzuschränken. Daß man auf diesem Gebiet Erfolge erwarten kann — es laufen bereits Turbinen mit höheren Feuchtigkeitswerten als 12 % —, geht auch aus einem weiter unten gezeigten Diagramm (Abb. 59) hervor, das für eine bestimmte Turbinenkonstruktion die Verbesserung des Turbinenwirkungsgrades durch eine Entwässerung erkennen läßt.

Für die Entscheidung über die Wahl des Dampfdruckes ist nicht der Wärmegewinn allein, sondern dieser, verglichen mit dem dadurch verursachten Kostenaufwand, maßgebend, denn letzten Endes ist beim Entwurf eines neuen Kraftwerkes, wie eingangs erwähnt, als Ziel gegeben, dieses so auszulegen, daß unter den gegebenen örtlichen Voraussetzungen

die niedrigsten Stromgestehungskosten erreicht werden. Aus diesem Gesichtspunkt ergeben sich zwei grundsätzlche Einzelfrageni:

1. Welche Wärmeersparnis ist bei Kondensationskraftwerken mit steigender Dampfkraft mit und ohne Zwischenüberhitzung zu erzielen, und zwar bezogen auf die hochspannungsseitig nutzbar abgegebene Energie.

2. Wie verschieben sich die Anlagekosten in Abhängigkeit von der Wärmeersparnis bzw. umgekehrt, welche zusätzlichen Anlagekosten sind bei Steigerung des Dampfdruckes zulässig.

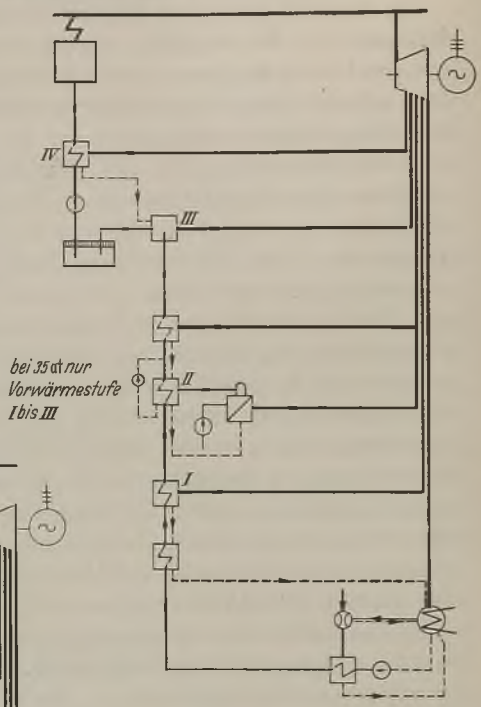


Abb. 55. Grundsätzliche Schaltung der Anlagen ohne Zwischenüberhitzung.

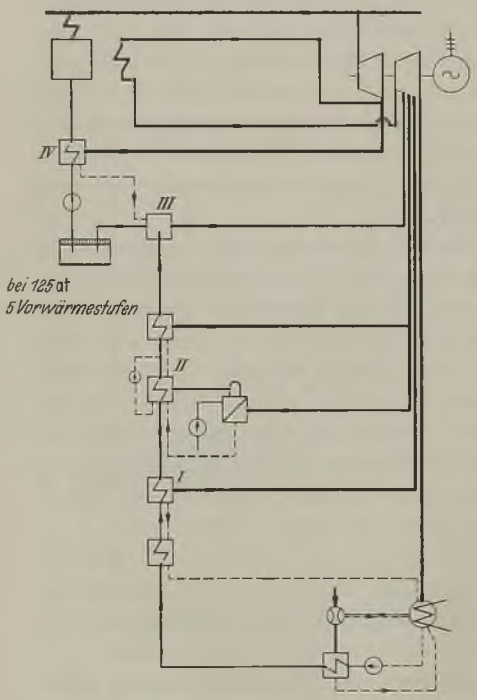


Abb. 56. Grundsätzliche Schaltung der Anlagen mit Zwischenüberhitzung.

Im nachstehenden sollen diese Fragen näher untersucht werden.

Ein einwandfreier Vergleich setzt zunächst eine genaue Durchrechnung von Wärmeschaltbildern für verschiedene Druckstufen voraus. Beim Entwurf dieser Wärmeschaltbilder, die in Abb. 55 und 56 für die Fälle ohne und mit Zwischenüberhitzung aufgezeichnet worden sind, wurde von gebräuchlichen Schaltungen ausgegangen. Die Einschaltung der Speisepumpe in den Speisewasserkreislauf spielt für die Berechnung des Wärmekreis-

laufes keine Rolle. Für die Durchrechnung der Wärmeschaltbilder wurden folgende Annahmen gemacht:

a) Aufwärmung des Kondensates durch Abdampf von den Stopfbüchsen und vom Dampfstrahlapparat um 8° C.

b) Normalbetrieb mit elektrischen Speisepumpen.

c) Gleichmäßige Aufteilung der Aufwärmung des Speisewassers auf die einzelnen Vorwärmestufen in Anlehnung an wirtschaftliche Erfahrungen und die grundsätzliche theoretische Arbeit von Schäff (15).

d) Die Temperaturspanne in den Oberflächenvorwärmern liegt heute, wie im 10. Abschnitt angeführt, im allgemeinen zwischen 5 und 10° C. Die Durchrechnung der Wärmeschaltbilder wurde hier wieder mit einem Mittelwert von 7° C durchgeführt. Nach einer Arbeit von Forner (37) würde eine Verkleinerung der Temperaturdifferenz auf 5° einen Wärmegewinn von rd. 0,2% ergeben, der allen Fällen zugute käme, für den Vergleich also ohne Bedeutung ist.

e) Annahme der Dampfeintrittstemperatur vor der Turbine mit 485°.

Die Durchrechnung erfolgte für folgende Dampfdrücke vor der Turbine:

Druck vor der Turbine at ohne Zwischenüberhitzung	mit Zwischenüberhitzung	Anzahl der Vorwärmestufen	Höchste Speisewassertemperatur °C
35	—	3	150
55	—	4	180
65	—	4	190
80	80	4	200
105	105	4	200
—	125	5	225

Die Vorwärmetemperaturen wurden entsprechend angenommen.

Der Wärmeverbrauch ist in starkem Maße von der Größe der Turbineneinheiten abhängig. Dies läßt die Abb. 57 erkennen, die unter den dort angeführten Voraussetzungen die Abhängigkeit des thermodynamischen Wirkungsgrades vom Schluckwert der Maschine angibt. Um das Ergebnis der Vergleichsuntersuchungen nicht einzuschränken, müssen daher zwei verschiedene Maschinengrößen angenommen werden. Es wurden Maschinen mit höchsten Dauerleistungen von 35 und 50 MW, entsprechend Auslegungsleistungen von 28 bis 30 bzw. 40 MW gewählt, die heute bei

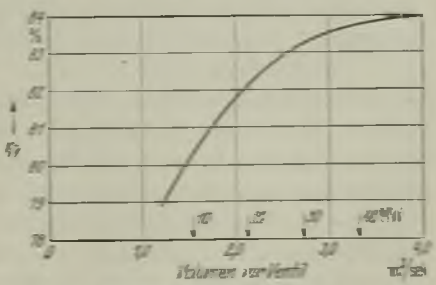


Abb. 57. Turbinen-Wirkungsgrade in Abhängigkeit vom Dampfvolumen vor Ventil.

größeren Kraftwerksbauten in erster Linie in Frage kommen. Der Kesselwirkungsgrad ist erfahrungsgemäß in dem Leistungsbereich, in dem die für die öffentliche Elektrizitätsversorgung zur Aufstellung gelangenden Kessel liegen, viel mehr von anderen Einflüssen als von der Leistung abhängig, so daß mit einem gleichen Kesselwirkungsgrad für beide Leistungen gerechnet werden kann.

Berücksichtigt man noch Frischwasser- und Rückkühlung, so ergeben sich die in der Abb. 58 schematisch angedeuteten, durchzurechnenden Fälle.

Der thermodynamische Wirkungsgrad wird nicht nur von der Maschinengröße, sondern auch von der Endfeuchtigkeit in starkem

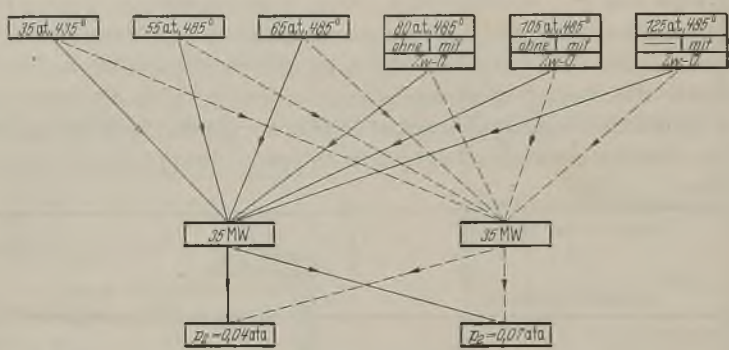


Abb. 58. Für die Untersuchung angenommene Dampfzustände, Maschinenleistungen und Kondensatordrücke.

Maße beeinflußt, die wieder vom Dampfeintrittszustand abhängt. Mit steigendem Dampfdruck ist der Wärmeverbrauch bei gleicher elektrischer Leistung, abgesehen vom Eigenbedarf, praktisch nur vom Produkt:

thermischer × thermodynamischer Wirkungsgrad

abhängig. Mit zunehmendem Druck erhöht sich der thermische Wirkungsgrad, dagegen verringert sich der thermodynamische Wirkungsgrad entsprechend Abb. 57 infolge des geringen Dampfvolumens bei gleicher Leistung einerseits, der größeren Feuchtigkeit andererseits. Bei kleinen Maschinenleistungen kann mit steigendem Druck der Punkt erreicht werden, bei dem die Verschlechterung des thermodynamischen Wirkungsgrades die Erhöhung des thermischen überwiegt. Die Wahl der Maschinengröße und des Dampfdruckes sind daher voneinander nicht unabhängig und aufeinander abzustimmen. Bei den hier gewählten Maschinengrößen von 35 und 50 MW liegt für den betrachteten Druckbereich diese Grenze noch weit unterhalb dieser Leistungen.

Welchen Einfluß die Feuchtigkeit auf den thermodynamischen Wirkungsgrad ausübt, zeigt Abb. 59. Nach diesem Schaubild sind auch die später benötigten Korrekturkurven für den thermodynamischen Wir-

kungsgrad in Abhängigkeit vom Zwischendruck bei Zwischenüberhitzung aufgestellt worden. Das Diagramm läßt gleichzeitig den Einfluß der Entwässerungsmaßnahmen auf die Höhe des thermodynamischen Wirkungsgrades erkennen.

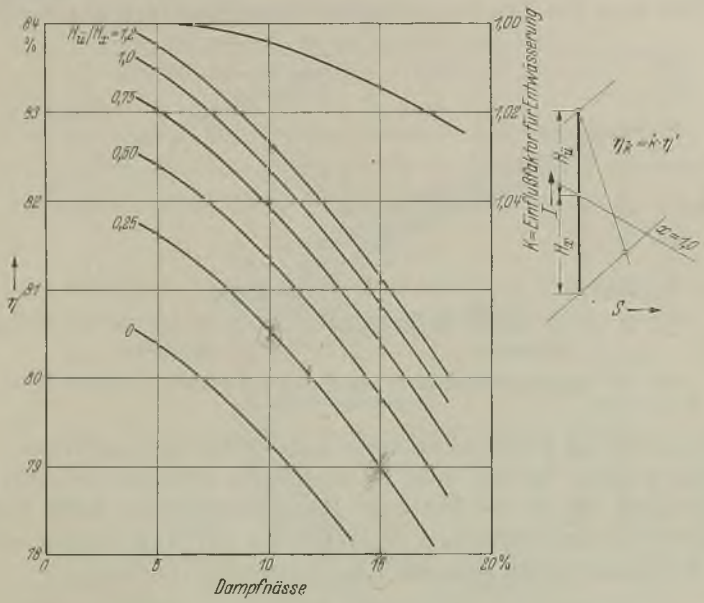


Abb. 59. Turbinen-Wirkungsgrad in Abhängigkeit von der Dampfnässe bei konstantem Volumen (2,5 m³/s) bezogen auf 0,04 ata Kondensatordruck.

Für die Ausrechnung des Wärmeverbrauches werden noch folgende Annahmen gemacht:

Generatorwirkungsgrad bei 35 MW-Maschinen . . .	96,5 %
„ „ 30 „ „ . . .	96,7 %
Kesselwirkungsgrad bei Auslegungslast	87 %
Kreislaufverluste (Mengen- und Abstrahlverluste) . .	3,5 %
Umspannerwirkungsgrad	99,3 %.

Für die Erfassung des Eigenbedarfes wurde die in Abb. 88 aufgezeichnete Mittelkurve zugrunde gelegt.

Für die Berechnung des Wärmeverbrauches ist außer den vorhin zusammengestellten Zahlen die Festlegung des Verlaufes des Turbinenwirkungsgrades in Abhängigkeit von Dampfdruck und Maschinengröße notwendig. Als Unterlage dienten von den Turbinenfirmen zur Verfügung gestellte Werte, die in Abb. 60 eingetragen worden sind. Für die Berechnung wurden die eingezeichneten mittleren Kurven zugrunde gelegt.

Mit Hilfe dieser Wirkungsgradkurven und der übrigen Festlegungen ist das Wärmeschaltbild für die einzelnen Druckstufen durchgerechnet

und der Wärmeverbrauch je abgegebene kWh sowie der thermische Wirkungsgrad bestimmt worden. Die Ergebnisse dieser Durchrechnung sind in der Abb. 61 zusammengestellt. Die voll ausgezogenen Linien gelten für 35 MW, die strichlierten für 50 MW Maschinenleistung. Um ein Bild über den Feuchtigkeitsgehalt hinter der Turbine zu erhalten,

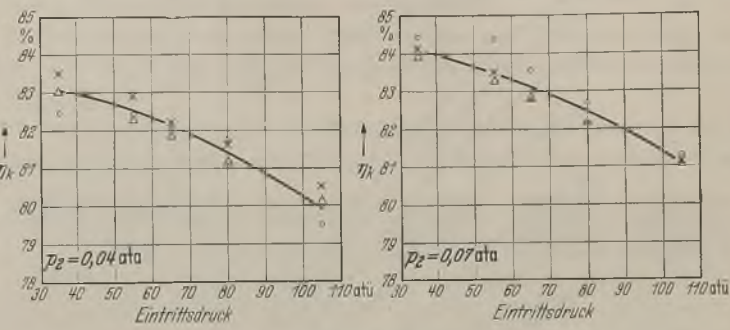


Abb. 60a. Kupplungswirkungsgrade von Kondensationsturbinen 28/35 MW ohne Zwischenüberhitzung.

wurden auch die Feuchtigkeitswerte in das Schaubild eingetragen. Der Verlauf letzterer Kurven weist bei niedrigeren Drücken als 56 ata eine Unstetigkeit auf, da bei 36 ata die Eintrittstemperatur in die Turbine entsprechend den Richtlinien der WEV mit 435° angenommen wurde. Die Ergebnisse lassen sich wie folgt zusammenfassen:

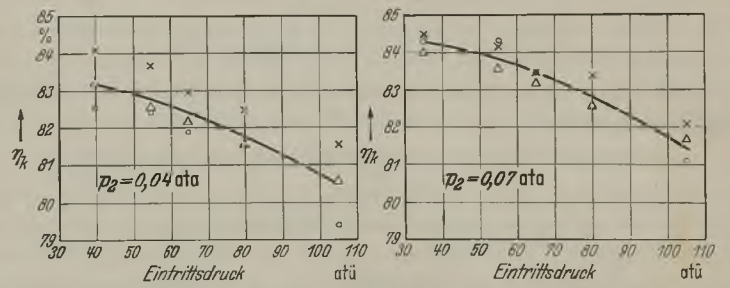


Abb. 60b. Kupplungswirkungsgrade von Kondensationsturbinen 40/50 MW ohne Zwischenüberhitzung.

a) Bei 35-MW-Turbinen würde unter Zugrundelegung von Frischwasserkühlung eine Steigerung des Turbineneintrittsdruckes von 56 ata (rd. 10,5 % Feuchtigkeit) auf 81 ata (12 % Feuchtigkeit) eine Verringerung des Wärmeverbrauches von 3135 auf 3058 kcal/kWh, das ist um rd. 2,45 % bringen. Bei Rückkühlung hat eine Steigerung von 66 ata (rd. 10,5 % Feuchtigkeit) auf 96 ata (12 % Feuchtigkeit) eine Verbesserung des Wärmeverbrauches von 3160 auf 3105 kcal/kWh, das ist um rd. 1,7 % zur Folge.

b) Die Wärmeverbrauchskurven für die 50-MW-Einheiten verlaufen bei höheren Drücken stärker geneigt als die für 35-MA-Maschinen geltenden. Man erkennt daraus den Einfluß der Maschinengröße auf den Wirkungsgrad. Es beträgt die Senkung des Wärmeverbrauches bei 50-MW-Maschinen und Drucksteigerung

von 56 auf 81 ata ($p_2 = 0{,}04$ ata) 2,5 %,
von 66 auf 96 ata ($p_2 = 0{,}07$ ata) 1,85 %.

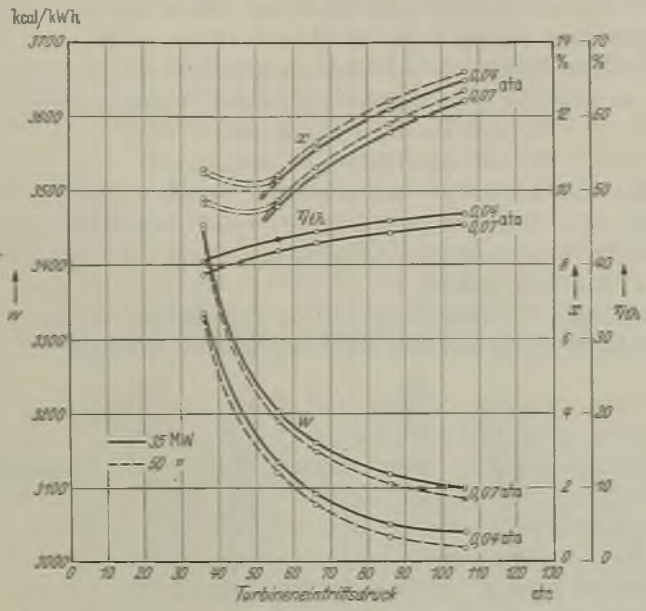


Abb. 61. Wärmeverbrauch (w), thermischer Wirkungsgrad (η_a) und Endfeuchtigkeit (x) in Abhängigkeit vom Turbinen-Eintrittsdruck ohne Zwischenüberhitzung bei Frischwasserkühlung (0.04 ata) und Rückkühlung (0.07 ata).

c) Die Verminderung des Wärmeverbrauches durch Aufstellung von 50-MW-Maschinen an Stelle von 35-MW-Einheiten ergibt sich nach Abb. 61 wie folgt:

	bei Frischwasserkühlung		bei Rückkühlung	
Turbineneintrittsdruck . . . ata	56	81	66	96
Verbesserung . . . . . %	0,41	0,46	0,32	0,45

d) Der Wärmeverbrauch bei Frischwasserkühlung ist um folgende Beträge günstiger als der bei Rückkühlbetrieb:

Bei etwa 10,5 % Feuchtigkeit:

$p_1 = 56$ ata, $p_2 = 0{,}04$ ata gegenüber $p_1 = 66$ ata, $p_2 = 0{,}07$ ata
0,8 %,

bei etwa 12 % Feuchtigkeit:

$p_1 = 81$ ata, $p_2 = 0{,}04$ ata gegenüber $p_1 = 96$ ata, $p_2 = 0{,}07$ ata
1,57 %.

Um den gleichen Wärmeverbrauch bei Rückkühlung zu erzielen wie bei Frischwasserkühlung mit 56 ata Anfangsdruck, müßte bei Rückkühlung ein Druck von etwa 76 ata angewandt werden. Wie die Kurven zeigen, nimmt mit Erhöhung des Eintrittsdruckes die Überlegenheit der Frischwasserkühlung gegenüber der Rückkühlung zu. Würde man z. B. bei Frischwasserkühlung einen Druck von 66 ata entsprechend einer Feuchtigkeit von etwas über 11 % zulassen, so könnte bei Rückkühlung derselbe Wärmeverbrauch erst bei einem Druck erreicht werden, der wesentlich über 100 ata liegt.

Dies gilt für Anlagen ohne Zwischenüberhitzung; wendet man letztere an, so wirkt sich diese wärmewirtschaftlich in zweierlei Hinsicht aus:

a) auf den Kreisprozeß selbst,

b) auf den Turbinenwirkungsgrad.

Dazu kommt noch infolge des niedrigeren Dampfverbrauches eine Verringerung der Speisepumpenarbeit, die aber gegenüber den beiden anderen Einflüssen verhältnismäßig klein ist und in der Größenordnung von etwa 0,3 % liegt (36).

In der Abb. 62 wurde versucht, die Auswirkung der Zwischenüberhitzung auf den thermischen und den Turbinenwirkungsgrad im *T-S*-

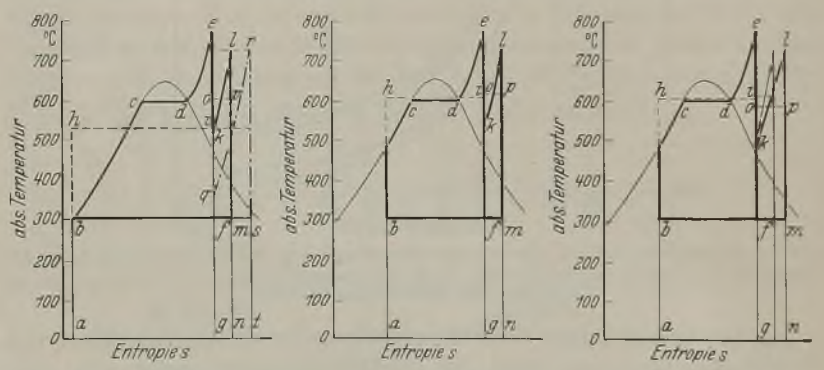


Abb. 62. *t-s*-Diagramm eines Arbeitsprozesses mit Zwischenüberhitzung.

Diagramm zu veranschaulichen. Im linken Bild ist die Beeinflussung des thermischen Wirkungsgrades durch die Zwischenüberhitzung für einen Arbeitsprozeß ohne Speisewasservorwärmung und unter Außerachtlassung der Druckverluste behandelt worden. Die Zwischenüberhitzung ist durch den Linienzug *k l m n g f k* erfaßt. Da der thermische Wirkungsgrad des ursprünglichen Prozesses ohne Zwischenüberhitzung durch das Verhältnis der Flächen

$$\frac{b\,c\,d\,e\,f\,b}{q\,b\,c\,d\,e\,g\,a} = \frac{b\,h\,i\,f\,b}{a\,h\,i\,g\,a}$$

erfaßt wird, so zeigt das Diagramm, daß durch das Hinzutreten der Fläche *f k l m f* bzw. umgewandelt der Fläche *f o p m* im Zähler und der Fläche *g o p n g* im Nenner der Anteil der nutzbaren Arbeit vergrößert wird. Eine Zwischenüberhitzung nach dem hier dargestellten Diagramm würde also einen thermischen Nutzen ergeben.

Würde dagegen die Zwischenüberhitzung nach dem strichpunktiert gezeichneten Arbeitsprozeß (*q r*) verlaufen, so ist, wie das Diagramm ohne weiteres erkennen läßt, der thermische Nutzen gleich Null. Er verschwindet ebenfalls, wenn der Dampf im Verlaufe der Expansion die gewählte Temperatur hinter dem Zwischenüberhitzer erreicht. Innerhalb dieser beiden Grenzfälle muß der günstigste Wert liegen.

Das mittlere Schaubild zeigt grundsätzlich den Einfluß der Speisewasservorwärmung mit unendlicher Stufenzahl auf den Nutzen der Zwischenüberhitzung. Man sieht sofort, daß die untere Grenze, bei der die Verbesserung des thermischen Wirkungsgrades Null ist, nach aufwärts rückt, die obere jedoch bestehen bleibt. Aus dem Vergleich der beiden Schaubilder läßt sich schließen, daß der günstigste Zwischenüberhitzungsdruck bei Anwendung der Speisewasservorwärmung höher liegen muß, als dies bei Weglassung der Speisewasservorwärmung der Fall wäre.

Der thermische Nutzen der Zwischenüberhitzung wird durch die Druckverluste herabgesetzt, die im Zwischenüberhitzer selbst und in den Hin- und Rückleitungen zwischen Turbine und Kessel auftreten. Ihre Auswirkung ist im rechten Schaubild der Abb. 62 angedeutet.

Neben den Druckverlusten darf man auch die Temperaturverluste in den Hin- und Rückleitungen nicht vernachlässigen. Man muß sich darüber klar sein, daß es sich dabei nicht um Verluste handelt, die das Wärmegefälle verkleinern. Ihr Vorhandensein wirkt sich vielmehr dahin aus, daß entsprechend der Höhe dieser Wärmeverluste bei einer bestimmten vorgeschriebenen Turbineneintrittstemperatur der Zwischenüberhitzer entsprechend mehr Wärme aufnehmen muß, wodurch wieder eine größere Wärmezufuhr in Form von Brennstoff notwendig wird. Die Abkühlungsverluste der Rohrleitungen erscheinen also lediglich als Zuschlag zum Wärmeverbrauch.

Neben der Auswirkung der Zwischenüberhitzung auf den thermischen Arbeitsprozeß ist der Einfluß auf den Turbinenwirkungsgrad von Bedeutung. Die Zwischenüberhitzung verringert, wie die *T*-*S*-Diagramme, Abb. 62, deutlich erkennen lassen, die Feuchtigkeit in den letzten Turbinenstufen, wodurch der thermodynamische Wirkungsgrad der Turbine verbessert wird. Nimmt man im linken Schaubild der Abb. 62 den strichpunktierten Arbeitsprozeß an, so wäre, wie bereits erwähnt, der thermische Nutzen der Zwischenüberhitzung Null. Er ergibt jedoch die geringste Feuchtigkeit des Abdampfes. Der dadurch gesteigerte thermo-

dynamische Wirkungsgrad hat zur Folge, daß das Produkt aus dem ungeänderten thermischen und dem thermodynamischen Wirkungsgrad auch in diesem Falle besser ist als bei dem ursprünglichen Arbeitsprozeß ohne Zwischenüberhitzung. Unter Berücksichtigung des thermodynamischen Wirkungsgrades würde demnach der wärmewirtschaftliche Gesamtnutzen der Zwischenüberhitzung bei einem Druck verschwinden, der noch tiefer liegt als der dem strichpunktierten Prozeß entsprechende. Die Tatsache, daß die Herabsetzung des Zwischendruckes eine Verringerung des Feuchtigkeitsgehaltes und damit Verbesserung des thermodynamischen Wirkungsgrades zur Folge hat, wirkt sich dahingehend aus, daß der durch die Speisewasservorwärmung nach oben verschobene günstigste Zwischenüberhitzungsdruck wieder vermindert wird.

Im Sinne dieser grundsätzlichen Erwägungen sollen für die Durchrechnung der Wärmeschaltbilder mit Zwischenüberhitzung die im nachstehenden erläuterten und begründeten Annahmen gemacht werden.

Als Zwischenüberhitzungsart wird die mittels Rauchgasen gewählt, da sich die Untersuchung nur auf neue Kondensationskraftwerke beziehen soll und lediglich bei Rauchgaszwischenüberhitzung Temperaturen erreicht werden können, die aus der Zwischenüberhitzung wärmewirtschaftliche Bestwerte herauszuholen gestatten. Unter den gebräuchlicheren Schaltungen der Dampfzwischenüberhitzung, die bei Vorschaltanlagen vor bestehenden Niederdruckwerken vielfach angewendet wurden (niedrigere Überhitzungstemperaturen, gegeben durch die vorhandenen Maschinen), würde nur die Zwischenüberhitzung mit kondensierendem und strömendem Frischdampf den zweckmäßig zu wählenden Zwischenüberhitzungstemperaturen nahe kommen. Diese Kombination ist aber, abgesehen von ihrer etwas verwickelten Schaltungsweise, thermisch ungünstiger als die Rauchgaszwischenüberhitzung (siehe Abschnitt 23).

Eingehender Überlegungen bedarf auch die Wahl des Druckabfalles und Temperaturverlustes. In letzter Zeit ist es gelungen, auf Grund der gemachten Erfahrungen durch zweckmäßige Bemessung und Schaltung der Zwischenüberhitzer und Rohrleitungen die Druckverluste erheblich herabzusetzen. Auf Grund von Meßergebnissen an ausgeführten Anlagen darf man annehmen, daß man bei einer neuzeitlichen richtig entworfenen Anlage mit einem Druckabfall von je 0,8 ata im Zwischenüberhitzer und den Leitungen sowie mit einem Temperaturverlust von insgesamt 10° C für Hin- und Rückleitung auskommen kann. Es wurde daher in den Berechnungen, bezogen auf eine Zwischenüberhitzung von 320° auf 420° dieser Druckabfall zugrunde gelegt.

Würde man nun den Druckabfall unabhängig von der Höhe der Zwischenüberhitzung in allen Fällen gleich annehmen, so wäre damit nicht der Einfluß der Temperatur auf die Auslegung des Zwischenüber-

hitzers erfaßt. Würde man z. B. die Zwischenüberhitzungstemperatur niedriger wählen und dieselbe Auslegung beibehalten, so hätte dies eine Änderung des Druckabfalles im Verhältnis der Überhitzungen und der mittleren spezifischen Dampfvolumen zur Folge. Es muß also bei einer solchen Vergleichsrechnung eine gewisse Temperaturabhängigkeit des Druckabfalles berücksichtigt werden, denn sonst erscheint eine hohe Zwischenüberhitzungstemperatur etwas günstiger als sie in Wirklichkeit ist.

Für die Durchrechnung der Wärmeschaltbilder und Ermittlung des Wärmeverbrauches bei Anlagen mit Zwischenüberhitzung ist noch die Festlegung der thermodynamischen Wirkungsgrade des Hoch- und Niederdruckteiles erforderlich. Als Unterlage dienten wieder Mittelwerte aus Angaben der Turbinenfirmen. Die verwandten Kurven sind in Abb. 63 und 64 eingetragen worden. Das obere Diagramm zeigt die Abhängigkeit des Wirkungsgrades des Hochdruckteiles vom Eintrittsdruck entsprechend einer Gesamtleistung des Maschinensatzes von 35 bzw. 50 MW. Als Gegendruck wurden 20 ata zugrunde gelegt. In den unteren Diagrammen sind für Kondensatordrücke von 0,04 und 0,07 ata für die beiden in Frage kommenden Maschinengrößen die Wirkungsgrade der Niederdruckteile für verschiedene Zwischenüberhitzungstemperaturen, ebenfalls bezogen auf einen Zwischendruck von 20 ata, aufgezeichnet worden. Die beiden linken Diagramme beziehen sich auf einen Eintrittsdruck von 80 atü, die beiden rechten auf einen solchen von 105 atü. Man erkennt deutlich den Einfluß der Zwischenüberhitzungstemperatur und damit der Endfeuchtigkeit auf den thermodynamischen Wirkungsgrad der Turbine.

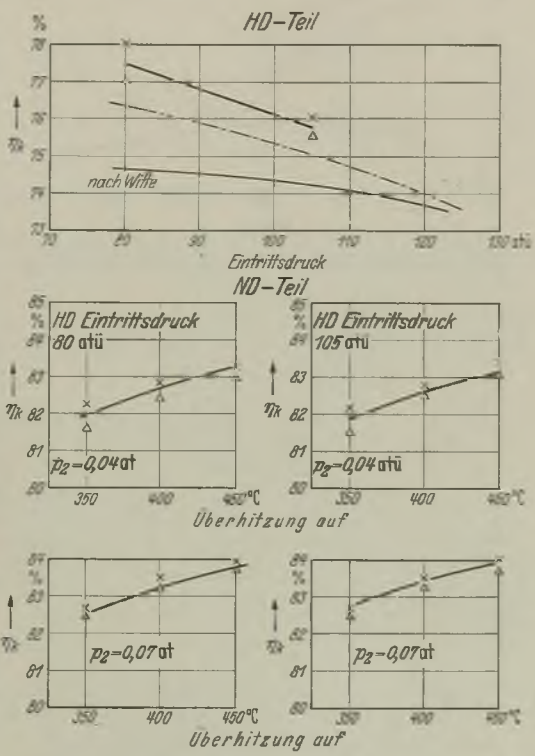


Abb. 63. Kupplungswirkungsgrad eines Turbinenaggregates von 28/35 MW bei verschiedenen Frischdampfdrücken an der Turbine (mit Zwischenüberhitzung).

Bei den Wirkungsgraden für den Hochdruckteil erschien es angezeigt, von den Firmenangaben etwas abzuweichen und die erzielten Betriebserfahrungen an Vorschaltmaschinen mit zu berücksichtigen, wie sie z. B. durch die ausführlichen Versuche von Witte (17) bekanntgeworden sind. Für die Zukunft gesehen, wäre es wohl zu ungünstig, wenn man die Werte von Witte, die sich auf bisher gebaute Maschinen beziehen, zugrunde legen wollte. Die Höchstdruckturbinen sind ohne Zweifel verbesserungsfähig, wie auch verschiedene Ausführungen der allerletzten Zeit zeigten. Es erschien daher angemessen, eine Wirkungsgradkurve für die Berechnung zu verwenden, die zwischen den mittleren Firmenwerten und den von Witte ermittelten Zahlen liegt.

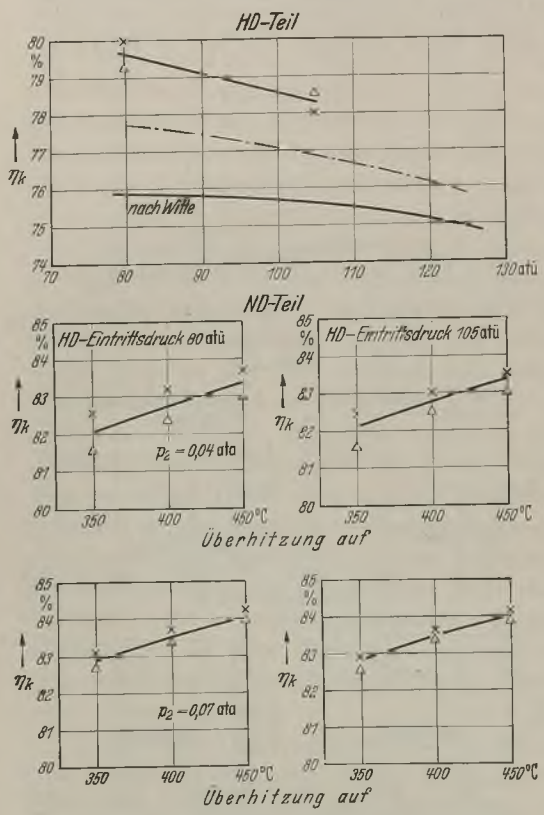


Abb. 64. Kupplungswirkungsgrade eines Turbinenaggregates von 40/50 MW bei verschiedenen Dampfdrücken an der Turbine (mit Zwischenüberhitzung).

Die Berechnungen zeigen, daß sich bei den hier behandelten Fällen der günstigste Wärmeverbrauch dann ergibt, wenn der Zwischendruck mit der obersten Vorwärmestufe zusammenfällt und der Dampf für die Speisewasservorwärmung vor dem Zwischenüberhitzer entnommen wird. Man wird also zweckmäßigerweise den Gegendruck des Hochdruckteiles bei etwa 20 ata (entsprechend der Speisewasservorwärmung) annehmen. Für einen Eintrittsdruck von 126 ata an der Turbine, für den die Wirkungsgrade durch Extrapolieren gefunden wurden und für den eine fünfstufige Anzapfvorwärmung vorgesehen war, ergibt sich als zweckmäßigster Zwischendruck der Druck der obersten Vorwärmestufe, der in der Größenordnung von etwa 30 ata liegt.

In den Abb. 65 und 66 sind nun für die günstigsten Zwischendrücke die Wärmeverbrauchszahlen in Abhängigkeit vom Frischdampf-

druck eingetragen und mit den Wärmeverbrauchskurven aus Abb. 61 verglichen. Die Werte wurden für eine Zwischenüberhitzung auf 400 und 425° C aufgetragen. Eine Zwischenüberhitzung auf 450° C dürfte aus konstruktiven Gründen trotz der weiteren Senkung des Wärmeverbrauches um etwa 0,3 % nur geringe praktische Bedeutung haben. Die Schaubilder enthalten außerdem den Feuchtigkeitsgrad hinter der letzten Turbinenstufe. Infolge des Überganges des Zwischendruckes auf 30 ata bei einem Turbineneintrittsdruck von 126 ata weist die Feuchtigkeitskurve eine Unstetigkeit auf, die in der angedeuteten Weise zum Ausdruck gebracht wurde.

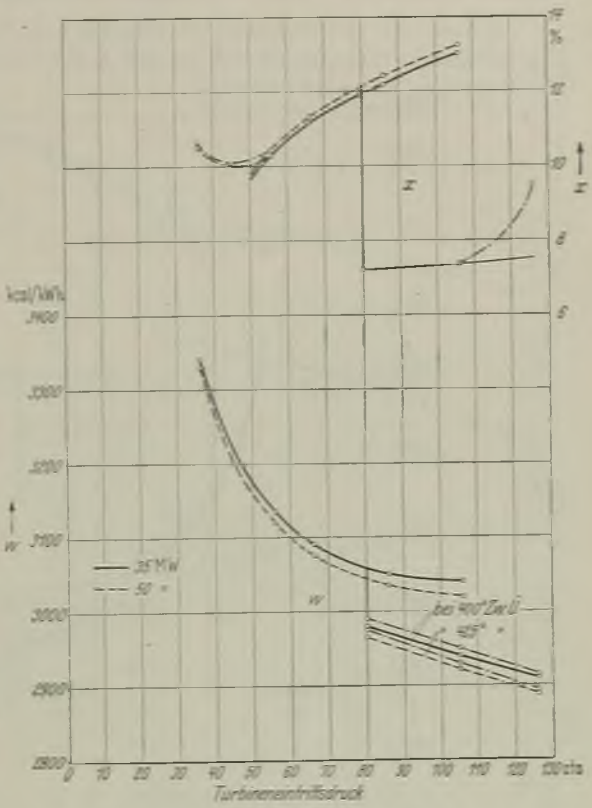


Abb. 65. Abhängigkeit des Wärmeverbrauches (w) und der Endfeuchtigkeit (x) von der Endtemperatur der Zwischenüberhitzung und dem Druck des Turbinen-Eintrittdampfes bei Frischwasserkühlung (0,04 ata).

Die Betrachtung der beiden Schaubilder läßt zunächst erkennen, daß der Nutzen der Zwischenüberhitzung bei Frischwasserkühlung größer ist als bei Rückkühlung. Dies erklärt sich aus dem größeren Feuchtigkeitsgehalt bei Frischwasserkühlung für Anlagen ohne Zwischenüberhitzung gegenüber solchen mit Rückkühlung. Der Verlauf der Wärmeverbrauchskurven für die Fälle mit Zwischenüberhitzung würde mit steigendem Frischdampfdruck ebenfalls flacher werden, wenn bei 125 ata nicht die Zahl der Anzapfstufen erhöht worden wäre. Der Verlauf der Kurven ist dadurch zwar etwas verfälscht worden, es erschien aber richtiger, die Wärmeschaltbilder für solche Verhältnisse durchzurechnen, für die man die Anlage tatsächlich bauen würde.

Greift man den bei Verwendung der Zwischenüberhitzung in erster

Linie in Frage kommenden Turbineneintrittsdruck von 106 ata heraus, so zeigen die Abb. 65 und 66, daß durch die Zwischenüberhitzung folgende Wärmeersparnisse gegenüber einer Anlage ohne Zwischenüberhitzung erzielt werden:

	bei $p_2 = 0{,}04$	0,07 ata
Zwischenüberhitzung auf 400° C	3,0 %	2,1 %
„ „ 425° C	3,3 %	2,4 %

Bringt man die Zwischenüberhitzung jedoch mit der Dampfdrucksteigerung in Zusammenhang, so wären vor allem die Fälle 56 ata bei

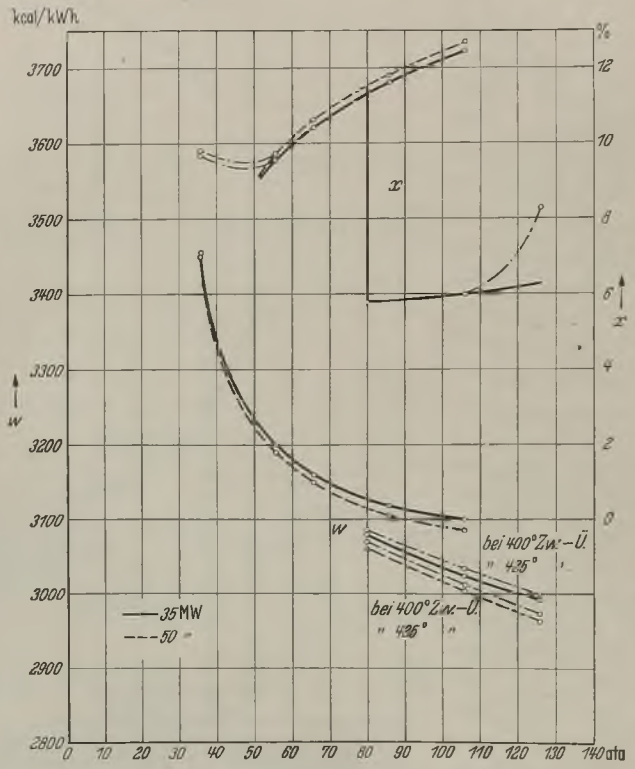


Abb. 66. Abhängigkeit des Wärmeverbrauches (w) und der Endfeuchtigkeit (x) von der Endtemperatur der Zwischenüberhitzung und dem Druck des Turbinen-Eintrittdampfes bei Rückkühlung (0,07 ata).

Frischwasserkühlung und 66—70 ata bei Rückkühlung ohne, mit dem Druck von 106 ata mit Zwischenüberhitzung zu vergleichen. Hierbei erhält man folgende Wärmeersparnisse:

	$p_2 = 0{,}04$ ata		$p_2 = 0{,}07$ ata		
	$p_1 = 56$	$p_2 = 81$ ata	$p_1 = 66$	$p_1 = 71$	$p_1 = 96$ ata
Z.-Ü. auf 400° C	5,9 %	3,5 %	4 %	3,5 %	2,4 %
„ „ 425° C	6,2 %	3,8 %	4,3 %	3,8 %	2,7 %

In der Tabelle ist auch der Vergleich mit jenen Drücken berücksichtigt worden, die einer Endfeuchtigkeit von 12 % entsprechen.

Bei den Berechnungen wurde, wie im vorhergehenden Abschnitt dargelegt, ein Druckabfall von 1,6 ata für bestimmte Verhältnisse zugrunde gelegt. Es interessiert nun, welchen Einfluß der Druckabfall auf den Nutzen der Zwischenüberhitzung ausübt. Zu diesem Zweck wurde für die Druckstufe 106 ata vor der Turbine, einen Zwischendruck von 19 ata und eine Zwischenüberhitzung auf 425° der Druckabfall zwischen 1 und 3 ata verändert. Das Ergebnis der Berechnungen ist für Frischwasser- und Rückkühlung in Abb. 67 dargestellt. Der der ursprünglichen Rechnung für diesen Fall zugrunde gelegte Druckverlust lag bei 1,88 ata. Das Schaubild zeigt, daß der Nutzen der Zwischenüberhitzung bei $p_2 = 0{,}04$ ata etwa um $^1/_5$ zurückgeht, bei $p_2 = 0{,}07$ ata etwa um $^2/_5$ zurückgeht, wenn der Druckabfall auf 3 ata ansteigt. Entschließt man sich zur Verwendung der Zwischenüberhitzung, so muß man auch alle Maßnahmen treffen, die geeignet sind, den Druckabfall im Zwischenüberhitzer und in den Rohrleitungen auf ein Mindestmaß herabzusetzen.

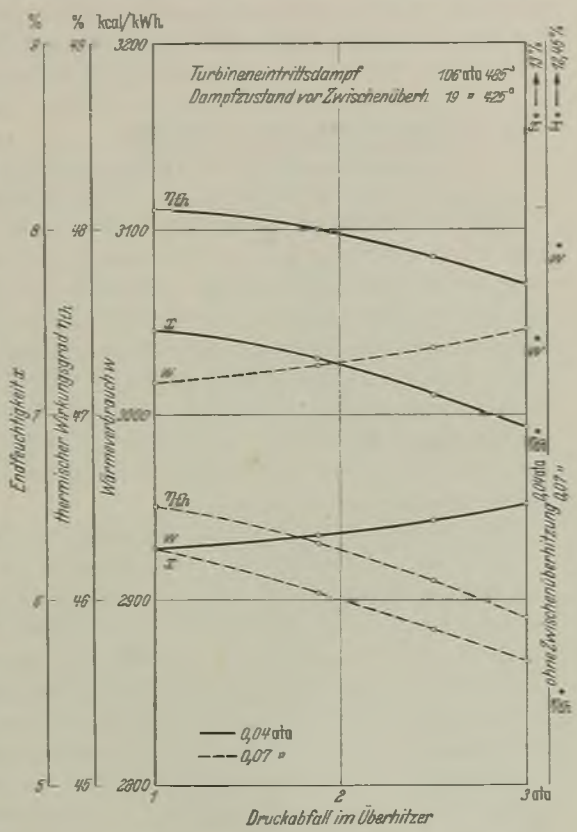


Abb. 67. Wärmeverbrauch, thermischer Wirkungsgrad, Endfeuchtigkeit in Abhängigkeit vom Druckabfall im Zwischenüberhitzer.

Die bisherigen Untersuchungen bezogen sich lediglich auf die Auslegungslast. Für die Wirtschaftlichkeit ist jedoch der mittlere Jahreswirkungsgrad maßgebend, wie er sich aus dem mehr oder weniger schwankenden Belastungsverlauf ergibt. Um das Bild abzurunden, ist daher noch die Frage zu klären, wie sich der Nutzen der Zwischenüber-

hitzung allein bei von der Auslegungslast abweichenden Belastungen verhält. Grundsätzlich liegen die Verhältnisse so, daß bei der üblichen Anordnung des Zwischenüberhitzers die Zwischenüberhitzungstemperatur je nach der Konstruktion des Kessels mehr oder weniger stark absinkt, wodurch der thermische Wirkungsgrad verringert wird. Die kleinere Belastung hat jedoch andererseits einen geringeren Druckabfall zur Folge, der der Verringerung des Nutzens entgegenwirkt. An Hand der Daten eines bestimmten Kessels wurde die Durchrechnung für 60 % Teillast für folgende Verhältnisse vorgenommen:

Turbineneintrittsdruck 106 ata, 485° C
Kondensatordruck 0,04 ata
Turbinenleistung 35 MW
Zwischenüberhitzung bei Auslegungslast auf 425° C
Zwischenüberhitzung bei 60 % der Auslegungslast auf 360° C.

Der Druckabfall verringert sich hierbei von 1,88 ata auf 0,5 ata. Um die Auswirkung auf die Zwischenüberhitzung allein zu erhalten, wurden die Wirkungsgrade der Anlageteile mit den für Auslegungslast gültigen Werten eingesetzt. Die Berechnung zeigt, daß sich bei den dem Beispiel zugrunde gelegten Annahmen die geringere Zwischenüberhitzung und der kleinere Druckabfall gegenseitig aufheben, d. h. der Nutzen der Zwischenüberhitzung in der Größenordnung kaum beeinflußt wird. Bei Errechnung des tatsächlichen Wärmeverbrauches bei 60 % Belastung muß dann natürlich die Verschlechterung der Wirkungsgrade berücksichtigt werden.

Der Nutzen der Zwischenüberhitzung ist für den Fall berechnet worden, daß der Dampf vom Turbineneintritt bis zum Kondensator in einem Einwellenmaschinensatz verarbeitet wird, wie dies einer praktischen Ausführung entspricht. Verschiedene Gründe baulicher und wirtschaftlicher Art legen bei Werken mit hoher Benutzungsdauer den Gedanken nahe, ähnlich wie bei Vorschaltanlagen die Maschinensätze in eine Hochdruckturbine mit besonderem Generator und einen Niederdrucksatz aufzuteilen. Da bei den in Frage kommenden Zwischendrücken die Leistungsaufteilung auf den Vor- und Nachschaltteil der Größenordnung nach etwa im Verhältnis 1 : 2 liegt, so würde dies bedeuten, daß man drei Maschinen gleicher Leistung erhält, wenn man einer Hochdruckturbine zwei Niederdruckturbinen zuordnet. Wärmewirtschaftlich hat diese Anordnung den Vorteil, daß man im Hochdruckteil auf doppelte Schluckwerte und damit auf bessere thermodynamische Wirkungsgrade gelangt. Diese Schaltung gewinnt daher besonders bei kleineren Anlagen, die Grundlast fahren, an Interesse, da man hier in der Lage ist, den Schluckwert des Hochdruckteiles zu erhöhen. Kaißling (19) errechnet für einen bestimmten Fall eine Verbesserung von 2 %. Die Verbesserung des Turbinenwirkungsgrades wird auch durch den in Abb. 68 durchgeführten Vergleich bestätigt. In dieser Abbildung

sind zwei Höchstdruckkondensationssätze für 105 at, 485° Eintrittsdampfzustand (Kondensatordruck 0,07 ata) mit je 40,6 MW Auslegungsleistung einer Gruppe gegenübergestellt, die aus einer Vorschaltmaschine mit 28,4 MW und zwei Nachschaltmaschinen mit je 27,75 MW besteht. In der Abbildung sind die Wirkungsgrade der Hoch- und Niederdruckteile, der Grundflächenbedarf und die verhältnismäßigen Anlagekosten eingetragen. Die Drücke, bei denen der Zwischenüberhitzer eingeschaltet ist, sind ebenfalls angegeben. Man sieht, daß die Ausnutzung des adiabatischen Gefälles bei der Aufteilung in eine Vor- und zwei Nachschaltturbinen im Hochdruckteil um 1,8 %, im Niederdruckteil um 0,7 % besser ist.

Bei der Beurteilung dieser Anordnungsmöglichkeit sind im allgemeinen noch folgende Gesichtspunkte zu berücksichtigen:

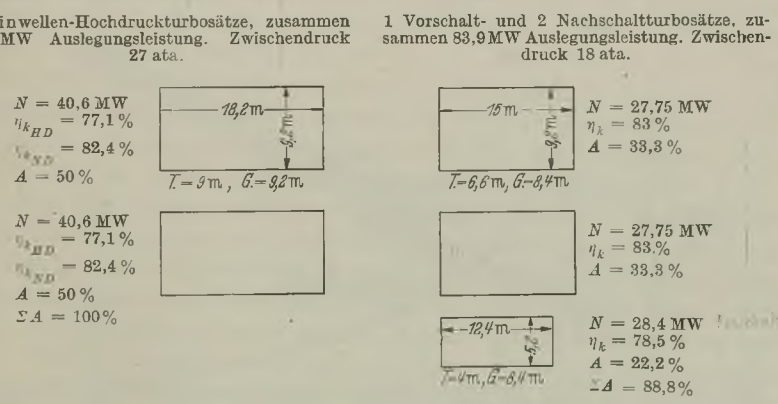


Abb. 68. Vergleich zwischen Einwellen- und Zweiwellensätzen ungefähr gleicher Leistung; $p_1 = 110$ at, 485°; $p_2 = 0{,}07$ ata; A = Anlagekosten der kompletten Sätze.

1. Tritt bei Einwellenmaschinen im Hochdruckzylinder, der naturgemäß als etwas störungsanfälliger als der Niederdruckzylinder angesehen werden muß, ein Schaden ein, so fällt die gesamte Maschinenleistung aus. Bei Aufteilung der Leistung auf eine Vor- und eine Nachschaltturbine können etwa $^2/_3$ der Leistung über die Reduzierstation weitergefahren werden, ohne daß vom Überlastbereich Gebrauch gemacht werden muß.

2. Ein konstant zu haltender Mitteldruck bei Zweiwellensätzen ermöglicht die Dampfversorgung aller Hilfsmaschinen sowie des Entgasers auf einfache Art.

3. Die Schaltanlage wird bei Zweiwellensätzen verteuert.

4. Die Anlagekosten der Maschinensätze können bei Zweiwellenanordnung, wie der Vergleich Abb. 68 zeigt, sogar geringer sein. Der größere Raumbedarf für die Vorschaltmaschinen wird durch die geringere Länge des Hauptmaschinensatzes ausgeglichen.

5. Eine Einwellenhöchstdruckturbine ist wegen der größeren schädlichen Räume hinter den Regelventilen schwieriger zu regeln und bedingt besondere zusätzliche Einrichtungen. Bei der Zweiwellenmaschine mit in Reihen geschalteter Regelung wirkt die Mitteldruckrohrleitung als Speicher.

6. In Grundlastwerken, die im Verbundbetrieb Frequenz fahren müssen und kurzzeitige Spitzen erhalten, ist bei Verwendung von Zweiwellensätzen der Einbau eines Dampfspeichers leicht durchzuführen.

7. Bei Bestlast ist der Maschinenwirkungsgrad, wie vorhin dargelegt, bei der Zweiwellenanordnung günstiger; bei Abwärtsregulierung wird

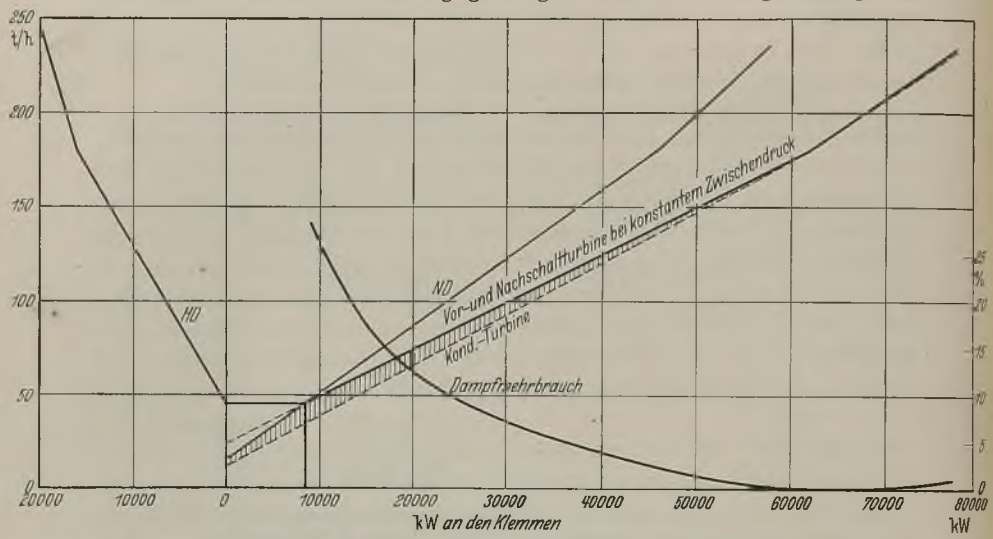


Abb. 69. Abhängigkeit des Dampfverbrauches von der Belastung bei ungeregeltem und konstant gehaltenem Zwischendruck.
Dampfverbrauch von Hochdruck-Kond.-Turbine und Hochdruck-Vor- und -Nachschaltturbine 110 atü 490° — 12° Kühlwasser. Zwischenüberhitzung im Bestpunkt bei 23/19 at auf 425°.

man bei der Zweiwellenanordnung jedoch eine Verschlechterung des Dampfverbrauches in Kauf nehmen müssen. In Abb. 69 ist der Dampfverbrauch von Höchstdruckkondensationssätzen für zwei Fälle aufgetragen, und zwar

a) wenn der Zwischendruck zwischen Hochdruckteil und Niederdruckteil nur vom Dampfdurchsatz durch die Turbine, d. h. vom Regler vor dem Hochdruckteil beeinflußt wird und sich entsprechend der Belastung ändert;

b) wenn der Zwischendruck konstant gehalten wird.

Der Vergleich zeigt, daß bei kleinen Lasten die Vergrößerung des Dampfverbrauches ganz erheblich ist. Bei Werken mit geringer Nachtlast könnte man durch Herabsetzen des Zwischendruckes während der Nachtstunden diesem Verlust entgegenwirken.

Die Aufteilung des Wärmegefälles auf Vor- und Nachschaltturbinen ist jedenfalls bei der Planung von Werken mit Zwischenüberhitzung eines näheren Studiums wert; denn sie läßt nach dem Obengesagten verschiedene Vorteile erwarten, die von Fall zu Fall eine andere Beurteilung erfahren werden. Anlagen dieser Art sind, soweit bekannt, in der öffentlichen Elektrizitätsversorgung noch nicht ausgeführt worden.

Die Änderung des Wärmeverbrauchs mit dem Dampfdruck gibt allein noch keine hinreichende Unterlage für die zweckmäßige Wahl des Frischdampfzustandes. Es muß vielmehr auch der Zusammenhang zwischen dem Dampfdruck und den Anlagekosten des Kraftwerkes berücksichtigt werden. Eine solche allgemeingültige Abhängigkeit zwischen Anlagekosten und Dampfdruck aufzustellen, stößt insofern auf praktisch kaum überwindliche Schwierigkeiten, weil die Anlagekosten eines Kraftwerkes nicht nur vom Dampfzustand, sondern in starkem Maße von der Ausbauleistung, vom Gesamtaufbau, von der Kessel- und Maschinenbauart und anderen Faktoren abhängig sind. Die Kosten von ausgeführten Kraftwerken verschiedenen Dampfzustandes können daher für diesen Vergleich nicht herangezogen werden, ganz abgesehen davon, daß auch die gleiche Preisbasis zugrunde gelegt werden muß.

Um jedoch einen Anhalt zu bekommen, in welcher Größenordnung sich die Anlagekosten mit dem Dampfdruck ändern können, wurde von einem in letzter Zeit errichteten großen Kraftwerk ausgegangen, für das die Abrechnung in allen Einzelheiten vorliegt, und an Hand dieser Unterlagen festgestellt, wie sich die Kosten ändern würden, wenn man das Werk für andere Drücke gebaut hätte. Dieses als Beispiel herangezogene Braunkohlenkraftwerk arbeitet mit Frischwasserkühlung und besitzt eine installierte Leistung von 210 MW, aufgeteilt auf 6 Einheiten zu 35 MW, bei einem Turbineneintrittsdruck von 56 ata. Die Umrechnung wurde für folgende Dampfdrücke vor der Turbine vorgenommen:

$$\left.\begin{array}{r}36\\66\\86\end{array}\right\}\text{ ata ohne Zwischenüberhitzung}$$

$$106\quad\text{ata mit Zwischenüberhitzung.}$$

In allen Fällen wurde die gleiche installierte elektrische Leistung von 210 MW zugrunde gelegt.

Es seien zunächst die Druckstufen ohne Zwischenüberhitzung behandelt. Die Durchrechnung der Wärmeschaltbilder zeigte bereits, daß eine Steigerung des Dampfdruckes auf die Auslegung der einzelnen Anlageteile folgende Auswirkungen hat:

a) Der Wärmeverbrauch verringert sich, d. h. der Kostenaufwand für Bekohlung, Entstaubung und Entaschung wird geringer, ebenso derjenige für den Eigenbedarf, soweit er von der Brennstoffmenge ab-

hängt (Mühlen, Saugzeug und Unterwind sowie Hilfsantriebe für Bekohlung und Entaschung).

b) Die Kondensationsdampfmenge wird geringer. Dies führt zu einer Verbilligung der Kondensation und der Kühlwasserversorgung.

c) Trotz der kleineren Kondensationsdampfmenge erhöht sich wegen des zunehmenden Anteiles des Regenerativprozesses die Kesseldampfmenge. Dies wirkt sich auf die Kosten der Kessel und der Speisepumpen sowie der Vorwärmer aus.

Daneben sind natürlich die Kosten zu berücksichtigen, die infolge des höheren Dampfdruckes bei Kesseln, Maschinen, Speisepumpen und sonstigen Kraftwerksteilen entstehen.

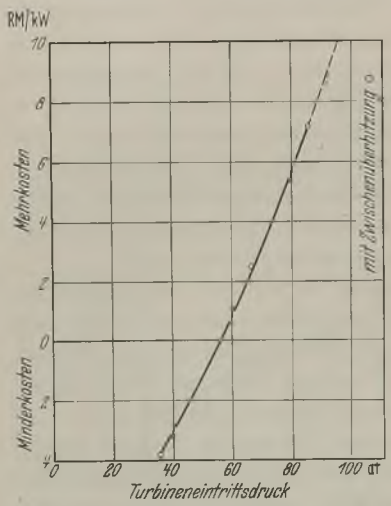


Abb. 70. Mehr- bzw. Minderanlagekosten von Braunkohlenkondensationskraftwerken (6 Masch. je 35 MW, 1 Kessel je Masch., p_s = 0,04 ata, Bauzinsen sind nicht enthalten).

Im Falle der Zwischenüberhitzung wird nicht nur der Wärme-, sondern auch der Dampfverbrauch mit steigendem Druck kleiner, so daß auch die Kesselleistung geringer wird. Allerdings bringt die Maschinenanlage insofern eine Verteuerung, als zur Verarbeitung des größeren Wärmegefälles in einem Einwellensatz zweckmäßigerweise Dreigehäusemaschinen verwendet werden und diese ein breiteres Maschinenhaus mit entsprechend größeren Baukosten erfordern.

Unter Berücksichtigung aller einigermaßen zu erfassenden und sich praktisch auswirkenden Einflüsse ergaben sich die in Abb. 70 eingetragenen Mehr- bzw. Minderanlagekosten in Abhängigkeit vom Turbineneintrittsdruck, wenn man einen Druck von 56 ata vor der Turbine als Ausgangswert zugrunde legt. Bei dieser Berechnung wurde vorausgesetzt, daß die einzelnen Anlageteile entsprechend der tatsächlich notwendigen Leistung ausgelegt werden. Man erkennt aus dem Verlauf dieser in verhältnismäßig großem Maßstab gezeichneten Kurve, daß die Abhängigkeit der Anlagekosten vom Dampfdruck bei neuzeitlichen Kraftwerken wesentlich geringer ist, als dies auf Grund früherer Untersuchungen angenommen wurde. Das Schaubild zeigt vor allem, daß die Zwischenüberhitzung, auf gleichen Dampfdruck bezogen, eine erhebliche Senkung der Anlagekosten zur Folge hat, die sich ergibt, wenn man sich die für Anlagen ohne Zwischenüberhitzung geltende Kostenkurve über 86 ata hinaus verlängert denkt. Die Ursache liegt, wie schon erwähnt, im verringerten Brennstoff- und Dampfbedarf.

Nach dieser Untersuchung würde für den betrachteten Fall eine Drucksteigerung vor der Turbine von 56 ata ohne, auf 106 ata mit Zwischenüberhitzung Mehranlagekosten von 8,60 RM./kW bedingen. Setzt man für die Gesamtanlagekosten des Kraftwerkes bei 56 ata Turbineneintrittsdruck im Mittel etwa 250 RM./kW ein, so würden die Mehranlagekosten sich auf 3,5 % stellen. Demgegenüber steht eine Wärmeersparnis bei Frischwasserkühlung von 6,2 %.

Aus der Abhängigkeit des Wärmeverbrauches und der Anlagekosten vom Dampfdruck ergibt sich die wirtschaftliche Auslegung, für die die Benutzungsdauer und der Brennstoffpreis bestimmend sind. Geht man von der Anlage mit 56 ata aus und stellt die Frage, welche Anlagekostenerhöhung bei einer bestimmten Benutzungsdauer mit steigendem Dampfdruck zulässig ist, damit unter Berücksichtigung der Wärmeersparnis, die auf der anderen Seite erzielt wird, die Stromgestehungskosten nicht größer werden, so gilt die im 3. Abschnitt (S. 14) abgeleitete Beziehung:

$$\frac{\Delta w}{\Delta a} = \frac{\alpha\,(1+\varepsilon)\cdot r\cdot 10^{-6}}{p_w\cdot t} = \varkappa.$$

Unter Berücksichtigung des Zusammenhanges zwischen dem mittleren Wärmeverbrauch w und dem bei Auslegungslast geltenden (s. S. 8) w_0 kann man anschreiben:

$$\frac{\Delta w_0}{\Delta a} = \frac{\alpha\,(1+\varepsilon)\,r\cdot 10^{-6}}{p_w\cdot t\cdot \delta} = \frac{\varkappa}{\delta}.$$

Setzt man für den Reservefaktor $r = 1{,}2$, für $\alpha\,(1+\varepsilon) = 0{,}15$ und für den Verlustfaktor δ folgende Werte ein:

Benutzungsdauer	=	2000	3000	4000	5000	6000	7000 h
δ	=	1,07	1,035	1,022	1,015	1,01	1,005,

so kann man in Abhängigkeit von Benutzungsdauer und Wärmepreis ein Schaubild aufstellen, aus dem dieser Wert $\varkappa/\delta$ abzulesen ist. Dieses Schaubild ist in Abb. 71 wiedergegeben.

Andererseits lassen sich für die verschiedenen Dampfdrücke aus dem Wärmeverbrauchsdiagramm Abb. 65 und der Anlagekostenkurve Abb. 70 die Werte Δw_0 und Δa entnehmen, so daß man für die einzelnen Druckstufen das sich praktisch ergebende Verhältnis $\Delta w_0/\Delta a$ ermitteln kann. Diese Werte sind für die angegebenen Druckstufen ebenfalls im Schaubild eingetragen. Das Schaubild zeigt nun folgendes: Geht man von der Anlage mit einem Turbineneintrittsdruck von 56 ata aus, so erhält man dieselben Gestehungskosten bei den anderen Druckstufen für die Werte $\Delta w_0/\Delta a$, die auf den für die einzelnen Druckstufen geltenden horizontalen Kennlinien liegen. Hätte man z. B. den Dampfdruck von 106 ata gewählt, so würde man bei einem Wärmepreis von 1,4 RM. je 10^6 kcal Kostengleichheit bei einer Benutzungsdauer von 5200 Stunden, bei einem Wärmepreis von 2,5 RM./10^6 kcal eine solche bereits bei einer

Benutzungsdauer von 2800 Stunden erhalten. Für höhere Wärmepreise bzw. größere Benutzungsdauern werden die Gestehungskosten bei 106 ata niedriger als bei 56 ata.

Das Diagramm zeigt ferner, daß die Druckstufe 106 ata wirtschaft-

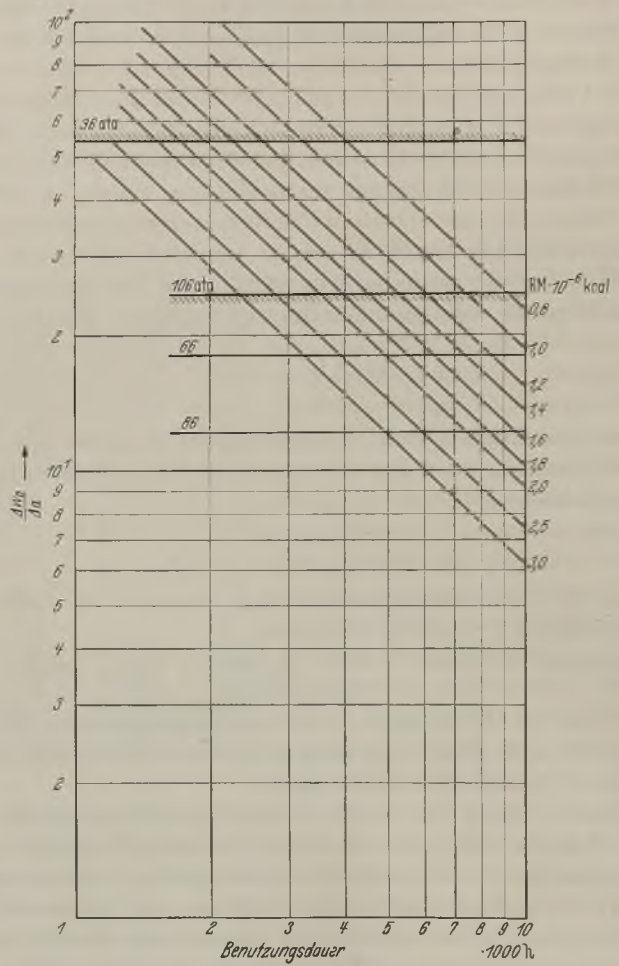


Abb. 71. Kosten bei verschiedenen Dampfdrücken an der Turbine, verglichen mit 56 ata Turbineneintrittsdruck.

licher ist als die von 66 und 86 ata, da bei 106 ata bereits eine Kostensenkung dort zu erwarten ist, wo bei den beiden anderen Druckstufen erst Kostengleichheit besteht.

Bei einem Kohlenpreis von z. B. 0,8 RM./10^6 kcal und einer kleineren Benutzungsdauer als 4000 Stunden dagegen ergeben sich niedrigere Gestehungskosten durch Übergang auf einen Eintrittsdruck

von 36 ata. Dasselbe gilt auch z. B. für einen Wärmepreis von 2,5 RM. je 10^6 kcal und eine Benutzungsdauer unter 1200 Stunden.

Wenn dieses Diagramm auch nur aus den Gestehungskosten eines bestimmten Kraftwerkes abgeleitet worden ist, so gibt es doch ein anschauliches Bild über den ungefähren wirtschaftlichen Bereich der verschiedenen Druckstufen.

Für die zukünftige Entwicklung muß jedoch beachtet werden, daß die Möglichkeit einer weiteren Steigerung der Eintrittstemperatur an der Turbine und eine Verbesserung der Maßnahmen zur Vermeidung der Verluste durch die Endfeuchtigkeit den Nutzen der Zwischenüberhitzung gegenüber Anlagen ohne eine solche naturgemäß herabmindern und die Vergleichsgrundlage entsprechend verschieben würde.

13. Die Schaltung der Betriebsgruppen.

Nachdem die Speisewasservorwärmung, der Dampfzustand und damit das Wärmeschaltbild der Anlage festgelegt worden sind, muß man sich darüber schlüssig werden, wie man grundsätzlich die Betriebsgruppen, deren Anzahl noch offen ist, schalten will. Es handelt sich also um die Aufgabe, das auf ein Aggregat als Symbol für das ganze Kraftwerk bezogene Wärmeschaltbild in die Wirklichkeit umzusetzen und die Zusammenschaltung der Kessel und Maschinen mit den zum Wärmekreislauf gehörenden Hilfseinrichtungen entsprechend dem festgelegten Wärmeschaltbild zu entwerfen.

Wenn auch der hauptsächlich aus wärmewirtschaftlichen Erwägungen heraus entwickelte Wärmekreislauf die Schaltung der Betriebsmittel im wesentlichen bestimmt, so bleibt noch genügend Spielraum, um durch betriebliche Gesichtspunkte beeinflußte Leitgedanken für die Zusammenschaltung der Einheiten und für den Aufbau des Dampf- und Speisewasserleitungssystems zu berücksichtigen.

Beim Entwurf des Schaltplanes eines Kraftwerkes stehen im Vordergrund vor allem die Betriebssicherheit und in zweiter Linie erst der Kostenaufwand für die Leitungselemente und Schaltorgane selbst. Man muß dabei bedenken, daß beispielsweise das Leckwerden eines Absperrschiebers auf der Dampf- oder Speisewasserseite oder ein Schaden an einem Schalter oder Sammelschienenabschnitt im elektrischen Teil bei Fehlen einer Ausweichmöglichkeit die Außerbetriebsetzung eines mehr oder weniger großen Anlageteiles zur Folge hat, und daß der Leistungs- und damit verbundene Einnahmeausfall meistens wesentlich größer ist als die Mehrkosten für die Schaffung einer solchen Ausweichmöglichkeit. Beim Entwurf des Schaltplanes ist daher zunächst darüber Klarheit zu schaffen,

1. welcher Ausfallgrad der Anlageteile bei den gegebenen Verhältnissen für zulässig angesehen wird,

2. in welchem Umfang die Leistungsfähigkeit des Kraftwerkes bei betriebsmäßigen Überholungen von Anlageteilen aufrechterhalten werden soll.

Die Zulässigkeit eines Ausfalls wird sich praktisch auf folgende zwei Fälle beschränken (38):

1. Ausfall einer Einheit (Kessel oder Turbine oder Umspanner): Sicherheitsgrad 1.

2. Ausfall einer Betriebsgruppe: Sicherheitsgrad 2.

Es muß darauf gesehen werden, daß für die im Zuge des Umwandlungsprozesses hintereinander geschalteten Anlageteile der gleiche zulässige Sicherheitsgrad besteht. Es hätte z. B. keinen Sinn, wenn eine Umschaltbarkeit der Umspanner von einem Generator auf einen anderen (Kreuzschaltung) in Aussicht genommen, also der Ausfall auf eine Einheit (Generator oder Umspanner) beschränkt wird, während auf der Dampfseite der Ausfall der Betriebsgruppe Kessel und Turbine zugelassen wird. In letzterem Falle müssen ohnehin Vorkehrungen für eine entsprechende Reservehaltung getroffen werden.

Eine einheitliche Gesamtplanung des Werkes und folgerichtige Durchführung eines Schaltungsgedankens erfordert daher auch den Entwurf der Gesamtschaltung des Werkes bis zur Energieübergabe an den Abspannklemmen oder Kabelendverschlüssen und damit die Einbeziehung der grundsätzlichen elektrischen Schaltung in die schaltungstechnischen Erwägungen.

Das Streben nach größter Sicherheit darf aber nicht zur Aufstellung von verwickelten Schaltplänen führen. Ein Zuviel ist auch hier nicht am Platze. Verwickelte Leitungsanordnungen erschweren nicht nur die Übersicht und in Störungsfällen das rasche Handeln, sondern geben durch die erhöhte Zahl von Abschaltorganen, die jedes für sich eigentlich eine neue Störungsquelle darstellen, zu Störungen in erhöhtem Maße Anlaß. Eine möglichst einfache klare Anordnung unter Verwendung besten Werkstoffes und sorgfältiger Werkstatt- und Montagearbeit ist eine Forderung, die an die Leitungen und Schaltorgane zu stellen ist. Nur ein vernünftiges Abwägen zwischen der Schaffung von Umschaltmöglichkeiten gegenüber der Beibehaltung der Übersichtlichkeit wird zu einer zweckmäßigen Lösung führen.

a) Dampfseitige Schaltung.

In Abb. 72 wurden in Anlehnung an ausgeführte bzw. im Bau befindliche Anlagen gebräuchliche und als zweckmäßig erwiesene Grundschaltungen der dampfseitigen Verbindung zwischen Kessel und Turbinen zusammengestellt. Die linke Hälfte der Abb. 72 gibt Schaltungen

wieder, die auch dann anwendbar sind, wenn einer Turbine nicht eine bestimmte Kesselzahl zugeordnet ist und ein Gruppenbetrieb nicht zur Anwendung gelangt. Die Schaltung *a* stammt aus einem Werk mit einer verhältnismäßig großen Anzahl von Kesseln. Es handelt sich um eine

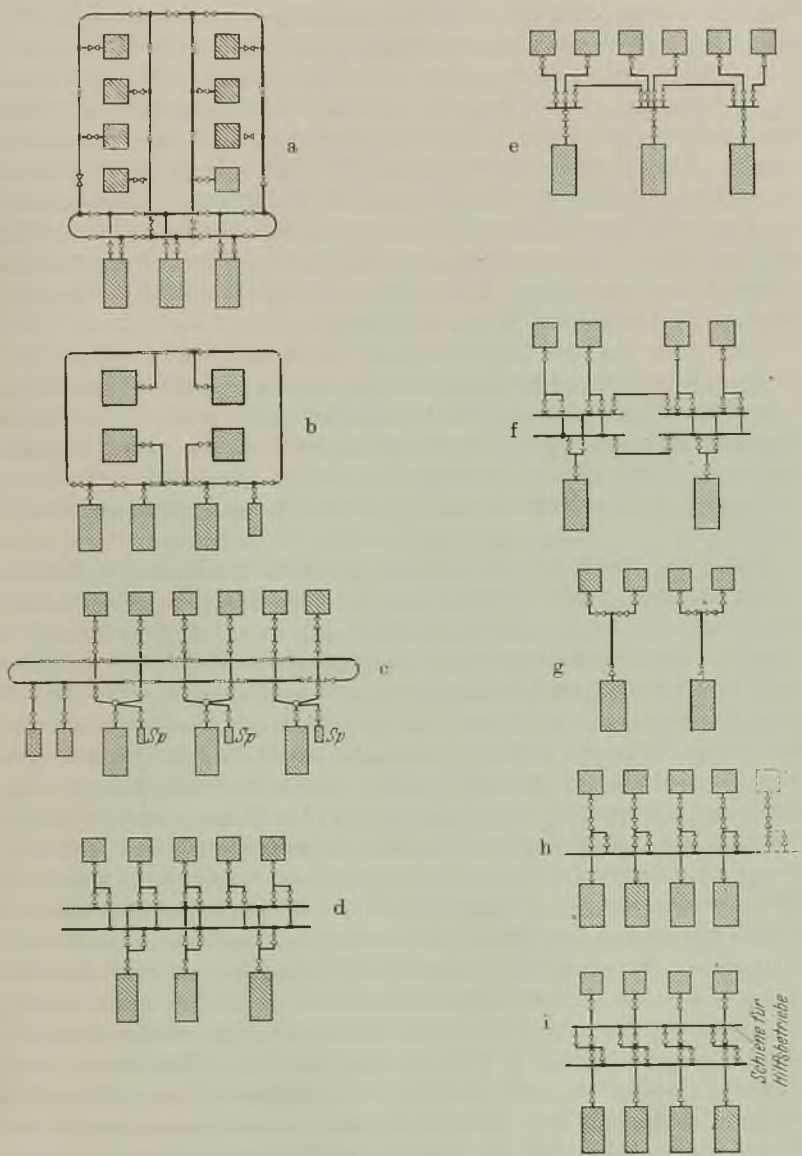


Abb. 72. Grundsätzliche Schaltung der dampfseitigen Verbindung zwischen Kessel und Turbinen. *Sp* = Dampfspeisepumpe.

Mehrfach-Ringanordnung mit dem Sicherheitsgrad 1. Von Störungen an Schiebern kann nur ein Kessel oder eine Turbine betroffen werden. Eine einfachere Ringanordnung, dem Umstande geringerer Kesselzahl (1 Kessel je Turbine), aber wegen der verschiedenen Turbinengrößen dem gekuppelten Betrieb Rechnung tragend, zeigt Schaltung *b*. Die Schaltung *c* stellt ebenfalls eine Hauptringleitung in Verbindung mit dem Gedanken einer gruppenweisen Zusammenfassung von zwei Kesseln je Turbine dar, dessen folgerichtige Durchführung allerdings durchbrochen wird, wenn die beiden Hausturbinen in Betrieb genommen werden. Die Schaltung *d* gibt die aus der elektrischen Schaltungsweise übernommene sogenannte Doppelsammelleitungsanordnung wieder, die sich durch große Übersichtlichkeit und auch eine verhältnismäßig geringe Anzahl von Absperrorganen auszeichnet. Alle diese Schaltungen weisen den Sicherheitsgrad 1 auf. Dieser ist auch bei nicht in Gruppenschaltung betriebenen Werken anzustreben.

Die Steigerung der Einheitsleistung der Kessel und die damit verbundene Herabsetzung der Kesselzuordnungszahl je Turbine hat zu einer wesentlichen Vereinfachung der Dampfschaltungen geführt. Die Ringleitungsanordnung macht immer mehr der Gruppen- oder direkten Schaltung Platz, für die das Schema *c* als ein durch die notwendige Versorgung der Hausturbine abgeschwächtes Beispiel angesehen werden kann.

Die rechte Reihe der Abb. 72 gibt nun Schaltschemen von Werken wieder, bei denen jeder Turbine ein oder zwei Kessel zugeordnet sind. Die Schaltung *e* ist die sogenannte Einfachsammler-Anordnung, die vor allem bei ausländischen Werken mitunter zu finden ist. Sie entspricht nicht den vorhin gestellten Anforderungen an Sicherheit. Der Ausfall eines Schiebers kann nicht nur eine Betriebsgruppe, sondern einen Teil der Anlage stillegen. Diese Schaltung ist jedenfalls billig, wegen ihrer Nachteile jedoch nur sehr beschränkt anwendbar. Die darunter angedeutete sogenannte Doppelsammler-Anordnung entspricht hinsichtlich der Schaltmöglichkeiten der Doppel-Sammelleitungs-Anordnung *d*. Sie unterscheidet sich von der letzteren nur durch die räumliche Zusammenfassung der Absperrorgane, die betätigungsmäßig Vorteile, jedoch hinsichtlich der Zugänglichkeit Nachteile aufweist. Die Stichleitungs- oder reine Gruppenschaltung *g* kann hinsichtlich der Anlagekosten mit der Einfachsammleranordnung in Wettbewerb treten, vermeidet aber ein Übergreifen einer Störung von einer Gruppe auf die andere. Diese Schaltung ist z. B. mit zwei Kesseln je Turbine bei einem größeren Kraftwerk mit Rauchgaszwischenüberhitzung ausgeführt worden. Maßgebend war hierbei, daß man einen Austauschbetrieb der Kessel wegen der durch Unsymmetrie befürchteten ungleichen Beaufschlagung der Zwischenüberhitzer ohnehin nicht durchführen zu können

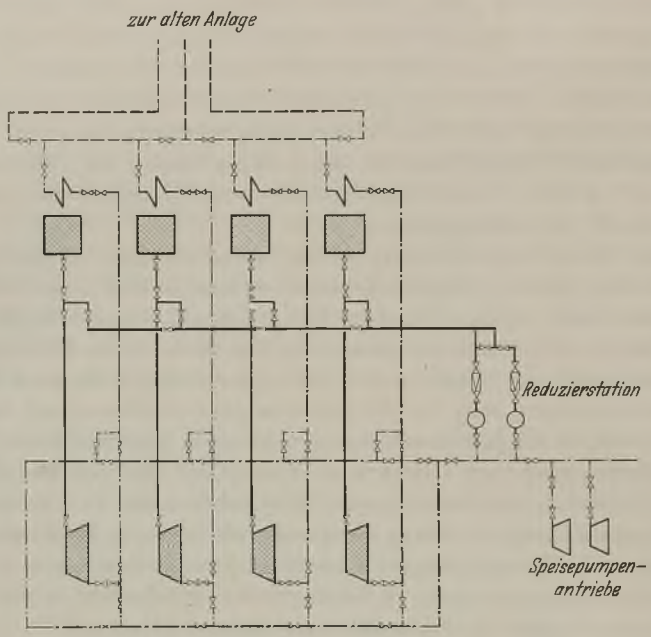
glaubte. Im allgemeinen hat diese an und für sich einfache und übersichtliche Schaltung den großen Nachteil, daß z. B. im Falle der Überholung der Turbine 2 bei Ausfall des Kessels 1 auch diese Turbine mit halber Last arbeiten muß, weil es mangels einer Verbindung nicht möglich ist, einen der betriebsfähigen Kessel 3 und 4 einzusetzen. Dieser Nachteil wird durch die Gruppenschaltung *h* mit Ausgleichs- und Umschaltleitung vermieden, eine Anordnung, die sich bei Werken der öffentlichen Versorgung mit großen Einheiten in steigendem Maße durchsetzt. Hier ist ohne weiteres eine Zusammenarbeit zwischen Kessel 1 und z. B. der Turbine 4 möglich. Eine Abwandlung dieser Schaltung ist in einem neuen Kraftwerk ausgeführt und unter *i* wiedergegeben worden. Außer der eigentlichen Ausgleichsleitung ist noch eine Hilfssammelschiene kleineren Durchmessers vorgesehen worden, an der die dampfangetriebene Hausversorgung angeschlossen ist. Man schafft damit eine gewisse Unabhängigkeit für deren Dampfzufuhr von der Schaltung der Hauptaggregate.

Diesen Schaltungen *g* und *i* ist der Sicherheitsgrad 2 gemeinsam. Eine Störung an den Absperrorganen kann den Ausfall einer Betriebsgruppe nach sich ziehen. Die Idee einer Betriebsgruppe schließt diese Möglichkeit in sich ein und berücksichtigt sie auch bei der Reserve- und Bereitschaftshaltung. Diese muß sowohl für die Kessel als auch für die Turbinen vorhanden sein, da man ohnehin damit rechnen muß, daß die eine oder andere Einheit durch eigene Störungen ausfallen kann. Wird das Kraftwerk nach dem Gesichtspunkt ausgelegt, daß bei Ausfall einer Einheit die anderen in der Lage sind, die Fehlleistung zu übernehmen, so ist die einer Gruppenleistung entsprechende Leistung als Bereitschaft vorhanden. Der Sicherheitsgrad 2 erscheint also bei derartigen Anlagen genügend. Dies um so mehr, da heute größere Kraftwerke in der Regel mit anderen Werken im Verbundbetrieb parallel arbeiten.

Die Beschaffenheit mancher Kohle (hoher Aschegehalt, niedriger Aschenerweichungspunkt) kann, wie bereits erwähnt, zu starker Verschmutzung der Kessel und dazu führen, daß die Kessel in verhältnismäßig kurzen Abständen zu Reinigungszwecken außer Betrieb genommen werden müssen. In solchen Fällen ist, wie bereits früher erwähnt, in Erwägung zu ziehen, einen weiteren Kessel aufzustellen, um nicht die Bereitschaftsleistung und Verbundreserve bei diesen in verhältnismäßig kurzen Perioden notwendig werdenden Reinigungen einsetzen zu müssen, da diese ja für andere Zwecke bestimmt ist. Die Aufstellung von zusätzlichen Kesseln geschieht z. B. bei einem im Bau befindlichen Werk, das besonders schlechte aschereiche Brennstoffe zu verfeuern hat, die aber aus volkswirtschaftlichen Gründen verwertet werden müssen. Die Aufstellung des weiteren Kessels ist im Schaltbild *h* angedeutet. Die Ausgleichsleitung bietet die Möglichkeit, ihn an

Stelle eines jeden anderen Kessels mit der betreffenden Turbine zusammenzuschalten.

Die dampfseitige Schaltung wird wesentlich verwickelter, wenn man es mit einem Werk mit Zwischenüberhitzung zu tun hat. Die Abb. 73 zeigt als Beispiel die dampfseitige Verbindung zwischen Kessel und Turbine bei einer zur Zeit im Bau befindlichen Höchstdruck-Vorschaltanlage. Will man eine unsymmetrische Dampfverteilung auf die rauchgasbeheizten Zwischenüberhitzer bei veränderlicher Belastung und



——— Höchstdruckdampf
—·—·— Gegendruckdampf
– – – – Gegendruckdampf hinter Zwischenüberhitzer

Abb. 73. Dampfschaltung einer Vorschaltanlage.

das dauernde Nachregeln vermeiden, so erscheint es angezeigt, einen Kessel je Turbine in reiner Gruppenschaltung zuzuordnen und dadurch eine eindeutige Dampfströmung herbeizuführen, ohne auf den kreuzweisen Betrieb im Bedarfsfall verzichten zu müssen. Das Schaltbild zeigt die Stichleitungsschaltung mit Ausgleich- und Umschaltleitung für den Höchstdruckdampf. Das Gegendrucknetz ist als Ringsystem ausgebildet, an das auch die dampfangetriebenen Speisepumpen angeschlossen sind. Das Ringsystem hat hier denselben Zweck wie die Hilfssammelschiene in Schema *i* der Abb. 72. Im vorliegenden Fall wird der zwischenüberhitzte Dampf der Hauptdampfleitung des alten Werkes

zugeleitet. Handelt es sich nicht um eine Vorschaltanlage, sondern um ein Höchstdruck-Kondensations-Kraftwerk, so würde für den zwischenüberhitzten Dampf vor Zuführung zu den Niederdruckturbinen eine weitere Hilfssammelleitung notwendig sein. Eine Vereinfachung kann erreicht werden, wenn man sich zu der obenerwähnten Blockanordnung ohne Querverbindung (Schaltung *g*) entschließt und die erläuterten Nachteile in Kauf nimmt.

b) Wasserseitige Schaltung.

Bei der wasserseitigen Schaltung sind zwei Stufen zu unterscheiden:

1. die Schaltung zwischen Kondensat- und Speisepumpen,
2. die Schaltung zwischen Speisepumpen und Kesseln.

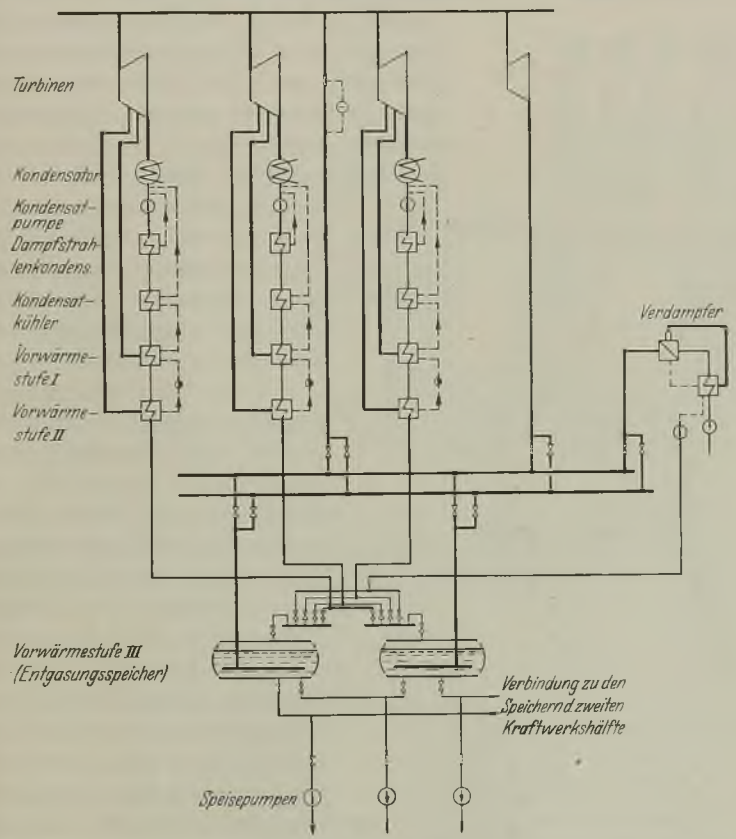


Abb. 74. Schaltungsbeispiel für die Vorwärmung und die Speiseleitungen zwischen Kondensator und Speisepumpe.

Für die Leitungsschaltung zwischen den Kondensatpumpen und den Kesselspeisepumpen gibt Abb. 74 das Beispiel einer ausgeführten Anlage

wieder. Hilfsleitungen, wie z. B. Umgehungsleitungen bei den Vorwärmern usw., sind zwecks Erhaltung der Übersichtlichkeit in der Zeichnung weggelassen worden. Die Vorwärmestufen I und II sind jeder Turbine für sich zugeordnet, die Entgaserstufe, die aus einer Hilfsturbine mit Dampf beaufschlagt wird, ist an eine gemeinsame Doppel-Dampfsammelleitung angeschlossen, von der auch die hier verwendete zentrale mehrstufige Verdampferanlage mit Heizdampf versorgt wird. Die überschüssige Brüdenwärme wird hier zur Vorwärmung des Rohwassers verwendet, so daß in den Hauptspeisewasserleitungen keine Brüdenkondensatoren eingeschaltet sind. Die Kesselspeisepumpen sind wechselweise an den Entgasungsspeichern angeschlossen. Die Entgasungsspeicher stellen in diesem Fall eine besondere Ausführung dar. Die Heizung erfolgt durch ein mit Düsen versehenes Dampfverteilrohr. Besondere Zirkulationseinbauten sorgen für eine Umwälzung des Wassers.

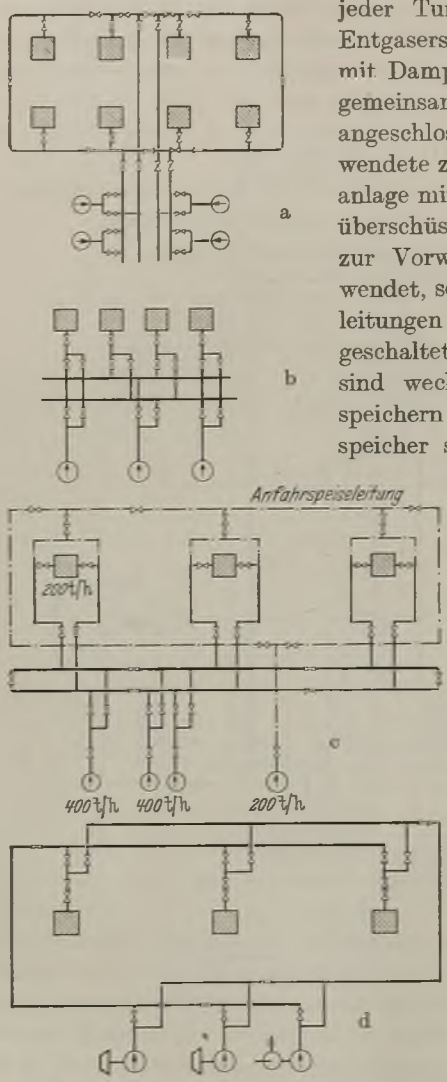


Abb. 75. Grundsätzliche Schaltung der Verbindung zwischen Speisepumpen und Kesseln.

Für die Speiseleitungen zwischen Speisepumpen und Kessel sind in Abb. 75 einige Ausführungsbeispiele dargestellt. In der Hauptsache finden Ring- (Schema a) und Doppelleitungsanordnungen (Schema b), sowie Kombinationen von beiden (Schemen c und d) Anwendung. Bei dem in Schema c behandelten Beispiel ist für den Schwachlastbetrieb der Kessel und für das Anfahren eine kleinere Speisepumpe vorhanden, die über getrennte Leitungen auf die einzelnen Kessel geschaltet werden kann. Die gezeigten Schaltungen sind hinsichtlich ihres Sicherheitsgrades praktisch gleichwertig.

Bei den Schaltungen Abb. 74 und 75 war die Speisepumpe hinter der

letzten Vorwärmestufe geschaltet. Legt man eine oder mehrere Vorwärmestufen hinter die Speisepumpe, so ergeben sich, wie im Abschnitt bereits erörtert, schaltungstechnische Schwierigkeiten, die hauptsächlich in der Ausbildung der Anzapf-, Dampf- und Speisewasserdruckleitungen liegen. In der Abb. 76 sind zwei Schaltmöglichkeiten für den Fall dargestellt, daß eine Vorwärmestufe hinter der Speisepumpe liegt (39). Bei der links gezeichneten Schaltung a ist vorausgesetzt, daß einer Turbine ein Kessel zugeordnet, also je Kessel auch nur ein Hochdruckvorwärmer vorhanden ist. In diesem Fall ist die Schaltung praktisch die gleiche wie bei den vor der Speisepumpe liegenden Vorwärmestufen. Auf die im Beispiel hinter den Vorwärmern zur Erhöhung der Sicherheit angeordnete Umschaltleitung kann auch verzichtet werden. Die Vorwärmer sind normalerweise ohnehin je Stufe mit Umgehungsleitungen ausgerüstet, die unter entsprechender Verlagerung der Vorwärmetemperatur die Außerbetriebnahme eines Vorwärmers unter Aufrechterhaltung des Speisewasserflusses gestatten. Ist bei den vorhergehenden Vorwärmestufen, wie dies meistens der Fall ist, eine Querverbindung auch nicht vorhanden, so kann sich ein erhöhter Sicherheitsgrad bei einer höheren Stufe nicht auswirken, es sei denn, daß man bei den Hochdruckvorwärmern eine größere Störanfälligkeit voraussetzt.

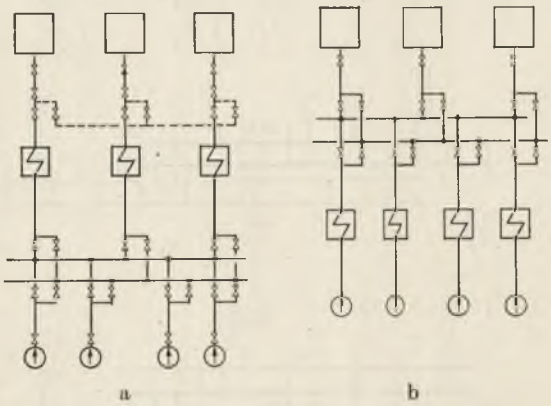


Abb. 76. Schaltung von Hochdruckvorwärmern zwischen Speisepumpen und Kesseln.

Stimmt die Kessel- mit der Turbinenzahl und damit auch mit der Vorwärmerzahl nicht überein, so müßte man, um die gleiche Sicherheit wie bei der vorhin beschriebenen Schaltung a oder bei den Schaltungen b bis d der Abb. 75 zu erreichen, zwischen Speisepumpe und Hochdruckvorwärmer und Vorwärmer und Kessel je eine Doppelsammelleitung dazwischenschalten. Wegen der unerwünschten Häufung von Absperrorganen wird man vielleicht eine etwas geringere Sicherheit in Kauf nehmen und sich mit einer Einfachleitung begnügen, ähnlich Schaltung a. Eine andere Möglichkeit ist, wie in Schaltung b dargestellt, die Vorwärmerzahl gleich der Pumpenzahl zu machen und die Doppelsammelleitungen hinter die Vorwärmer zu legen. Wird für die Hochdruck-

vorwärmer der Dampf aus einer ungesteuerten Entnahmestelle der Hauptturbine zugeführt, so ergeben sich einige Schwierigkeiten betrieblicher und schaltungsmäßiger Art. Diese Schaltung ist daher in Er-

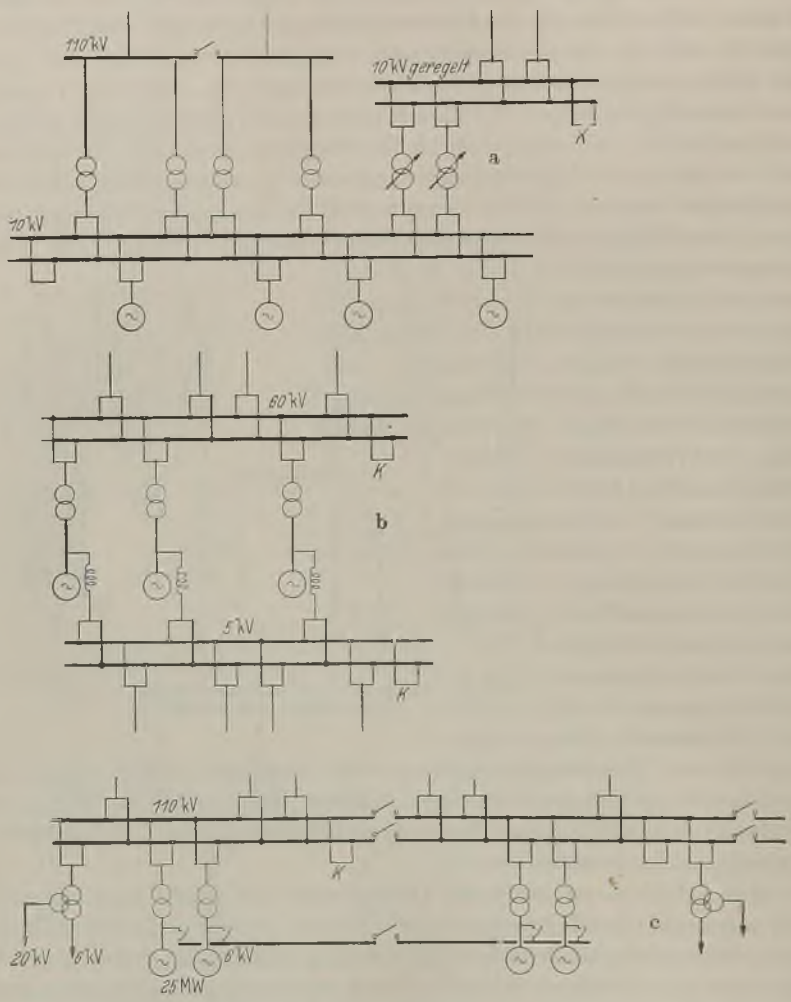


Abb. 77 aa—c. Grundsätzliche Schaltung des elektrischen Teiles (ohne Eigenversorgung). *K* Kupplungsschalter zwischen den Sammelschienen.

wägung zu ziehen, wenn z. B. zur Beheizung dieser Vorwärmestufe der Dampf einer gesteuerten Anzapfung der Hausturbine entnommen wird, wobei die Vorwärmer dampfseitig durch eine gemeinsame Sammelleitung verbunden werden (39).

c) Elektrische Schaltung.

Für den elektrischen Schaltplan ergeben sich je nach Zahl der angeschlossenen Leitungen, den Spannungen der angeschlossenen Netze, dem Verhältnis der in diese abzugebenden Leistungen zueinander, mannigfache Möglichkeiten. Trotzdem können auch hier einige Grundformen gekennzeichnet werden, die an Hand der Beispiele a—f der Abb. 77 erläutert werden sollen. Den Schaltungen a—c ist eine Generator-

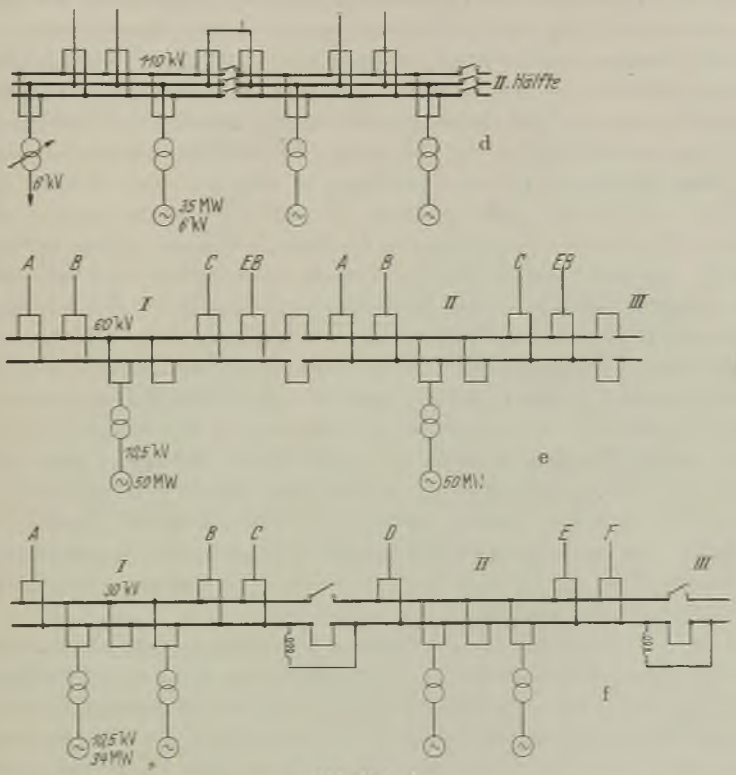


Abb. 77 d—f.

sammelschiene gemeinsam; in den Schemen d—f sind die Umspanner in Gruppenschaltung direkt ohne dazwischenliegende Querverbindung an die Generatoren angeschlossen.

Im Schema a ist die Schaltung eines Kraftwerkes dargestellt, bei dem die unterspannungsseitige Abgabe die auf der 100-kV-Seite wesentlich überwiegt. Hier sind Generator-Doppelsammelschienen vorgesehen, an denen die 10/100-kV-Aufspanner und über Spannungsregler (gleichzeitig als Reaktanz dienend) eine besondere Doppelsammelschiene für die geregelte 10-kV-Spannung angeschlossen sind. Da nur eine 100-kV-

Doppelleitung abgeht, ist auf der 100-kV-Seite auf eine Doppelsammelschiene verzichtet und lediglich die Auftrennung in zwei Abschnitte vorgesehen worden. Bei der Anlage nach Schema b hat die 5-kV-Abgabe gegenüber der oberspannungsseitigen Energielieferung nicht die Bedeutung wie im Falle a. Hier hat man die Lösung gewählt, die benötigte 5-kV-Leistung von den Generatorklemmen abzunehmen. Auf eine 5-kV-seitige Spannungsregelung wurde verzichtet. Es sind zwischen 5-kV-Doppelsammelschiene und Generatorklemmen zur Begrenzung des Kurzschlußstromes lediglich Drosselspulen eingeschaltet. Im Schema c hat die 6-kV-Schiene nur die Funktion einer Querverbindung, um den kreuzweisen Betrieb von Generatoren und Umspannern zu ermöglichen. Normalerweise sind die Schalter geöffnet und arbeiten die Generatoren in Gruppenschaltung auf die Umspanner. Diese Querschiene entspricht in ihrem Zweck der Querdampfleitung im Schema h der Abb. 72. Die an das Kraftwerk angeschlossenen 20- und 6-kV-Netze werden über einen 3-Wicklungs-Umspanner von der 100-kV-Schiene zurück versorgt. Die 6- und 20-kV-Schaltpläne sind nicht eingezeichnet worden. Diese hier gezeigte Lösung für die Mittelspannungsabgabe ist bei 2 Abgabespannungen die wirtschaftlichere und verdient allgemein auch bei einer Mittelspannungsabgabe den Vorzug, wenn es sich um einen verhältnismäßig kleinen Leistungsanteil handelt. Die 100-kV-Doppelsammelschienen sind hier in Abschnitte unterteilt, denen je 2 Generatoren mit einer entsprechenden Anzahl von abgehenden Leitungen zugeordnet sind. Die Unterteilung gibt eine größere betriebliche Beweglichkeit und ermöglicht den getrennten Betrieb von einer größeren Anzahl von Gruppen. Im vorliegenden Fall könnte z. B. jeder der 4 gezeichneten Generatoren auf ein für sich betriebenes, mit den anderen nicht parallel geschaltetes Netz arbeiten.

Der immer weiter greifende Zusammenschluß der Netze im Verbundbetrieb hat mit Rücksicht auf die Begrenzung der Kurzschlußströme und die verschiedenen Anforderungen an das Spannungsniveau zu Gruppenbetrieben und zu erhöhten Anforderungen an die Schaltmöglichkeiten der abgehenden Leitungen geführt. Die Doppelsammelschienenschaltung und deren Unterteilung genügt vielfach in solchen Netzen nicht mehr den Ansprüchen. Es hat sich hier das Dreifachsammelschienensystem in steigendem Maße eingeführt (Schema d). Man ging auch bereits einen Schritt weiter und griff in einzelnen Fällen zum Vierfachsammelschienensystem.

Die beiden Schemen e und f zeigen die Schaltbilder von zwei Großstadt-Kraftwerken, die sich grundsätzlich in folgenden Punkten voneinander unterscheiden:

1. Beim Werk nach Schema e ist jede Sammelschienengruppe, d. h. jeder Generator mit je einem der Speisepunkte A, B und C des Hoch-

spannungsnetzes verbunden. Beim Kraftwerk nach Schema f sind zwei Generatoren mit drei Abzweigen zu einer Sammelschienengruppe zusammengefaßt. Die abgehenden Leitungen sind jede auf eine andere Speisestelle des Netzes geschaltet. In Abb. 78 wurde versucht, den grundsätzlichen Unterschied in der Speisung des Netzes in den beiden Fällen zu veranschaulichen.

2. Im Falle e sind die beiden Sammelschienen gleichwertig. Im Falle f ist die untere Sammelschiene als Hauptsammelschiene, die obere als Hilfssammelschiene anzusehen. Die Kupplung der Abschnitte der letzteren erfolgt nur über Trennschalter. Für die Kupplung der Hauptsammelschienenabschnitte I, II und III usw. sind zwei Möglichkeiten

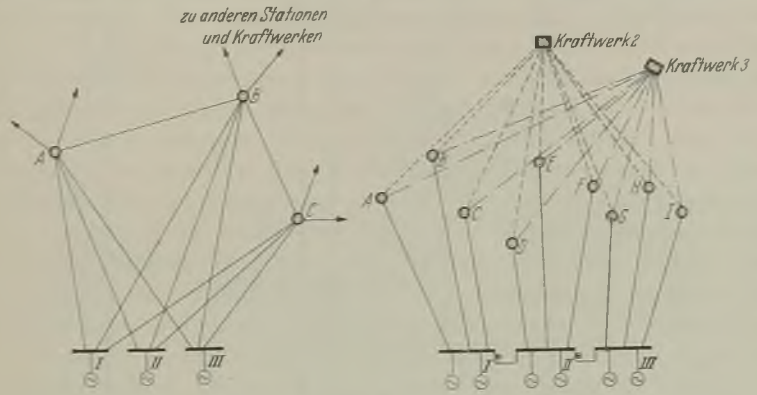


Abb. 78. Schaltplan der an die Kraftwerke *d* und *f* der Abb. 77 angeschlossenen Netze.

vorgesehen, und zwar einmal direkt über Leistungsschalter, das andere Mal über Drosselspulen.

3. Im Falle e ist im normalen Betrieb die Trennung der Sammelschienenabschnitte gedacht; im Falle f sind sie normalerweise über die Drosselspulen parallel geschaltet. Für den Fall, daß bei geringer Belastung die Maschinen einer Gruppe stillgesetzt und die abgehenden Leitungen von der Nachbargruppe mitbeliefert werden sollen, können die Gruppen über die andere Kupplung direkt miteinander verbunden werden, so daß die Spannungsverluste in den Drosseln vermieden werden.

Die Gegenüberstellung dieser beiden Schaltungen zeigt, wie die Gestaltung des angeschlossenen Netzes und der für dieses vorgesehene Betriebsplan die Schaltung des elektrischen Teiles des Kraftwerks in ihrem grundsätzlichen Aufbau beeinflussen kann.

d) Beispiel für eine nach einheitlichen Gesichtspunkten durchgebildete Gesamtschaltung eines Kraftwerkes.

Eingangs dieses Abschnittes wurde darauf hingewiesen, wie wichtig es ist, den Entwurf des Schaltplanes für das gesamte Kraftwerk vom

Kessel bis zu den Leitungsabzweigen nach einem einheitlichen übergeordneten Gesichtspunkt vorzunehmen. Es soll hier noch ein Beispiel

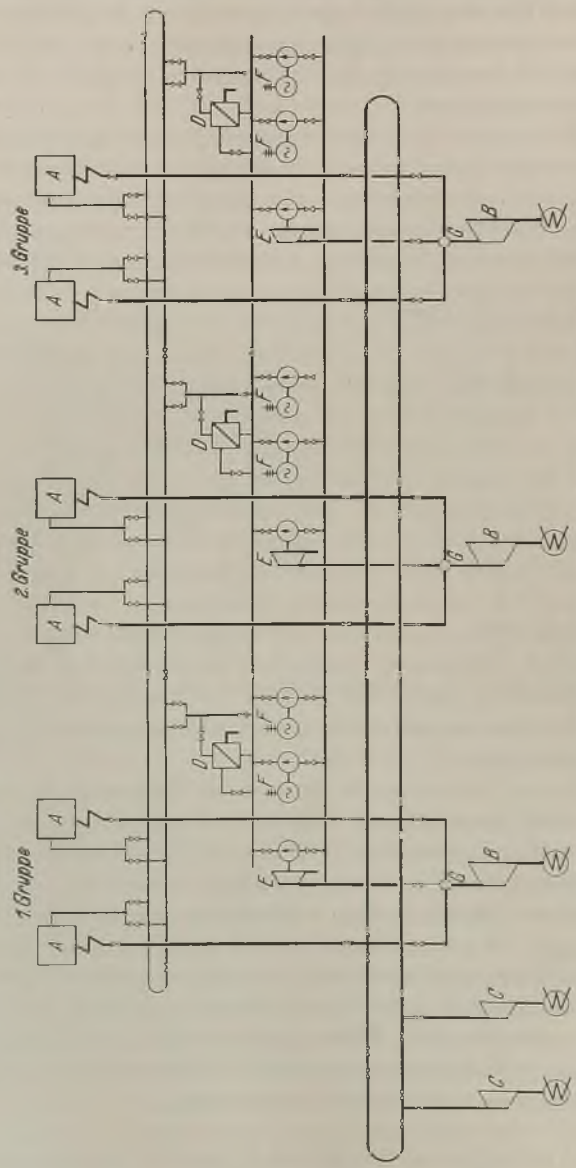


Abb. 79. Dampf- und speisewasserseitige Schaltung eines Kraftwerkes.
A = Kessel; B = Hauptturbine; C = Hilfsturbine; D = Vorwärmer; E = Turbospeisepumpe; F = Motorspeisepumpe; G = Dampf- und Wasserabscheider.

gebracht werden, bei dem diese Forderung in weitgehendstem Maße erfüllt worden ist. In Abb. 79 ist die dampf- und speisewasserseitige Schaltung eines großen Kraftwerkes wiedergegeben, dessen erster Ausbau

drei Einheiten zu je 50 MW umfaßt. Es sind zwei Kessel je Hauptturbine zugeordnet, daneben noch zwei Hausturbinensätze aufgestellt, die als reine Kondensationsmaschinen ohne Anzapfung für Speisewasservorwärmung gebaut sind. Jeder Betriebsgruppe sind eine dampfangetriebene und zwei elektrische Kesselspeisepumpen zugeordnet. Die Speisewasserschaltung zwischen Kondensat- und Kesselspeisepumpe ist in der Zeichnung weggelassen worden; sie ähnelt, abgesehen von der Entgaser- und Verdampferschaltung, der Abb. 74. In diesem Falle ist jeder Gruppe eine besondere Entgaser- und Verdampferanlage zugeordnet. Bei diesen großen Einheiten ist die Aufteilung der Hilfseinrichtungen auf jede Gruppe wirtschaftlich vertretbar. Hinter den Speisepumpen liegt der Hochdruckvorwärmer (4. Vorwärmestufe), dessen Einschaltung hier keine Schwierigkeiten macht, weil jeder Turbine eine eigene Speisepumpe zugeteilt ist. Schon dieses Schaltbild läßt die folgerichtige Durchbildung der Gruppenschaltung bis zu den Hilfseinrichtungen erkennen, die auch betrieblich durchgeführt wird, wenn die beiden Hausturbinensätze stillstehen und die Versorgung des Eigenbedarfes über den Netzumspanner bzw. vom alten Werk aus geschieht. Diese gruppenweise Auftrennung wird noch klarer, wenn man das zugehörige elektrische Schaltbild Abb. 77e betrachtet. Auch hier die Auftrennung in der Anzahl der Generatoren entsprechende Gruppen. Der Grundgedanke der elektrischen Schaltung ist derselbe wie der den Aufbau der Dampf- und Speisewasserschaltung bestimmende. Es ist hier tatsächlich möglich, von der Kohlenmahlanlage bis zu den drei Speisepunkten im Netz das Kraftwerk als drei voneinander vollkommen unabhängige Anlagen mit je 50 MW zu betreiben.

14. Gesichtspunkte für die Wahl der Kessel- und Maschinenzahl.

Neben der Wahl des Dampfzustandes und der Bemessung der Vorwärmung ist, wie im 9. Abschnitt erwähnt, die Festlegung der Maschinen- und Kesselzahl die weitere im Zuge der inneren Auslegung des Kraftwerkes zu treffende, grundsätzliche Entscheidung. Sie wird durch wirtschaftliche und betriebliche Erwägungen bedingt.

Es sei zunächst die wirtschaftliche Seite der Frage betrachtet. In Abb. 80 ist beispielsweise der Verlauf der Anlagekosten von Kesseln mit Staubfeuerung (Dampfzustand 65 at, 500° C) und von zweigehäusigen Turbosätzen für Frischwasserkühlung (55 at, 485° C) mit Hilfseinrichtungen und Gebäudekostenanteil in Abhängigkeit von der Leistung der Einheiten nach Angebotsunterlagen aufgetragen. In die Kosten für die Kessel sind das Kesselhaus, die Fundamente und die Bunker eingeschlossen. Die Kosten für die Maschinensätze enthalten ebenfalls den

baulichen Teil einschl. Hilfsmaschinenhaus, sowie die im Freien neben der Maschinenhauswand aufgestellten Umspanner mit elektrischem Zubehör. Auch dieses Diagramm läßt, ebenso wie die Abb. 17, den flacheren Verlauf der Anlagekostenkurve für die Kessel (a_k) gegenüber der für die Maschinen (a_m) erkennen. Die Umrechnung der Anlagekosten der Kessel auf die elektrische Leistungsabgabe erfolgte unter Zugrundelegung eines spezifischen Dampfverbrauches von 3,95 kg/kWh bei einer Leistung von 35 MW und unter Berücksichtigung der Maschinenwirkungsgrade η_m bei anderen Leistungen.

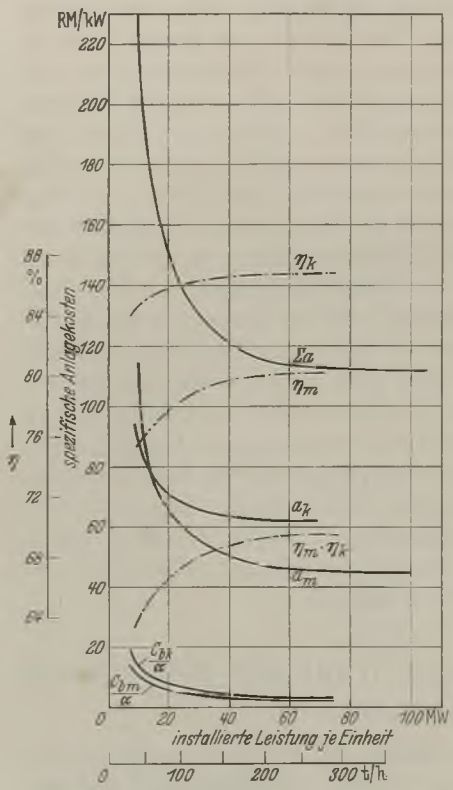


Abb. 80. Wirkungsgrade von Turbinensätzen (η_m) und Kesseln mit Staubfeuerung (η_k), sowie deren Anlagekosten (a_m, a_k) einschl. Zubehör und baulichem Teil in Abhängigkeit von der Leistung der Einheiten.

$$d_{Nx} = d_{35} \cdot \eta_{m35}/\eta_{mx}.$$

Die mittleren Wirkungsgradkurven für die Kessel (η_k) und Maschinensätze (η_m) sind ebenfalls in der Abb. 80 eingetragen.

Für die Ermittlung der wirtschaftlichen Aggregatzahl sind jedoch nicht die Anlagekosten, soweit sie von ihr abhängig sind, allein maßgebend, sondern es muß auch der leistungsabhängige Anteil der Bedienungs- und Unterhaltskosten (c_b) berücksichtigt werden. Der arbeitsabhängige Anteil ist von der Aggregatzahl praktisch unabhängig. An Hand von zur Verfügung stehenden Erfahrungszahlen ausgeführter Anlagen wurde in der Abb. 80 versucht, auch diesen leistungsabhängigen Anteil in Abhängigkeit von der Größe der Einheiten, und zwar getrennt für Kessel- und Maschinenanlage, zu erfassen. Um sie zu den Anlagekosten hinzuzählen zu können, wurden die Kosten kapitalisiert (c_b/α), wobei für den Jahresfaktor α wieder ein Wert von 0,142 eingesetzt wurde. Nimmt man zunächst den Fall an, daß ein Kessel einem Turbinensatz zugeordnet wird, so kann man die Kostensumme Σa bilden:

$$\Sigma a = a_m + a_k + c_{bm}/\alpha + c_{bk}/\alpha \text{ RM./kW.}$$

Sie erfaßt die von der Aggregatzahl abhängigen Kosten je inst. kW und ist in Abb. 80 eingezeichnet worden. Ebenso enthält das Schaltbild auch die resultierende Wirkungsgradkurve $\eta_m \cdot \eta_k$.

Die wirtschaftliche Aggregatzahl wird sich für den Fall ergeben, für den die Gestehungskosten der elektrischen Energie ein Minimum werden. In Anlehnung an die Formel 1) kann man die Beziehung für die Gestehungskosten k auch wie folgt anschreiben, wenn man die Kostenglieder in solche, die von der Aggregatzahl abhängig sind, und solche, die durch sie nicht beeinflußt werden, aufteilt:

$$k = \frac{100\,\alpha \cdot \Sigma a \cdot r\,(1+\varepsilon)}{t} + w_0 \cdot \delta \cdot p_w \cdot 10^{-4}$$
$$+ 100\,\alpha \cdot \frac{a_0\,(1+\varepsilon)}{t} + b \text{ [Rpf./kWh]}.$$

Die beiden letzten Glieder der Formel erfassen die von der Aggregatzahl unabhängigen Kosten (die kapitalabhängigen Kosten der übrigen Anlageteile und die arbeitsabhängigen Bedienungskosten). Da der Reservefaktor r mit der Aggregatzahl veränderlich ist, so seien hier die Anlagekosten auf die höchste Leistungsabgabe bezogen ($r \cdot \Sigma a$). Entsprechend Seite 18 erreichen die Gestehungskosten ein Minimum, wenn

$$\frac{d\,k}{d\,(r\,\Sigma a)} = 0$$

ist.

$$\frac{d\,k}{d\,(r\,\Sigma a)} = \frac{100\,\alpha\,(1+\varepsilon)}{t} + \frac{d\,w_0}{d\,(r\,\Sigma a)} \cdot \delta \cdot p_w \cdot 10^{-4} = 0$$

$$\frac{d\,w_0}{d\,(r\,\Sigma a)} = -\frac{\alpha\,(1+\varepsilon)}{t \cdot p_w} \cdot \frac{10^6}{\delta}.$$

Setzt man für $\alpha\,(1+\varepsilon)$ wieder 0,15, so lautet das Kriterium für die optimalen Gestehungskosten

$$\frac{d\,w_0}{d\,(r\,\Sigma a)} = -\frac{0{,}15}{t \cdot p_w} \cdot \frac{10^6}{\delta} \qquad 8)$$

Um den Differentialquotienten $d\,w_0/d\,(r\,\Sigma a)$ ermitteln zu können, müssen zunächst die Kurven

$$r \cdot \Sigma a = f\,(w)$$

aufgezeichnet werden. Der spezifische Wärmeverbrauch w_0 läßt sich mit Hilfe der Kurve $\eta_m \cdot \eta_k$ aus Abb. 80 in Abhängigkeit von der Aggregatgröße errechnen, wenn man vom Wärmeverbrauch bei einer bestimmten Leistung der Einheit ausgeht. Legt man diesen z. B. für eine Aggregatleistung von 35 MW gemäß Abb. 61 mit 3135 kcal/kWh fest, so kann der Wärmeverbrauch w_{0x} für andere Leistungen aus der Beziehung

$$w_{0x} = 3135 \cdot \frac{0{,}684}{\eta_{mx} \cdot \eta_{kx}} = \frac{2150}{\eta_{mx} \cdot \eta_{kx}}$$

errechnet werden, wobei der Wert 0,684 das Produkt $\eta_m \cdot \eta_k$ für 35 MW nach Abb. 80 darstellt. Es seien nun als installierte Kraftwerksleistungen

50, 100, 200 und 300 MW angenommen und die Aggregatzahlen zwischen $z = 2$ (bzw. $z = 3$ bei $N_i = 300$ MW) und $z = 7$ verändert. Nun sind noch Angaben über den Reservefaktor r zu machen. Der eine Fall wäre der, daß der Reservefaktor 1 ist, die volle installierte Leistung also ausgefahren wird. Für diesen Fall zeigen bereits die Kurven der Abb. 80, daß hier wirtschaftlich gesehen eine kleine Aggregatzahl anzustreben ist; denn mit abnehmender Anzahl der Einheiten werden sowohl die Anlagekosten, als auch der Wärmeverbrauch kleiner. Es müssen sich somit bei weniger Einheiten nach Formel 8) niedrigere Gestehungskosten ergeben. Eine Grenze der Herabsetzung der Aggregatzahl ist bei sehr kleinen Benutzungsdauern durch den dann mit Verringerung der Aggregatzahl rasch steigenden Verlustfaktor δ gegeben. Der im Verbundbetrieb häufiger vorkommende und als normal zu bezeichnende Fall ist jedoch der, daß die installierte Leistung normal nicht voll ausgefahren, sondern die Leistung einer Einheit als Reserve gehalten wird. Der Reservefaktor r ist dann von der Aggregatzahl abhängig und ändert sich von $r = 2$ bei $z = 2$ auf $r = 1{,}2$ bei $z = 6$. In der Abb. 81 sind für diesen Fall die Kurven $r\,\Sigma a = f\,(w_0)$ für die oben angegebenen inst. Kraftwerksleistungen eingezeichnet. Die auf den Kurven eingetragenen bezifferten Punkte geben jeweils die Aggregatzahl an, für die die entsprechenden zusammengehörigen Werte w_0 und $r\,\Sigma a$ gelten.

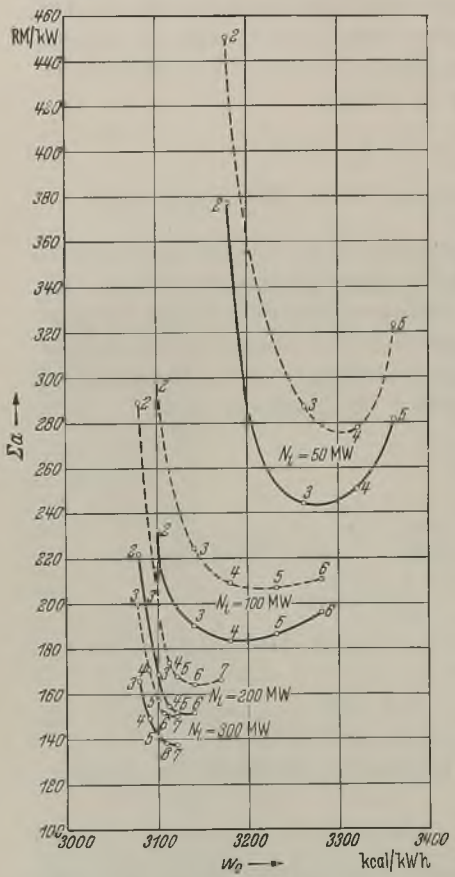


Abb. 81. Zusammenhang zwischen den spez. Anlagekosten Σa von Kessel- und Maschinenanlage und dem spez. Wärmeverbrauch w_0 bei Auslegungslast in Abhängigkeit von der Aggregatzahl und der Kraftwerksgröße.

Aus dieser Abb. 81 lassen sich für die Wahl der Aggregatzahlen folgende Schlüsse ziehen. Da für eine zur Abszissenachse parallele Tangente an die Kurven

$$d\,w_0/d\,(r\,\Sigma a) = \infty$$

wird, die rechte Seite der Formel 8) jedoch einen endlichen Wert dar-

stellt, so kommen nur die links vom Berührungspunkt der horizontalen Tangente liegenden Kurvenzweige in Frage. Das bedeutet also, daß bei dem angenommenen Dampfzustand für eine inst. Kraftwerksleistung von

50	100	200	300 MW höchstens
3	4	5	6 Einheiten

in Frage kommen. Ermittelt man durch Ziehen der Tangente an die Kurven die Differentialquotienten $d\,w_0/d\,(r\,\Sigma a)$, so erhält man diese zu folgenden Werten:

N_i	50 MW	100 MW	200 MW	300 MW
$z = 2$	0,067	0,93	0,156	—
$z = 3$	12,1	3,35	0,56	0,425
$z = 4$	—	42	1,46	1,08
$z = 5$			9	1,85
$z = 6$				3,36

Es ist nun festzustellen, welcher Bereich für $d\,w_0/d\,(r\,\Sigma a)$ zahlenmäßig praktisch in Frage kommt. Die untere Grenze erhält man nach Formel 8), wenn man sehr hohe Benutzungsdauern und Wärmepreise, die obere Grenze, wenn man sehr niedrige Benutzungsdauern und ebensolche Wärmepreise einsetzt. Die Werte erhält man, wenn man die aus der Abb. 10 für $r = 1$ abzulesenden kalorischen Kostenäquivalentzahlen durch den Verlustfaktor δ (nach Abb. 6) dividiert.

	Benutzungsdauer t h	Wärmepreis p_w RM/10^6 kcal	$\varkappa = \frac{0{,}15 \cdot 10^6}{t \cdot p_w}$	Verlustfaktor δ	$\frac{d\,w_0}{d\,(r\,\Sigma a)}$
untere Werte	8000	3,5	5,35	1—1,02	5,25—5,35
obere Werte	1000	1,0	150	1,15—1,35	110—130

Aus dem Vergleich dieser zulässigen Werte für $d\,w_0/d\,(r\,\Sigma a)$ mit den oben angegebenen aus den Kurven Abb. 81 ermittelten ergeben sich folgende wirtschaftliche Aggregatzahlen:

Install. Leistung	50 MW	100 MW	200 MW	300 MW
Wirtschaftliche Aggregatzahlen . .	3	3—4	4—5	6
Leistung der Einheiten . . . MW	17	33—25	50—40	50

Die geringere Aggregatzahl gilt für hohe und die größere für niedrige Benutzungsdauern. Bei Beurteilung dieser Ergebnisse muß noch beachtet werden, daß die Kostenkurven in Abb. 80 für ein bestimmtes Auslegungsverhältnis gelten. Das Auslegungsverhältnis ändert sich aber sowohl mit der Benutzungsdauer als auch mit dem Reservefaktor und der Aggregatzahl (siehe 3. Abschn.). Es werden daher bei kleineren Aggregatzahlen und damit niedrigen Auslegungsverhältnissen die An-

lagekosten der Einheiten sich gegenüber den in Abb. 80 eingetragenen Werten verringern. Dies bedeutet eine Verschiebung der wirtschaftlichen Aggregatzahl besonders bei kleineren Benutzungsdauern eher zum niedrigeren Wert hin.

Der vorstehenden Untersuchung lag ein Dampfzustand von 65 at, 500° C am Kessel zugrunde. Der Verlauf der Wirkungsgradkurve der Turbosätze ist in starkem Maße vom Dampfdruck abhängig. Die Kurve verläuft bei niedrigeren Drücken flacher, bei höheren stärker gekrümmt. Dies hat eigentlich zur Folge, daß bei niedrigeren Dampfdrücken größere Aggregatzahlen, bei höheren Dampfdrücken kleinere sich als wirtschaftlich ergeben werden. Das Verhältnis der in den Tabellen enthaltenen Zahlen zueinander läßt jedoch den Schluß zu, daß im allgemeinen die oben angegebenen wirtschaftlichen Aggregatzahlen zutreffen werden.

Die Untersuchung bezog sich außerdem auf eine Kesselzuordnungszahl 1. Es ist nun die Frage zu beantworten, unter welchen Voraussetzungen der Übergang auf eine Kesselzuordnungszahl 2 wirtschaftlicher erscheint, wenn man wieder von der Annahme ausgeht, daß die Leistung eines Kesselaggregates als Reserve dienen soll. Die Anlagekosten ($r\,\Sigma a'$) ergeben sich zu

$$(r\,\Sigma a') = r_m\,(a_m + c_{bm}/\alpha) + r_k\,(a_k + c_{bk}/\alpha)\ \text{RM./kW.}$$

Hierbei sind die Anlagekosten für eine Kesselleistung entsprechend der halben Maschinenleistung einzusetzen. Ebenso ist bei Bestimmung des Wärmeverbrauchs hierauf Rücksicht zu nehmen. Die Differenz der Anlagekosten ist wieder Δa, die des Wärmeverbrauchs Δw_0. Es wird wieder $\Delta w_0/\Delta a$ bestimmt und in ganz analoger Weise, wie auf Seite 107 und in Abb. 71 ermittelt, unter welcher Grenze ein Übergang auf zwei Kesseleinheiten je Maschinensatz wirtschaftlicher ist. Die Berechnung von $\Delta w_0/\Delta a$ ist in der nachstehenden Tabelle durchgeführt, und zwar für die oben als wirtschaftlich ermittelten Maschinenzahlen. Die Tabelle zeigt, daß lediglich in zwei Fällen, und zwar bei einer inst. Leistung von 100 MW mit 3 Maschinen und von 200 MW mit 4 Maschinen die Anlagekosten durch Teilung der Kesselleistung gesenkt werden können. Hiervon ist aber nur der erste Fall von praktischer Bedeutung, denn, wie ein Vergleich mit den Werten der Zahlentafel S. 127 erkennen läßt, ist bei 200 MW und 4 Maschinen ein Übergang auf 8 Kessel erst wirtschaftlich in einem Bereich, in dem es richtiger ist, 5 Maschinen aufzustellen. Hierfür würden aber 2 Kessel je Turbine höhere Gestehungskosten ergeben. Für den Fall 100 MW mit 3 Maschinen ist die Unterteilung der Kesselleistung wirtschaftlicher, wenn

$$p_w < 0{,}15/6{,}7\ \text{t} \cdot 10^6/\delta$$

ist. Dies trifft fast für den gesamten praktisch in Frage kommenden

Install. Kraftwerksleistung MW		50	100		200		300
Maschinenzahl		3	3	4	4	5	6
Maschinenleistung	MW	17	33	25	50	40	50
Kesselleistung	MW	8,5	16,5	12,5	25	20	25
Reservefaktor r_m		1,5	1,5	1,33	1,33	1,25	1,2
Reservefaktor r_k		1,2	1,2	1,14	1,14	1,11	1,09
Kosten $r_m\,(a_m + c_{bm}/\alpha)$	RM./kW	117	85,5	85,5	66,5	68	60
Kosten $r_k\,(a_k + c_{bk}/\alpha)$	RM./kW	146	100	102	84,2	88	80,5
Anlagekosten $(r \cdot a')$	RM./kW	263	185,5	187,5	150,7	156	140,5
Anlagekosten bei Kesselzuordnungszahl 1	RM./kW	244	190	184	154	151	139
$\Delta a = r \cdot a - r \cdot a'$	RM./kW	—19	$\boxed{+4,5}$	—3,5	$\boxed{+3,3}$	—5	—0,5
Maschinenwirkungsgrad η_m	%	77,2	79,3	78,5	80	79,7	80
Kesselwirkungsgrad η_k	%	84,2	85,6	85	86,1	85,8	86,1
$\eta_m \cdot \eta_k$	%	65	68	66,8	68,9	68,2	68,9
Wärmeverbrauch w_0' bei Kesselzuordnungszahl 2	kcal/kWh	3310	3170	3220	3130	3150	3130
Wärmeverbrauch w_0 bei Kesselzuordnungszahl 1	kcal/kWh	3260	3140	3180	3100	3120	3100
$\Delta w_0 = w_0' - w_0$	kcal/kWh	50	30	40	30	30	30
$\Delta w_0/\Delta a$	kcal/h RM.	—	—6,7	—	—9,1	—	—

Bereich zu. Nur bei kleinen Benutzungsdauern wird nach Zahlentafel S. 127 der Übergang auf 4 Maschineneinheiten wirtschaftlicher sein, wobei aber dann ein Kessel je Turbine nach diesen Berechnungen günstiger ist.

Neben der rein wirtschaftlichen Seite ist auch die betriebliche zu berücksichtigen. Der Übergang auf 2 Kessel je Turbine kann besonders bei größeren Ausbauleistungen notwendig sein, falls in der Belastung des Kraftwerkes große Unterschiede zu erwarten sind und z. B. die Nachtlast gegenüber der Taglast sehr klein ist, also ein sehr großer Regelbereich verlangt wird. Bedingen Brennstoffbeschaffenheit, Aufstellungsort und Betriebsumstände Rostfeuerung, so ist die Kesselleistung nach oben durch die Ausführbarkeit der Roste begrenzt und zwingt bei größeren Maschinenleistungen zur Unterteilung der Kesselleistung je Maschine.

Betriebliche Gründe sind es auch, die, wie schon erwähnt, dazu führen können, daß ein zusätzlicher Reservekessel aufgestellt wird. Wie sich eine solche Maßnahme auf die wirtschaftliche Aggregatzahl auswirkt, ist unter Zugrundelegung derselben Ausgangswerte (Abb. 80) ebenfalls untersucht worden. Die hierfür gültigen $a - w_0$-Kurven sind in Abb. 81 strichliert eingetragen, und zwar wieder für den Fall, daß ein Betriebskessel jeder Turbine zugeordnet und ein weiterer Kessel als Reserve aufgestellt wird. In sinngemäßer Weise wie vorhin ergeben sich hierbei folgende wirtschaftlichen Maschinenzahlen:

Install. Kraftwerksleistung	50	100	200	300 MW
Install. Maschinenzahl	3	4	5—6	6—7

Die größeren Zahlen gelten wieder für kleinere Benutzungsdauern.

Man sieht, daß sich die Aufstellung eines weiteren Kessels im Sinne einer Erhöhung der Aggregatzahl auswirkt. Es sei auch für diesen Fall noch die Zweckmäßigkeit einer Aufteilung der Kesselleistung auf 2 Einheiten je Maschinensatz untersucht. Die Berechnung erfolgte in gleicher Weise wie nach Zahlentafel. Das Ergebnis ist folgendes:

Install. Kraftwerksleistung MW		50	100	200		300	
Maschinenzahl		3	4	5	6	6	7
Δw_0	kcal/kWh	50	30	30	20	30	5
Δa	RM./kW	0	9,5	4,5	—2	5,5	0,5
$\Delta w_0/\Delta a$		—	3,15	6,7	—	5,5	10

Es ist demnach bei 50 MW die Unterteilung nicht am Platze, ebensowenig bei 200 MW Ausbauleistung und kleinen Benutzungsdauern ($z = 6$). In allen anderen Fällen ist die Unterteilung wirtschaftlich zweckmäßig. Erscheint es also betrieblich notwendig, einen weiteren Reservekessel aufzustellen, so wird im allgemeinen, abgesehen von sehr kleinen Ausbauleistungen, die Wahl von 2 Kesseln je Turbine richtig sein. Wenn auch von Fall zu Fall die Entscheidung über die Kessel- und Maschinenzahl — besonders bei kleinen Benutzungsdauern — eine besondere Untersuchung bedingt, so geben die vorstehenden Ausführungen doch ein allgemeines Bild über deren Abhängigkeit von Kraftwerksgröße, Reservefaktor und Benutzungsdauer.

15. Die Eigenversorgung des Kraftwerkes.

Die Eigenversorgung von Dampfkraftwerken gewann in dem Maße erhöhte Bedeutung, als die technische Entwicklung der Betriebsmittel, vor allem die Steigerung der Einheitsleistungen, zu einer immer größeren Mechanisierung führte. Während früher die Kondensat-, Kühlwasser- und Kesselspeisepumpen sowie die Einrichtungen zur Luftabsaugung praktisch die einzigen Energieverbraucher waren — die Kessel wurden von Hand mit Brennstoff beschickt und man begnügte sich mit natürlichem Schornsteinzug —, finden wir heute in modernen Dampfkraftwerken Hilfsbetriebe, die nicht nur an Zahl, sondern auch an Einzelleistung den früher gekannten Umfang der Eigenantriebe um ein Vielfaches übersteigen. Diese Steigerung des Eigenbedarfes betrifft vor allem die Dampferzeugungsanlage. Alle Fördervorgänge für Kohle, Asche und Schlacke sind heute maschinell. Hinzu tritt der Energiebedarf für die Rauchgas- und Luftfortleitung, für die bei größeren Kesseln der natürliche Zug nicht genügt, ferner der Arbeitsaufwand für die Aufbereitung des Brennstoffes (Staubfeuerung). Der Bedarf der Speisepumpen ist infolge der Druckerhöhung und der Speisung der Kessel mit warmem Wasser erheblich gestiegen.

Diese Entwicklung hat dazu geführt, daß heute 60 bis 80 % des gesamten Eigenbedarfes eines Dampfkraftwerkes auf die Dampferzeugungsanlage entfallen. Nach Erfahrungszahlen von ausgeführten neuzeitlichen Anlagen muß mit einer installierten Eigenleistung von 15 bis 20 kW je t stündlicher Dampferzeugung gerechnet werden. Diese wachsende Bedeutung des Eigenbedarfes mußte zwangläufig zu einer Erhöhung der Ansprüche, die an ihn zu stellen sind, führen. Die zunehmende Mechanisierung bedeutet eine erhöhte Abhängigkeit der Energieerzeugung von dem sicheren Arbeiten der an Anzahl und Größe wesentlich gesteigerten Hilfsbetriebe. Die Sicherstellung des Eigenbedarfes auch bei Ausfall von Hauptmaschinensätzen oder in der Dampferzeugung ist daher die an erster Stelle stehende Forderung an die Eigenversorgung eines Kraftwerkes.

Die erhöhte Eigenleistung bedeutet bei gleicher nutzbarer Abgabe einen entsprechenden Mehraufwand an Brennstoff und Anlagekosten; sie verteuert den Gestehungspreis der nutzbar abgegebenen elektrischen Energie. Man muß dabei bedenken, daß der Eigenbedarf eines Dampfkraftwerkes mit 65 bis 80 at Kesseldruck je nach Bauweise der Kessel und Feuerungsart etwa zwischen 3,5 und 8 % der erzeugten Höchstleistung liegt und den Brennstoffkostenanteil entsprechend belastet. Die installierte Eigenbedarfsleistung ist wegen der notwendigen Reserve noch höher. Sie ist maßgebend für die Anlagekosten. Bei den in Abb. 124 und Abb. 123 dargestellten Beispielen beträgt der Anteil der Eigenantriebe mit zugehörigen Schalteinrichtungen und Leitungen 6 % bzw. 5 % der Anlagekosten des gesamten Kraftwerkes. Je kW Eigenleistung — soweit sie während der Spitze zur Verfügung sein muß — ergeben sich Anlagekosten von 390 bzw. 365 RM. Diesen Beträgen sind noch die Anlagekosten für die Erzeugung der Eigenbedarfsleistung zur Zeit der höchsten Belastung hinzuzuschlagen. Für sie sind bei elektrischen Antrieben die gesamten Kraftwerkskosten je kW, bei Dampfantrieben diejenigen für die Dampferzeugungsanlage maßgebend. Einschließlich der Leistungserzeugung für den Eigenbedarf erhält man für die beiden behandelten Fälle Anlagekosten von 615 bzw. 500 RM. je inst. kW Eigenbedarf. Schult (41) rechnete in seinen Untersuchungen mit einem Betrag von 500 RM. je kW inst. Eigenleistung. Unter Berücksichtigung des Aufwandes für die Leistungserzeugung beträgt der Anteil der Eigenversorgung an den Errichtungskosten des Kraftwerkes für die beiden Beispiele 9,5 bzw. 8 %. Diese Zahlen zeigen, daß die Forderung nach wirtschaftlicher Auslegung des Eigenbedarfs seine Berechtigung hat.

Neben den Forderungen nach Sicherheit und Wirtschaftlichkeit sind bei Wahl der Antriebe und Entwurf der Eigenbedarfsversorgung noch folgende Gesichtspunkte zu beachten: Gute Regelbarkeit und zweckentsprechendes betriebliches Verhalten, wobei unter letzterem vor allem

Betriebsbereitschaft, gute Anfahrbedingungen, Verriegelungsmöglichkeiten gegen falsches Anlassen zu verstehen sind.

Die Forderung nach Sicherstellung und Wirtschaftlichkeit einerseits, die Auswirkung der Auslegung der Betriebsgruppen und der Kraftwerkschaltung auf die Eigenversorgung andererseits, lassen es nicht zu, die Eigenversorgung als Gegenstand der Einzelplanung zu betrachten. Ihre organische Eingliederung in die Kraftwerkschaltung muß im Rahmen der Gesamtplanung des Kraftwerkes unter Beachtung ihres Zusammenhanges mit der Auslegung der Bauelemente erfolgen. Von der Gestaltung der Eigenversorgung hängt auch die räumliche Unterbringung der dazu erforderlichen Einrichtungen ab; sie beeinflußt den Querschnitts- und Grundrißentwurf des Krafthauses.

Die Eigenbedarfsantriebe lassen sich nach zwei Gesichtspunkten einteilen:

1. Hinsichtlich ihrer Betriebswichtigkeit in lebenswichtigen, begrenzt betriebsabhängigen, begrenzt betriebsunabhängigen und betriebsfreien Eigenbedarf,

2. hinsichtlich ihrer Verwendungsweise in gruppenabhängigen und kraftwerksabhängigen Eigenbedarf.

Die Einteilung nach 1 ist für die Wahl der Antriebsart und Energiezuführung von Wichtigkeit. Unter den lebenswichtigen Eigenbedarf, dessen Betriebsunterbrechung den Ausfall des zugehörigen Anlageteiles, ja des ganzen Kraftwerkes zur Folge hat, sind folgende Antriebe einzureihen:

Kesselspeisepumpen,
Rostantriebe,
Einzelmühlen,
Kohlenstaubförderschnecken,
Lüfter,
Kühlwasserpumpen,
Kondensat- und Strahlwasserpumpen,
Elektrische Fernbetätigung.

Als begrenzt betriebsabhängiger Eigenbedarf ist zu betrachten:

Die Verdampfer-Speisepumpen,
Rohwasserpumpen,
Transformatorenkühlung,
Kühlwasserreinigung.
Schieberantriebe.

Der begrenzt unabhängige Eigenbedarf umfaßt:

Rohkohlen- und Aschenförderanlage,
Zentrale Kohlenmahlanlage,
Beleuchtung,
Umformer für Batterieladung.

Zur letzten Gruppe, dem betriebsfreien Eigenbedarf, gehören:

Kräne und Aufzüge,
Kompressoren,
Werkzeugmaschinen,
Elektrische Heizung,
Ölreinigung.

Nach den vorliegenden Zahlen von sechs Kraftwerken macht der lebenswichtige Eigenbedarf im Mittel etwa 70% des gesamten Eigenbedarfes aus.

Die Einteilung nach 2 spielt schaltungsmäßig eine gewisse Rolle und ist auch für die analytische Erfassung der Höhe des Eigenbedarfes

bei verschiedenen Belastungen des Werkes von Bedeutung. Abhängig von einer Betriebsgruppe sind folgende Antriebe:

Rostantriebe,
Einzelmühlen,
Saugzüge und Lüfter,
Kondensat- und Strahlwasserpumpen,
Transformatorenkühlung.

Zum kraftwerksabhängigen Eigenbedarf sind zu zählen:

Kesselspeisepumpen, da im allgemeinen mindestens zwei parallel arbeiten bzw. eine in Betrieb befindliche Pumpe mehrere Kesseleinheiten versorgt,
Elektrische Fernbetätigung,
Rohwasserpumpen,
Kühlwasserreinigung,
Schieberantriebe,
Rohkohlen- und Ascheförderanlagen,
Zentralmahlanlage,
Beleuchtung,
Umformer für Batterieladung und die betriebsfreien Antriebe.

Zur einen oder anderen Art können gehören:

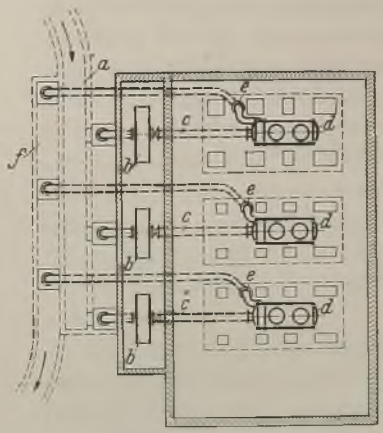
Verdampferspeisepumpen und Kühlwasserpumpen.

Letztere je nachdem, ob bei Frischwasserkühlung eine zentrale oder Gruppenkühlwasserversorgung gewählt wurde.

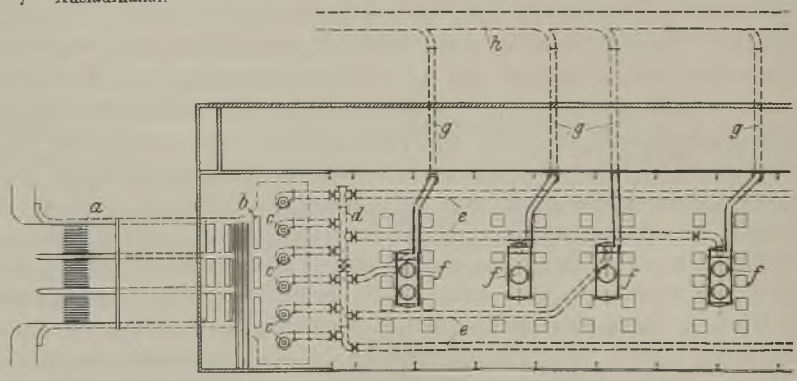
Bei der Gruppenanordnung der Kühlwasserversorgung (Abb. 82a) werden die Kühlwasserpumpen bei den zugehörigen Kondensatoren, bei der zentralen Anordnung (Abb. 82b) dagegen unabhängig von den Kondensatoren aufgestellt. Bei der Gruppenanordnung muß der Kühlwassereinlaufkanal bis an die Turbinen herangeführt werden. Sind große Höhenunterschiede zwischen Kraftwerksgelände und niedrigstem Niedrigwasser (NNW) vorhanden, so erfordern die dann tiefliegenden Einlaufkanäle erhebliche Baukosten. Bei solchen Verhältnissen verdient die zentrale Anordnung den Vorzug, da diese die Aufstellung der Pumpen im Einlaufbauwerk in nächster Nähe der Wasserentnahme ermöglicht. Bei einem Kostenvergleich muß allerdings berücksichtigt werden, daß die Verkürzung des Einlaufkanals eine Verlängerung der Rohrleitungen notwendig macht. Arbeiten die Pumpen auf eine Sammelleitung, so ist bei der zentralen Anordnung eine erheblich größere Zahl von Absperrorganen notwendig.

Durch die beiden Aufstellungsmöglichkeiten wird die Auslegung der Pumpensätze stark beeinflußt. Bei der Gruppenanordnung ist eine Vereinigung der Kühlwasserpumpen mit den anderen Kondensationshilfsmaschinen zu einem Aggregat möglich. Die zentrale Anordnung dagegen erfordert einen getrennten Antrieb der Kühlwasserpumpen. Im letzteren Falle hat man die Möglichkeit, Pumpen mit senkrechter Welle zu verwenden, welche Anordnung dann zweckmäßig ist, wenn die Höhenverhältnisse eine hochwasserfreie Aufstellung der Pumpen nicht zulassen.

Der Antrieb der Kühlwasserpumpen als lebenswichtiger Eigenbedarf muß so ausgebildet werden, daß eine Betriebsunterbrechung nicht eintritt. Bei der Gruppenanordnung ist es daher üblich, neben dem elektrischen Antrieb mit dem Pumpenaggregat noch eine Hilfsturbine zu kuppeln, die bei Ausfall des Elektromotors selbsttätig einspringt. In manchen Fällen dient auch die Turbine als Hauptantrieb und der Elektromotor als Hilfsantrieb. Bei größeren Turbineneinheiten wird die Sicherheit durch Verteilung der Pumpenleistungen auf zwei Sätze vergrößert, so daß es möglich ist, bei Ausfall eines Satzes den Turbosatz mit verringerter Last weiter zu betreiben. Die zentrale Anordnung dagegen gestattet, die Pumpen um- oder parallel zu schalten. Bei der zentralen Anordnung genügt daher für jeden Pumpensatz ein einziger Antrieb, für den hier wegen der Entfernung des Aufstellungsortes vom Krafthaus nur der elektrische in Frage kommt. Zur Erhöhung der Sicherheit ist man bestrebt, für die Pumpenmotoren mehrere Speisemöglichkeiten zu schaffen.



a) Gruppenanordnung.
a = Einlaufkanal,
b = Kühlwasserpumpe,
c = Kühlwasser-Druckleitung,
d = Kondensator,
e = Kühlwasser-Ablaufleitung,
f = Auslaufkanal.



b) Zentrale Anordnung.
a = Einkaufkanal mit Grobrechen,
b = Siebanlage,
c = Kühlwasserpumpen,
d = Kühlwasser-Sammelleitung,
e = Kühlwasser-Druckleitung,
f = Kondensator,
g = Kühlwasser-Ablaufleitung,
h = Auslaufkanal.

Abb. 82. Anordnung der Kühlwasserpumpen.

Die Kühlwasserpumpen gehören nach den Kesselhilfsbetrieben zu den größten Kraftverbrauchern. Man wird daher eine Anpassung der

Pumpenleistung an die Kraftwerksbelastung bzw. an die durch die Kühlwassertemperatur bedingte umzuwälzende Wassermenge anstreben. Dies ist bei der zentralen Anordnung durch Zu- und Abschalten von parallel arbeitenden Pumpen ohne weiteres möglich; denn hier ist die Zahl der mitlaufenden Pumpen lediglich durch die Gesamtbelastung des Kraftwerkes bestimmt. Vielfach wird die Pumpenleistung abgestuft, um sie den verschiedenen Kraftwerksbelastungen besser anpassen zu können. Bei der Gruppenanordnung besteht nur eine beschränkte Regelmöglichkeit in dem Fall, daß je Turbine zwei Pumpensätze vorgesehen sind. Bei Entwurf der Kühlwasserversorgung sind die hier erwähnten Gesichtspunkte, die für die eine oder andere Anordnung sprechen, gegeneinander abzuwägen.

Die Größe des Eigenbedarfes eines Dampfkraftwerkes ist in erster Linie vom Dampfdruck, der Kraftwerksleistung, der Kessel- und Maschinenzahl, der Kessel- und Feuerungsart, den Zugverhältnissen und vom Wirkungsgrad der Antriebsmaschinen selbst abhängig. Sie schwankt daher in weiten Grenzen. Wie schon eingangs erwähnt, wird der größte Teil der Eigenleistung durch die Dampferzeugungsanlage in Anspruch genommen. Ellrich (42) hat über die Größe des für die Dampferzeugung aufzuwendenden Eigenbedarfes eingehende Untersuchungen an 33 Anlagen angestellt und folgende mittlere Zahlen angegeben:

	Grenzen	Mittelwerte
Kohlenförderung	0,2···1,25	0,7 kWh/t Kohle
Kohlenaufbereitung		
a) Steinkohle (H = 7000 kcal/kg		
Zentral-Mahlanlage	21···25	23 ,, ,,
Einzelmühlen	15···20	18 ,, ,,
b) Braunkohle (H = 2250 kcal/kg)		
Zentral-Mahlanlage	10···15	13 ,, ,,
Einzelmühlen	5···10	8 ,, ,,
Krämermühlen	2,5···6	4 ,, ,,
Rostantriebe, Zuteileinrichtungen für Staubfeuerung		0,1 ,, Normaldampf
Gebläse siehe weiter unten		
Entstaubungsanlagen		
Elektrofilter	0,12···0,20	0,15 ,, ,,
Naßentstauber	0,15···0,30	0,23 ,, ,,
Entaschungsanlagen	0,2···0,4	0,3 ,, ,,
Kesselspeisepumpen siehe Abb. 83		

Zu der Zahlentafel ist noch folgendes zu bemerken:

Der Arbeitsaufwand für die Kohlenaufbereitung ist in hohem Maße vom Feinheitsgrad der Ausmahlung abhängig. Es können dadurch Unterschiede von etwa 2 kWh/t Kohle bei Steinkohle und bis etwa 4 kWh/t Kohle bei Braunkohle auftreten. In der Zahlentafel sind nicht enthalten Zahlen für Gebläse und Speisepumpen. Der Eigenbedarf der Gebläse, die neben den Erstluft- bzw. Unterwindgebläsen die Saugzug-

und Zweitluftgebläse umfassen, ist durch die Bauart des Kessels, die Feuerungsart, die Schornsteinhöhe, den Betriebszustand des Kessels und die Entstaubungseinrichtung des Kessels beeinflußt. Die Leistungswerte schwanken daher in sehr weiten Grenzen. Nach Zahlen von ausgeführten Anlagen liegt die erforderliche Gebläseantriebsleistung in kW, die bei höchster Dauerlast des Kessels benötigt wird, der Größenordnung nach in folgendem Bereich:

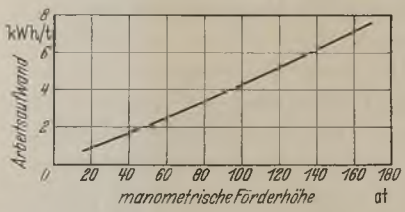


Abb. 83. Mittlerer Arbeitsaufwand für die Kesselspeisung in Abhängigkeit von der manometrischen Förderhöhe nach Ellrich.

bei Mitteldruckanlagen (15···40 at) 1,6···3 kW/t/h, im Mittel bei 2,3 kW/t/h höchster Dauerlast,

bei Höchstdruckanlagen (80···120 at) 2,6···4 kW/t/h, im Mittel bei 3,3 kW/t/h höchster Dauerlast.

Nach diesen Richtwerten hat z. B. ein Höchstdruckkessel für 125 t/h einen Leistungsaufwand für die Gebläse zwischen 325 und 500 kW aufzuweisen.

Auf die Auslegung der Kesselgebläse als nach der Speisepumpe größten Energieverbrauchern und auf deren Abstimmung mit der Auslegung des Kessels selbst ist besondere Sorgfalt zu verwenden. Die Leistungssteigerung der Kessel je m² Grundfläche hat einerseits zu einer Verbilligung der Kessel je t/h Dampfleistung, andererseits aber zu einer Erhöhung der Zugverluste und damit der Gebläse geführt. Alle Auslegungsänderungen am Kessel, sei es zur Verbesserung des Wirkungsgrades oder zur Senkung der Anlagekosten, wirken sich irgendwie auf die Höhe des Eigenbedarfes aus. In Abb. 84 ist z. B. angedeutet, wie sich die Anlagekosten eines 32-t/h-Kessels erniedrigen, wenn man die Rauchgasgeschwindigkeit steigert. Der Senkung des Kesselpreises stehen der größere Kapitaldienst und Brennstoffverbrauch für die Erhöhung des Eigenverbrauches der Gebläse gegenüber. Es ist Aufgabe der Kesselplanung, hier das wirtschaftlichste Verhältnis zwischen diesen beiden Kostengliedern zu finden. Abb. 85a zeigt, um wieviel % der Kesselwirkungsgrad verbessert werden müßte, um die Mehrausgaben für 1 % Eigenbedarfserhöhung zu rechtfertigen. Für die Berechnung wurden mittlere Werte zugrunde gelegt (43). Im rechten Diagramm ist der Eigenbedarfserhöhung eine Senkung der Anlagekosten der Kesselanlage gegenübergestellt. Beispielsweise ist bei einer Jahresbenutzungsdauer

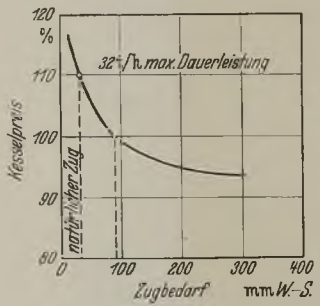
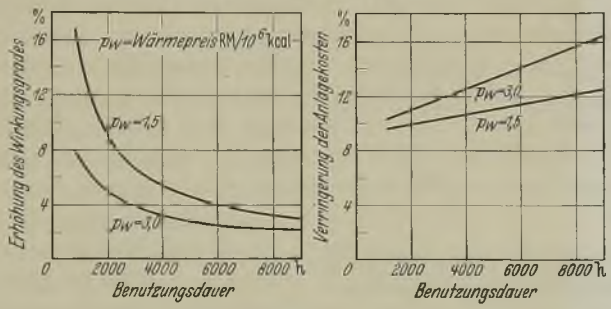


Abb. 84. Einfluß des Zuges auf den Kesselpreis.

von 3000 Stunden und einem Wärmepreis von 3 RM./10^6 kcal eine Wirkungsgradverbesserung um 4 % notwendig, um 1 % Eigenbedarfserhöhung zu rechtfertigen. Wenn man etwa beabsichtigt, die Anlagekosten der Kesselanlage dadurch zu senken, daß man den Kessel gedrängt baut und die Rauchgasgeschwindigkeit steigert, so erkennt man, daß 2 % Eigenbedarfserhöhung, die bald zustande kommen, nur berechtigt sein würden, wenn bei den gemachten Voraussetzungen eine Kostensenkung um mindestens 23 % erreichbar wäre. Diese Zusammenhänge



a b

Abb. 85a und b. Notwendige Verbesserung des Wirkungsgrades oder Senkung der Anlagekosten von Kesselanlagen je % der Eigenbedarfserhöhung.

verdienen Beachtung. Sie sollen davon abhalten, einzelne Anlageteile für sich zu betrachten, ohne sich über die Auswirkungen von Maßnahmen auf andere Klarheit zu verschaffen.

Der Kraftbedarf der Speisepumpen ist in erster Linie von der Druckhöhe, in zweiter Linie von der Speisewassertemperatur abhängig. In Abb. 83 ist der aus den Untersuchungen von Ellrich sich ergebende mittlere Arbeitsaufwand je t Speisewasser in Abhängigkeit von der manometrischen Förderhöhe aufgezeichnet. Um den Einfluß der Wassertemperatur auszuschalten, sind die Werte auf eine Speisewassertemperatur von 100° umgerechnet worden. Welchen Einfluß die Temperatur auf den Leistungsbedarf hat, ist bereits in Abb. 80 dargestellt worden.

Faßt man die verschiedenen hier erörterten Eigenverbrauchsantriebe der Dampferzeugungsanlage zusammen, so kann man überschlägig den gesamten Kraftbedarf der Kesselanlage etwa wie folgt ansetzen:

bei Mitteldruckanlagen (15···40 at) 3,5···7,5 kW/t/h, im Mittel bei 5,5 kW/t/h höchster Dauerleistung,

bei Höchstdruckanlagen (80···120 at) 9,5···13,5 kW/t/h, im Mittel bei 11,5 kW/t/h höchster Dauerleistung.

Für die Berechnung des mittleren Wärmeverbrauches des Kraftwerkes interessiert noch die Abhängigkeit des Kesseleigenbedarfes von

der Belastung. In der Abb. 86 ist der Zusammenhang zwischen dem Bedarf der gruppenabhängigen Kesselhilfsbetriebe und der Belastung auf Grund von Messungen an mehreren Kesseln aufgezeichnet. Man erkennt, daß die Kurven ziemlich stark streuen. Feuerungsart, aber auch Bauart und Auslegung der Gebläse sowie die Regelweise der Antriebsmotoren sind für den Verlauf der Leistungslinie von ausschlaggebender Bedeutung. In demselben Schaubild ist auch die Abhängigkeit des Leistungsbedarfes von einigen ausgeführten Speisepumpen als Funktion der Förderleistung eingetragen. Die Linien, die in Wirklichkeit schwach gekrümmt verlaufen, sind hier in ihrem Verlauf etwas idealisiert. Man sieht, daß der Leerlaufsverbrauch dieser Pumpen bei etwa 50 % der Leistungsaufnahme bei Vollast liegt. Bei Kraftwerken, die eine stark veränderliche Belastung zu erwarten haben, muß daher darauf gesehen werden, den Leistungsbedarf der Speisepumpenanlage bei Teillast des Werkes möglichst niedrig zu halten. In der Abb. 87 ist für ein solches Kraftwerk die Auswirkung der Leistungsabstufung von drei der vorhandenen Speisepumpen gezeigt. Neben den großen Speisepumpen sind noch einige kleinere aufgestellt worden, um den Teillastbetrieb wirtschaftlicher gestalten zu können. Die zweckmäßige Unterteilung der Pumpen erfordert auch vom Gesichtspunkt der Anlagekosten aus im Hinblick auf die Vorschriften für Speiseeinrichtungen von Kesselanlagen ein sorgfältiges Studium.

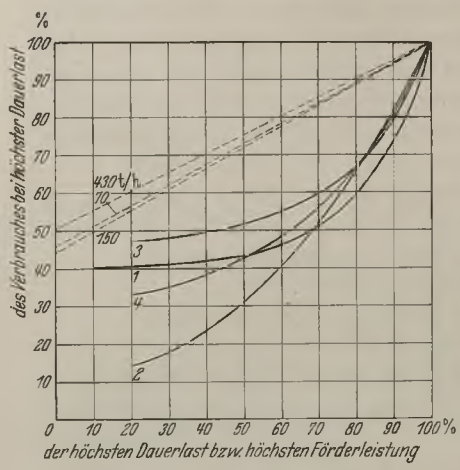


Abb. 86. Abhängigkeit des Eigenbedarfes von Kesseln von der Belastung.

1 = Kessel für 80 t/h, 36 at, 440°, Staubfeuerung mit Zentralmahlanlage
2 = Kessel für 150 t/h, 32 at, 425°, Stokerfeuerung
3 = Kessel für 55 t/h, 20 at, 375°, Mühlenfeuerung
4 = Kessel für 55 t/h, 20 at, 375°, Mühlenfeuerung

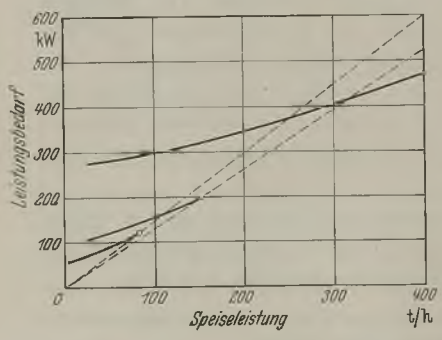


Abb. 87. Leistungskennlinien von abgestuften Speisepumpen.

Neben dem bisher erörterten Eigenverbrauch für die Eigenerzeugung ist noch der Leistungsbedarf der Kondensationshilfsbetriebe und der

sonstigen Kraftwerkseinrichtungen zu berücksichtigen. Man kann hier mit folgenden Mittelwerten rechnen:

Kühlwasserpumpen, Kondensat- und Strahlwasserpumpen
0,8 % der höchsten Kraftwerksleistung,

Verdampfer-Speisepumpen, Rohwasserpumpen, Umspannerkühlung
0,25 % der höchsten Kraftwerksleistung,

Nebenbetriebe (Krane usw.)
0,2···0,3 % der höchsten Kraftwerksleistung.

In Abb. 88 wurde versucht, einen Überblick über den verhältnismäßigen Anteil des Gesamteigenbedarfes eines Dampfkraftwerkes an der höchsten Leistungserzeugung in Abhängigkeit vom Turbineneintrittsdruck zu geben. Es handelt sich um die tatsächlich benötigte Eigenleistung, nicht um die inst. Leistung. Die beiden von Queisser (44) gebrachten Grenzkurven 1 zeigen die große Streuung der Eigenverbrauchswerte, die durch die Verschiedenheit der obenerwähnten Faktoren bedingt ist. Im Schaubild sind auch die tatsächlichen Zahlen einer Reihe von ausgeführten Anlagen eingetragen worden. Man erkennt, daß die von Kaißling (45) angegebenen Mittelkurven 2, 2′ die durchschnittlichen Werte recht gut erfassen und als Anhalt für mittlere Verhältnisse angesehen werden können, besonders, wenn man sich über die Abhängigkeit des Eigenbedarfes von der Höhe des Dampfdruckes ein Bild machen will.

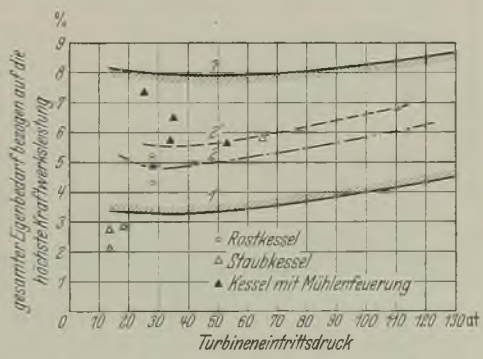


Abb. 88. Eigenbedarf in Abhängigkeit vom Dampfdruck.
○ = Rostkessel
▽ = Staubkessel
▲ = Kessel mit Mühlenfeuerung
1 1 = Grenzkurven nach Queiser
2 = Mittelkurve für Rostfeuerung nach Kaissling
2′ = Kurve 2 auf Staubfeuerung umgerechnet

Die angegebenen Werte beziehen sich auf die tatsächlich gefahrene Leistung in Anteilen der größten Dauerleistung des Kraftwerkes. Die installierte Eigenbedarfsleistung liegt nach Zahlen über ausgeführte Anlagen im Durchschnitt bei dem etwa 1,5- bis 1,7fachen der benötigten. Es sind aber auch extreme Werte mit dem 1,25fachen bzw. 2fachen festzustellen.

Bei der Planung der Eigenversorgung ist in erster Linie die Frage zu entscheiden, ob und in welchem Umfang Dampf- oder elektrischer Antrieb gewählt werden soll. Für die Beurteilung dieser Frage sind wieder in erster Linie Betriebssicherheit und Wirtschaftlichkeit maßgebend. Vom Standpunkt der Betriebssicherheit aus hat der

Dampfantrieb gegenüber dem elektrischen einen gewissen Vorzug. Er muß als sicherer angesehen werden, wenn die elektrische Eigenversorgung nicht so aufgebaut werden kann, daß Netzstörungen von den elektrischen Antrieben ferngehalten werden können. Man findet daher gerade bei den Eigenverbrauchern, die gegen Ausfall besonders empfindlich sind, wie Kesselspeisepumpen und Kondensations-Hilfsmaschinen (bei letzteren wenn es sich um Gruppenanordnung handelt), häufig Dampfantrieb für den normalen Betrieb. Dient der Elektromotor für den laufenden Betrieb als Antriebsmaschine, so wird die Dampfturbine, wie schon erwähnt, für diese lebenswichtigen Hilfsbetriebe als Notantrieb verwendet.

Die wirtschaftliche Seite muß von Fall zu Fall geprüft werden. Es liegen verschiedene eingehende Vergleichsuntersuchungen vor, die über die Grenzen der wirtschaftlichen Anwendung von elektrischen und

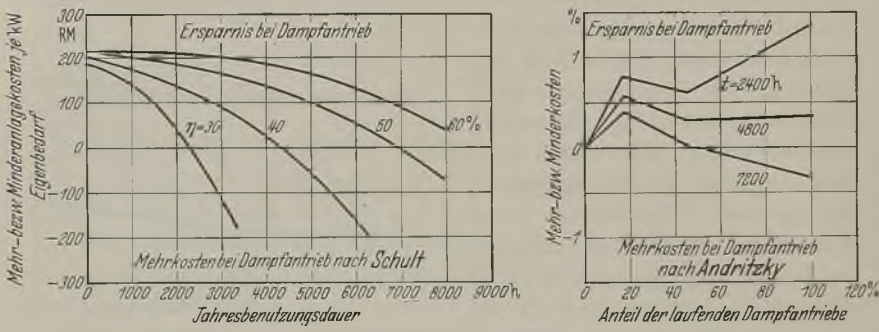


Abb. 89. Vergleich der Wirtschaftlichkeit zwischen Dampf- und elektrischem Antrieb.

Dampfantrieben ein grundsätzliches Bild geben. In der Abb. 89 sind die Ergebnisse von zwei solchen Arbeiten wiedergegeben. Im linken Diagramm ist nach Schult (46) gezeigt, welche Ersparnisse bzw. Mehrkosten bei Dampfantrieb für verschiedene Benutzungsdauern und unter Zugrundelegung von verschiedenen Turbinenwirkungsgraden zu erwarten sind. Man sieht, daß nur bei hohen Wirkungsgraden der Antriebsturbine, also bei größeren Einzelleistungen (wie z. B. Speisepumpen in großen Kraftwerken) der Dampfantrieb wirtschaftlich bis zu den höchsten Benutzungsdauern überlegen ist. Mit sinkender Benutzungsdauer nimmt der Bereich der wirtschaftlichen Überlegenheit des Dampfantriebes zu. Bei kleinen Benutzungsdauern unter 2000 h, also bei Spitzenwerken, ist der Dampfantrieb auch bei schlechten Turbinenwirkungsgraden die wirtschaftlichere Lösung.

Im rechten Diagramm ist das Ergebnis einer Untersuchung von Andritzky (47) dargestellt, die sich auf ein Kraftwerk von 210 MW Leistung, einen Braunkohlenpreis von 2,50 RM./t und Bereitstel-

lungskosten für die elektrische Leistung in Höhe von 230 RM./kW bezieht. Andritzky versuchte festzustellen, bei welchem Anteil von Dampfantrieben am gesamten Eigenbedarf die wirtschaftlichste Lösung zu erwarten ist. Man erkennt auch aus diesem Diagramm, daß ein fühlbarer Vorteil des Dampfantriebes nur bei kleinen Benutzungsdauern entsteht, der um so größer wird, je höher der Anteil der Dampfantriebe ist. Bei hohen Benutzungsdauern werden die Kosten von der Antriebsart nur unwesentlich beeinflußt. Das Rechnungsergebnis spricht für den überwiegenden elektrischen Antrieb und nur einen verhältnismäßig geringen Anteil des Dampfantriebes.

Wenn auch die beiden Untersuchungen verschieden aufgezogen sind, so ergeben sich aus ihnen doch dieselben Schlüsse; denn nach dem linken Diagramm muß man sich wegen der stark abweichenden Größe der einzelnen Eigenbedarfsantriebe ein Mittel aus den verschiedenen Wirkungsgraden denken. Je umfangreicher die Verwendung des Dampfantriebes angenommen ist, um so kleinere Antriebe müssen einbezogen werden, um so mehr sinkt der mittlere Wirkungsgrad, um so unwirtschaftlicher wird bei hohen Benutzungsdauern der Dampfantrieb. Bei hohen Benutzungsdauern ist nach Abb. 89 für die große Zahl der Eigenverbraucher der elektrische Antrieb überlegen. Für einen Teil der Antriebe und solche mit großen Einzelleistungen, wie Speisepumpen, ist hier der Dampfantrieb wirtschaftlich berechtigt. Bei kleinen Benutzungsdauern dagegen ist der Dampfantrieb wirtschaftlicher. Seine weitgehende Verwendung führt aber zu einer verwickelten Schaltung. Außerdem macht die Unterbringung des Abdampfes im Speisewasser mit zunehmendem Anteil der Dampfantriebe Schwierigkeiten. In solchem Falle kann man auch nicht mehr von einem Einfügen der Antriebsturbinen in die Wärmeschaltung sprechen, sondern deren Aufbau wird umgekehrt weitgehend durch die Einschaltung der Hilfsturbinen bestimmt.

Bei der Entscheidung zwischen Dampf- und elektrischem Antrieb sind aber noch das betriebliche Verhalten und die Regelbarkeit zu berücksichtigen. Hinsichtlich des betrieblichen Verhaltens ist der Elektromotor der Dampfturbine im allgemeinen überlegen. Die Betriebsbereitschaft des Elektromotors ist größer. Er kann leichter und schneller angefahren werden als die Dampfturbine. Auch die Wartung ist leichter. Die Fernsteuerung kann einfacher durchgeführt werden. Aus diesem Grunde wird bei Spitzenwerken, falls von diesen auch Schnellbereitschaft verlangt wird, der elektrische Antrieb trotz der oben festgestellten wirtschaftlichen Überlegenheit des Dampfantriebes der Hilfsmaschinen bei kleinen Benutzungsdauern im Vordergrund stehen. Beim Elektromotor ist man auch freizügiger in seiner Aufstellung, wogegen beim Dampfantrieb Rücksicht auf die Dampf-Zu- und -Ableitungen genommen werden muß.

Die gute Regelfähigkeit ist beim Dampfantrieb gegeben, aber auch neuzeitliche Drehstrom-Kollektormotoren stehen dem Dampfantrieb in dieser Hinsicht kaum nach. Sie stellen sich jedoch einschl. der notwendigen Steuereinrichtungen und Kabelleitungen ziemlich teuer. In neuerer Zeit hat für die Regelantriebe der sich einfach bauende Kurzschlußläufermotor in Verbindung mit Flüssigkeitsgetrieben Eingang gefunden und wurde auch bei verschiedenen Neubauten angewendet.

Zusammenfassend kann gesagt werden, daß, abgesehen von Spitzenwerken, der elektrische Antrieb für den überwiegenden Teil der Eigenversorgung angewendet wird. Nur die großen Hilfsmaschinen, wie Speisepumpen und Kondensationspumpensätze, erhalten vielfach Dampfantrieb. Der Dampfantrieb von Lüftern ist in Deutschland, soweit bekannt, ein einziges Mal, und hier in einer besonderen Schaltung, durchgeführt worden. In einem großen holländischen Kraftwerk sind neben den Speise- und Kondensationspumpen die Kohlenstaub-Einzelmühlen mit Turboantrieb ausgerüstet worden.

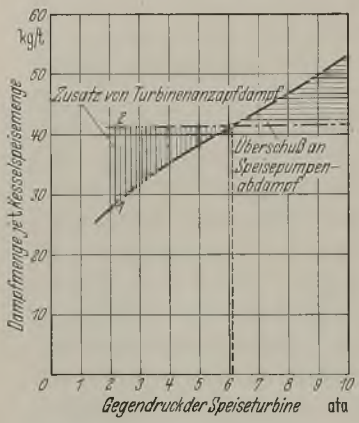


Abb. 90. Zur Wahl der Gegendruckes der Speiseturbine. $p_1 = 55$ at, 485° C, $\eta_p = 75\,\%$.
1 = Dampfverbrauch der Speiseturbine
2 = Notwendige Dampfmenge zur Vorwärmung des Speisewassers um 30° C

Die Verwendung von dampfangetriebenen Hilfsmaschinen beeinflußt in starkem Maße die Vorwärmerschaltung. Denkt man sich durch den Abdampf aus den Hilfsturbinen die Entnahme an einer Stufe der Hauptturbine ersetzt, d. h. also, ordnet man den Hilfsturbinen mit einem Gegendruck p_2 eine Vorwärmestufe zu, so wäre vom Gesichtspunkt der Wirtschaftlichkeit der Speisewasservorwärmung aus die Auslegungsregel ungefähr gleicher Aufwärmung in den einzelnen Stufen anzuwenden. Nimmt man beispielsweise eine Anlage mit 55 at, 485° C an der Turbine an, so würde sich bei einer gewählten höchsten Vorwärmung auf 170° C für eine Stufe eine durchschnittliche Aufwärmung von 30—35° C ergeben. In der Abb. 90 ist für diese Anlage als Kurve 1 der Dampfbedarf der Antriebsturbine der Speisepumpe je t Kesselleistung in Abhängigkeit vom Gegendruck der Turbine aufgetragen. Die Kurve 2 stellt das Niederschlagsvermögen des Speisewassers bei Aufwärmung um 30° C durch den Pumpenabdampf dar. Bei der Errechnung dieser Kurve wurde berücksichtigt, daß infolge der dahinterliegenden Vorwärmestufen die durch den Vorwärmer strömende Wassermenge kleiner ist als die in den Kessel gespeiste. Der Schnittpunkt der beiden Kurven bei etwa 6 ata er-

gibt zwischen Anfall und Bedarf den Gleichgewichtszustand. Dies würde in diesem Beispiel einer Aufwärmung von 120 auf 150° C entsprechen. Würde man den Gegendruck unter Beibehaltung der angenommenen Aufwärmung niedriger wählen, so reicht der Turbinenabdampf nicht aus. Wollte man den Gegendruck höher legen, so ist Dampfüberschuß vorhanden. Man wird durch eine kleine Verschiebung des Abdampfdruckes nach der einen oder anderen Seite und entsprechender Änderung der Aufwärmungsspanne Δi_w die Pumpenstufe mit den anderen abstimmen können. Kleine Abweichungen haben, wie gezeigt, auf den thermischen Wirkungsgrad nur geringfügigen Einfluß. Für die weitere Untersuchung sind jedoch der Einfachheit halber die sich aus der Abb. 90 ergebenden Werte beibehalten worden. Damit liegen die Eingliederung der Speiseturbine in das Wärmeschaltbild und die Stufentemperatur bei Auslegungslast fest.

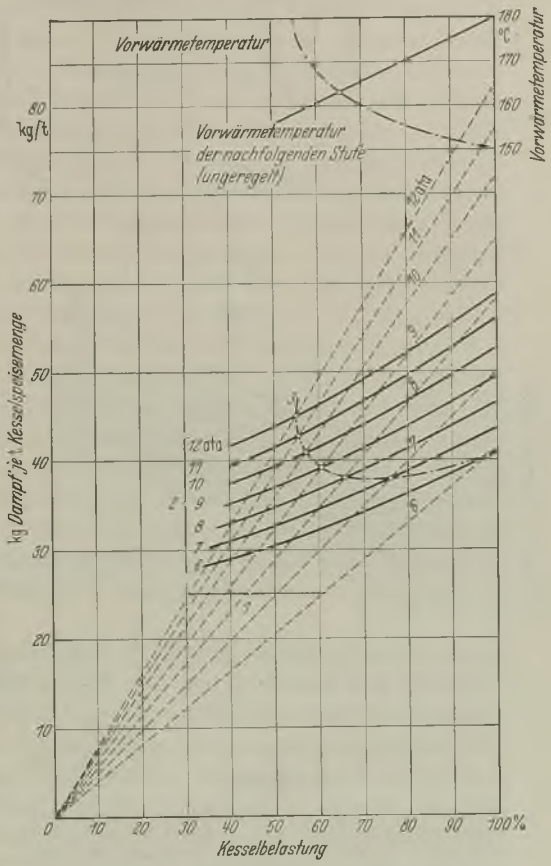


Abb. 91. Zusammenhang zwischen Dampfverbrauch einer Gegendruck-Speiseturbine und Vorwärmetemperatur bei konstanter Vorwärmetemperatur in der vorhergehenden Stufe.

1 = Zur Aufwärmung des Speisewassers notwendige Dampfmenge bei konstanter Vorwärmetemperatur in der vorhergehenden Stufe
2 = Abdampfmenge aus der Speiseturbine
3 = Betriebskurve der Speiseturbine entsprechend *1*.

Wie verhält sich nun die Gegendruckturbine bei davon abweichenden Leistungen, vor allem bei zurückgehender Belastung? In der Abb. 91 wurde für das bereits in Abb. 90 behandelte Beispiel versucht, die Zusammenhänge zwischen Belastung, Dampfverbrauch und Vorwärmetemperatur darzulegen. Der Untersuchung liegt die Annahme zugrunde, daß die Speisewassertemperatur hinter der vorhergehenden Vorwärmestufe

konstant gehalten wird. Dies wäre der Fall, wenn die Hilfsturbine auf die erste Vorwärmestufe oder auf die hinter der Entgasung folgende arbeiten würde. Die Kurvenschar *2* gibt die von der Turbine zu verarbeitenden Dampfmengen, die Kurvenschar *1* das Wärmeaufnahmevermögen des Speisewassers bei verschiedenen Belastungen und Gegendrücken an. Gleichgewicht besteht, wenn Dampfanfall und Niederschlagsvermögen übereinstimmen. Man erhält die mit *3* bezeichnete Betriebskurve für Hilfsturbine und Vorwärmestufe. Man sieht, daß man unter eine Leistung von 55 % der Auslegungslast nicht kommt, da bei steigendem Gegendruck die Zunahme des Dampfverbrauches gegenüber der Vergrößerung des Niederschlagsvermögens überwiegt. Im oberen Teil des Diagramms ist die zugehörige Vorwärmetemperatur angedeutet; diese steigt von 150 auf 180° C an. Ist die Anzapfung an der Hauptturbine, aus der die nachfolgende Stufe beaufschlagt wird, ungesteuert, so verläuft an dieser Stufe die Vorwärmetemperatur nach der gleichfalls angedeuteten Linie. Man sieht, daß sich diese beiden Linien bereits bei 65 % der Kesselbelastung schneiden. Bei weiterer

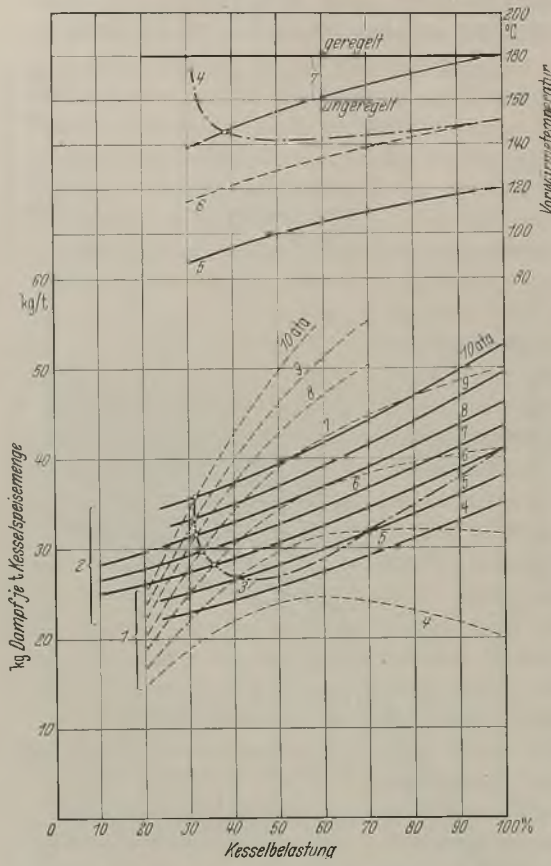


Abb. 92. Zusammenhang zwischen Dampfverbrauch einer Gegendruck-Speiseturbine und Vorwärmetemperatur bei ungeregelter Vorwärmetemperatur in der vorhergehenden Stufe.

1 = Zur Aufwärmung des Speisewassers notwendige Dampfmenge bei ungeregelter Vorwärmetemperatur in der vorhergehenden Stufe
2 = Abdampfmenge aus der Speiseturbine
3 = Betriebskurve der Speiseturbine entsprechend *1*
4 = erreichte Vorwärmetemperatur durch Abdampf der Speiseturbine
5 = Vorwärmetemperatur in der vorhergehenden Stufe.
6 = erreichbare Vorwärmetemperatur in derselben Stufe bei Ersatz des Speisepumpenabdampfes durch Anzapfdampf aus der Hauptturbine
7 = Vorwärmetemperatur in der nachfolgenden Stufe.

Belastungsabnahme würde also die nachfolgende Vorwärmestufe unwirksam werden.

Ganz anders liegen die Verhältnisse, wenn die vorhergehende Vorwärmestufe mit einer ungeregelten Entnahmestelle der Hauptturbine verbunden ist. Dieser Fall ist in Abb. 92 behandelt. Die Kurvenschar *2* stellt wieder den Dampfverbrauch der Speiseturbine bei verschiedenen Gegendrücken dar. Im oberen Teil ist als Kurve *5* für dieses Beispiel die Änderung der Wassertemperatur hinter der vorhergehenden Stufe in Abhängigkeit von der Belastung dargestellt. Berücksichtigt man die dadurch entstehende Vergrößerung von Δi_w für die Pumpenstufe, so erhält man für das Niederschlagsvermögen des Speisewassers die Kurvenschar *1*, die im Gegensatz zu den entsprechenden Linien in Abb. 91 gekrümmt ist. In den zugeordneten Schnittpunkten gleichen Druckes der beiden Kurvenscharen erhält man wieder die Gleichgewichtszustände. Ihre Verbindungslinie stellt die Betriebskurve *3* für diesen Fall dar. Das Diagramm läßt erkennen, daß in dem zugrunde gelegten Beispiel eine Herabregelung bis fast 30 % möglich ist. Im oberen Diagramm ist die Temperaturkurve *4* eingezeichnet. Zum Vergleich ist auch die erreichbare Vorwärmetemperatur in derselben Stufe angegeben, wenn die Beaufschlagung durch den Speiseturbinenabdampf durch Anzapfdampf aus den Hauptturbinen ersetzt würde. Die Speisewassertemperatur hinter der Pumpenstufe verläuft bis zu ihrem Schnittpunkt mit der Temperatur hinter der nachfolgenden ungeregelten Stufe (Kurve *7*) außerordentlich flach. Bei etwa 38 % Belastung würde die nachfolgende Stufe ausgeschaltet werden.

Aus den beiden Diagrammen Abb. 91 und 92 kann der grundsätzliche Schluß gezogen werden, daß man den Abdampf von Hilfsturbinen in der, einer ungeregelten Vorwärmestufe folgenden unterbringen soll. Die Eingliederung der Speiseturbine hinter einer geregelten Vorwärmestufe ergibt ungünstige Verhältnisse. Will man noch tiefere Belastungen fahren, als die nach Abb. 92 erreichbaren, so muß, wie in Abb. 93, Schaltung a dargestellt, der überschüssige Speiseturbinenabdampf der nächst tieferen Vorwärmestufe zugeführt oder, was auf denselben Effekt hinauskommt, die Entnahme aus dieser Stufe gedrosselt werden, um für die Pumpenstufe ein größeres Δi_w zu schaffen. Auch die Anwendung eines Hilfskondensators ist möglich. Ein anderer Ausweg besteht darin, daß man nach Abb. 90 den Auslegungspunkt für die Pumpeneingliederung nach links rückt, d. h. ihn einer kleineren Belastung zuordnet. Bei hohen Belastungen arbeitet man dann mit Dampfzusatz aus der nächst höheren Anzapfstufe bzw. aus schaltungstechnischen Gründen in vielen Fällen besser mit Frischdampfzusatz (Abb. 93, Schaltung b). Auch die Abstufung der Pumpenleistung bei großen Werken (siehe Abb. 87) erleichtert die Herabregelung auf kleine

Leistungen, da dann die resultierenden Dampfverbrauchslinien der Speiseturbinen steiler verlaufen. Gute Teillastwirkungsgrade wirken sich ebenfalls auf den Regelbereich günstig aus.

Der flache Verlauf der Temperaturkurve und des Druckes bei dem in Abb. 92 behandelten Fall spricht dafür, die Pumpenstufe mit der Entgasung zu verbinden, für die ja möglichst gleichbleibender Dampfdruck verlangt wird. Man kann die geringfügigen Fehl- bzw. Überschußmengen durch die in Abb. 93c dargestellte Schaltung einregeln.

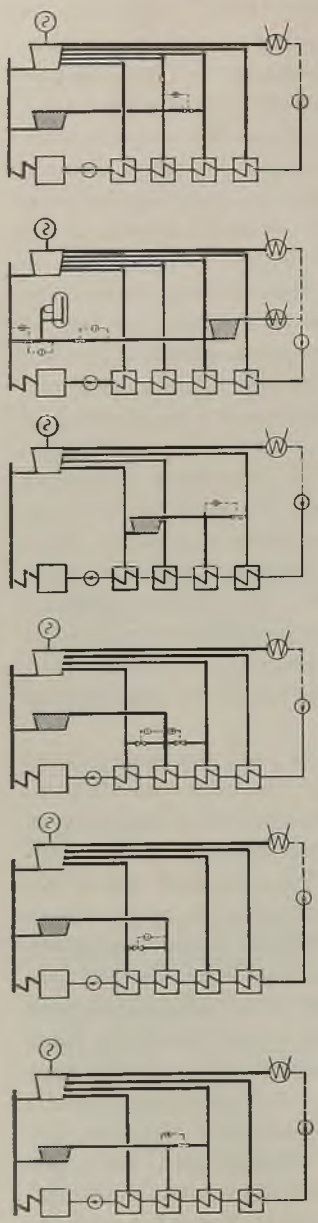


Abb. 93. Schaltungsmöglichkeiten von Hilfsturbinen (vereinfachte Darstellung der Vorwärmerschaltung).

In der Abb. 93 sind die verschiedenen Einschaltmöglichkeiten der Hilfsturbinen in die Vorwärmung dargestellt (16). Der Einfachheit halber sind hier Entgaser, Warmwasserspeicher, Verdampfer und Strahlkondensatoren weggelassen. Welche Stufe für die Einführung des Pumpenabdampfes gewählt wird, richtet sich nach dem Anfangsdruck der Hilfsturbine und den gewählten Δi_w. Bei hohen Frischdampfdrücken würden sich für die Hilfsturbinen bei nicht genügend großen Einzelleistungen wegen der kleinen Dampfmengen ungünstige Wirkungsgrade ergeben. Man findet daher bei Anlagen mit hohen Drücken mitunter die Schaltung d. Hier liegt die Hilfsturbine an der höchsten Anzapfstufe. Gleichzeitig wird eine Vergrößerung des Dampfdurchsatzes im Hochdruckteil der Hauptturbine erreicht und deren Wirkungsgrad ebenfalls günstig beeinflußt. Um für die Hilfsturbinen in diesem Falle günstigere Arbeitsbedingungen zu erreichen, ist es zweckmäßig, den Eintrittsdruck möglichst konstant zu halten. Diese Forderung wäre bei Anschluß der Hilfsturbine an eine gesteuerte Anzapfung der Hausturbine oder an die

Entgaserstufe erfüllt. Die Ausführung der Hilfsturbine als Kondensationsmaschine ist in Anlehnung an eine ausgeführte Anlage unter e berücksichtigt. Die Hilfsturbine wird bei dieser Anlage an einen verhältnismäßig niedrigen Druck angeschlossen, um große Dampfdurchsätze und gute Wirkungsgrade zu erreichen. Diese Schaltung bietet, ohne die Anlage verwickelter zu machen, die Gelegenheit, einen Dampfgefällespeicher zwischen Frischdampfnetz und Hilfsturbine einzufügen, der die Dampfversorgung der lebenswichtigen Speiseturbine bzw. der evtl. vorhandenen anderen Hilfsturbinen bei Störungen sichert und auch das Anfahren erleichtert. Der Gefällespeicher braucht nicht für den Frischdampfdruck ausgelegt zu werden. Das sogenannte Ladeventil kann einen zusätzlichen Reduzierimpuls erhalten, der es gestattet, den Speicherhöchstdruck nach den Gesichtspunkten der niedrigsten Anlagekosten je gespeicherte kWh zu wählen. Ungünstig ist bei dieser Schaltung der mit der Belastung stark schwankende Druck, wenn der Dampf aus einer ungesteuerten Entnahmestelle der Hauptturbine genommen wird. Dient die Hilfsturbine als Notantrieb und wird normalerweise mit dem elektrisch angetriebenen Aggregat gefahren, so ist die Schaltung f die einfachste Lösung. Die Hilfsturbine arbeitet auf eine Anzapfstufe der Hauptturbine.

Man erkennt aus diesen Darlegungen, daß die Einfügung von Hilfsturbinen in die Wärmeschaltung wegen ihrer Auswirkung auf die Auslegung der Vorwärmung und der Wirtschaftlichkeit des Wärmekreislaufes einer eingehenden Prüfung bedarf. Welche der Schaltungen man von Fall zu Fall wählt, hängt in erster Linie vom Frischdampfdruck, der Anlagengröße, der Höhe der Speisewasservorwärmung und Anzahl der Vorwärmestufen ab.

Die Sicherung des elektrisch angetriebenen Eigenbedarfes gegen Ausfälle und die Auswirkung von Störungen in anderen Anlageteilen ist von der Sicherstellung der Energiezufuhr und dem Aufbau des Eigenversorgungsnetzes selbst abhängig, das bei größeren Kraftwerken ein umfangreiches Netzgebilde für sich darstellt und auf dessen Gestaltung bei der Planung größte Sorgfalt zu verwenden ist. Für die Stromversorgung des Eigenbedarfes sind verschiedene Schaltungen entwickelt worden, bei denen man die Forderung nach möglichst weitgehender Sicherheit auf verschiedene Art und Weise zu lösen trachtete. In der Abb. 94 sind die gebräuchlichen grundsätzlichen Schaltungen dargestellt. In der oberen Reihe sind die Schaltungen angedeutet, die eine betriebliche Verbindung zwischen dem Hauptnetz bzw. den Hauptgeneratoren und dem Eigenversorgungsnetz aufweisen. Das Schema A zeigt die Energieentnahme für die Eigenversorgung aus der Hauptsammelschiene des Kraftwerkes. Um die Kurzschlußströme im Eigennetz zu begrenzen und auf wirtschaftlich erträgliche Abschalt-

leistungen zu gelangen, müssen entweder die Eigenbedarfsumspanner mit hohen Reaktanzen versehen oder Drosselspulen nachgeschaltet werden. Da die Hauptgeneratoren nach den Spannungsanforderungen im Netz geregelt werden müssen, ist es erforderlich, die Eigenbedarfsumspanner zur Konstanthaltung der Spannung im Eigennetz regelbar vorzusehen. Die Speisung von den Hauptsammelschienen ist die am meisten angewandte. Die Auswirkung von Netzstörungen auf die Eigenversorgung ist bei dieser Schaltung nicht restlos zu vermeiden. Wenn

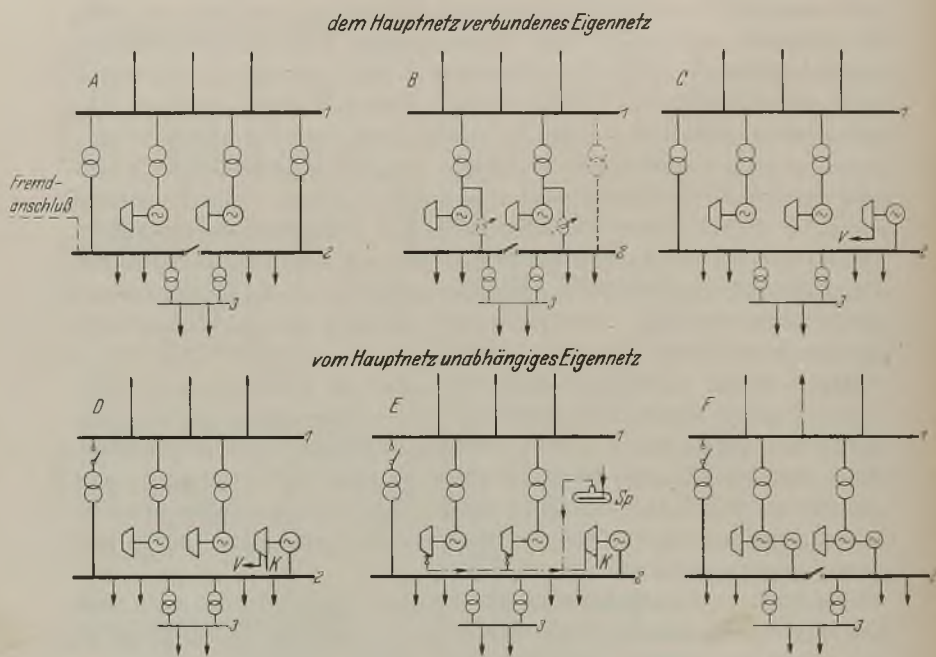


Abb. 94. Grundsätzliche Schaltungen für die Eigenversorgung.

1 = Hauptsammelschiene
2 = Eigenbedarfssammelschiene (Mittelspannung)
3 = Eigenbedarfssammelschiene (Niederspannung)
V = zur Vorwärmung
K = zum Kondensator
Sp = Dampfspeicher

möglich, wird vielfach ein Mittelspannungsanschluß von einer unabhängigen Stromquelle als Reserve herangeführt. Das Schema B deutet die Stromentnahme für den Eigenbedarf von den Generatorklemmen der Hauptmaschine an. Diese Schaltung findet häufig Anwendung, da sie ohne Zweifel größere Sicherheit gegen die Rückwirkung vom Netz her bietet als die Schaltung A. Auch hier sind Drosselspulen zwischen Generatoren und Hausnetz notwendig. Zur Begrenzung der Kurzschlußleistung und mit Rücksicht darauf, daß die Hauptmaschinen asynchron auf verschiedene Netzgruppen fahren, wird man auch die Eigenversorgung, wie angedeutet, in Gruppen aufteilen. Dieses Schema

eignet sich besonders bei der sogenannten Gruppen- oder Blockschaltung des Kraftwerkes. Die Forderung nach einem konstanten Spannungsniveau für die Eigenversorgung macht auch hier bei Werken, die auf größere Netze arbeiten, den Einbau von Regulierumspannern notwendig, in die gleichzeitig die Reaktanz gelegt werden kann. Die Anlagekosten für diese Regulierumspanner sind allerdings nur bei großen Kraftwerksleistungen mit entsprechenden Maschineneinheiten tragbar. Bei größeren Werken wird auch, wie in Schema B angedeutet, noch ein Anschluß des Eigenbedarfes an das Hauptnetz vorgesehen, um das Anfahren des Werkes zu erleichtern.

Die folgenden Schaltungen weisen besondere Eigenbedarfsgeneratoren auf. Sie haben sich wegen der unzweifelhaft größeren Sicherheit der Eigenversorgung in modernen Großkraftwerken in neuerer Zeit in zunehmendem Maße eingeführt. Allerdings beschränkt sich ihre Verwendung auf große Kraftwerke. Für mittelgroße Werke müssen diese Schaltungen als zu kostspielig angesehen werden. Man geht hier als Ersatz eher den Weg, die großen lebenswichtigen Antriebe, wie Speisepumpen und Kondensationshilfssätze mit Dampfturbinen auszurüsten, deren Dampfversorgung man, um ein übriges zu tun, durch einen Speicher sichern kann (siehe Abb. 93e). Auch die Aufstellung einer einfachen Notturbine, die selbsttätig anläuft und evtl. auf Auspuff arbeitet, wird angewendet (siehe Abb. 178). Nach Schema C liegt der Eigenbedarf an einer sogenannten Vorwärmeturbine, die als reine Gegendruck- oder Anzapfgegendruckturbine ausgebildet und dampfseitig in die Speisewasservorwärmung eingeschaltet ist. Da bei wechselnder Belastung Eigenbedarf und Wärmeaufnahmevermögen des Speisewassers nicht übereinstimmen, ist parallel eine Verbindung mit dem Hauptnetz erforderlich, über welche die Fehlleistung im Eigennetz zu- bzw. Überschußleistung in das Hauptnetz abgeführt wird. Diese Schaltung wurde verschiedentlich verwirklicht. Ihr haftet gegenüber den später erörterten Schaltungen der Nachteil der gleichzeitigen Kupplung mit dem Hauptnetz an, die zwar im Falle von Störungen vom Netz selbsttätig als Notbetrieb getrennt werden kann. Unter erheblicher Verlagerung der Vorwärmespannen ist, wie Schult (41) gezeigt hat, auch ein selbständiges Arbeiten der Vorwärmeturbinen in weiteren Grenzen möglich, wärmewirtschaftlich jedoch nachteilig.

Das gemeinsame Merkmal der Schaltungen D···F ist die völlige Trennung des Eigennetzes vom Hauptnetz im Normalbetrieb. Die Schaltung D ist aus dem Schema C entwickelt worden. Die Verwendung einer Anzapfkondensationsmaschine als Hausturbine macht sie dem Strombedarf anpassungsfähig. Sie ist allerdings in ihrem Aufbau verwickelter. Man wird aus wirtschaftlichen Gründen möglichst die ganze Eigenlast auf eine Hausturbine legen und sich im allgemeinen

mit der Aufstellung eines solchen Maschinensatzes begnügen. Ein Anschluß an das Hauptnetz ist hier — auch bei den Schaltungen E und F — ohnehin wegen des Anfahrens notwendig und dient auch gleichzeitig als Reserve. Bei ganz großen Werken (200 MW und mehr) sind zwei Hausturbinen vorgesehen worden. Die beiden Schaltungen C und D haben den Nachteil, daß sie im allgemeinen die Gruppenschaltung nicht zulassen, es sei denn, daß die Kessel, wie dies in einem Fall geschehen ist, aus Gründen der Reservehaltung übergroß bemessen sind. Auch die Dampfschaltung Abb. 72h, bei der ein weiterer Kessel als Reserve dient, läßt normalerweise Gruppenbetrieb in der Weise zu, daß bei ungestörtem Betrieb dieser Kessel auf die Hausturbine arbeitet. Wird diese zusätzliche Kesselleistung wegen Außerbetriebsetzung eines anderen Kessels benötigt, so muß die Querdampfleitung eingesetzt oder die Hausturbine einem der Kessel unter gleichzeitiger Herabsetzung der zugehörigen Hauptturbinenleistung zugeteilt werden.

Die beiden folgenden Schaltungen E und F lassen einen unbehinderten Gruppenbetrieb zu. Bei beiden Schaltungen ist auch eine Verquickung mit der Speisewasservorwärmung vermieden. Bei der Schaltung E ist eine Kondensationshausturbine vorgesehen, die an eine Anzapfstufe der Hauptturbine angeschlossen ist (um einen möglichst gleichen Dampfdruck zu erreichen am besten an die Entgaserstufe). Diese Anordnung hat, wie schon vorhin bei den Hilfsturbinen erwähnt, den Vorteil eines größeren Dampfdurchsatzes im Hochdruckteil der Hauptturbine und Verringerung der Dampfmenge in den letzten Stufen, so daß bei größeren Leistungen noch eine einflutige Bauart möglich wird. Durch Einbau eines Dampfspeichers könnte man wieder die Dampfzufuhr zur Hausturbine zusätzlich sichern. Macht man von der Möglichkeit der knapperen Bemessung des Niederdruckteiles der Hauptturbine keinen Gebrauch, so kann der Dampfspeicher zur Übernahme von Spitzen oder zur Bewältigung von plötzlichen Lastschwankungen (Regelspeicher) herangezogen werden. Die Hausturbine und die Vorwärmung dieser Stufe werden dann aus dem Speicher versorgt, die entsprechende Dampfmenge wird in der Hauptturbine zur Verarbeitung bis zur Kondensation frei. Es ist eine Leistungssteigerung entsprechend der Hausturbinen- und Vorwärmedampfmenge möglich. Bei der Anordnung F, die in erster Linie für Großkraftwerke in Gruppenschaltung in Frage kommt, sitzt der Hausgenerator auf der Welle des Turbinensatzes und ist mit diesem mechanisch gekuppelt. Diese Schaltung ermöglicht für jede Gruppe ihre getrennte Versorgung. Letztere ist aber auch erforderlich, da ein Parallelbetrieb der Hausgeneratoren wegen der abweichenden Phasenwinkel nicht durchführbar ist. Der Nachteil dieser Anordnung sind die verhältnismäßig langen

Maschineneinheiten und auch der Umstand, daß bei Ausfall der Hauptmaschine die Hausturbine ebenfalls ausfällt.

Im Vorstehenden wurde versucht, die Vor- und Nachteile der einzelnen Schaltungen in großen Zügen zu kennzeichnen. Richtlinien für die Wahl der Schaltungen bei diesen oder jenen Verhältnissen lassen sich nicht aufstellen. Außer dem Grundsatz weitgehender Sicherheit und möglichst wirtschaftlicher Auslegung, die im Vordergrund stehen, werden immer die persönlichen Erfahrungen des planenden Ingenieurs und des Betriebes über Störungen und die sich daraus ergebende Einstellung gegenüber der einen oder anderen Lösung eine Rolle spielen.

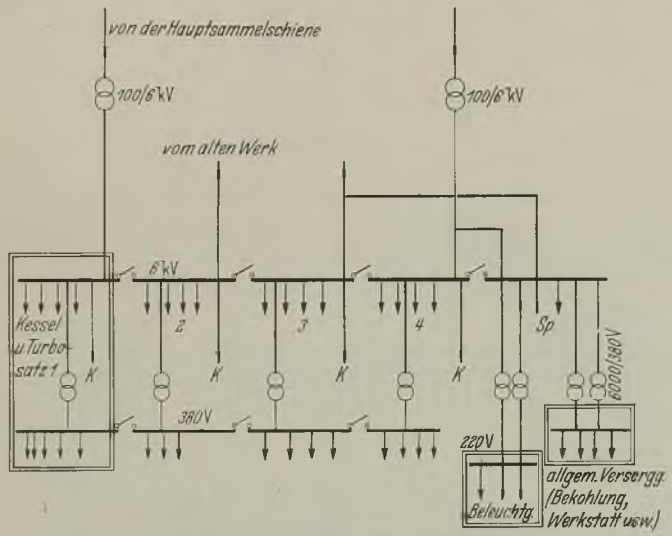


Abb. 95. Hausversorgung eines Kraftwerkes mit 125 MW Leistung (Rückkühlung). Speisung über 2 Trafos von der Hauptsammelschiene über 2 Anschlüsse aus dem alten Werk (Dampfspeisepumpen)

Im Anschluß an die Erörterung der Energieversorgung der Eigenbetriebe soll noch auf den Aufbau des Hausnetzes selbst kurz eingegangen werden. Für dieses gilt das soeben Gesagte in noch verstärktem Maße. Es seien daher nur an einigen Beispielen praktische Lösungen gezeigt, in denen sich die Gedanken der planenden Ingenieure ausgeprägter widerspiegeln. Bei diesen Schaltbildern wurden weitgehende Vereinfachungen vorgenommen, um lediglich das Kennzeichnende herauszuheben; Mehrfachsammelschienen sowie nebensächliche Verbindungsleitungen sind weggelassen worden.

Die Abb. 95 zeigt die Schaltung eines Hausnetzes, dessen Speisung nach Schema A über zwei Umspanner von der 100-kV-Sammelschiene aus und über zwei Anschlüsse von der 6-kV-Hauptsammelschiene des alten Werkes erfolgt. Es wurde hier auf einen einfachen Aufbau bei

hinreichender Sicherheit gesehen. Da je Turbine ein Kessel zugeordnet ist, so war es naheliegend, die gruppenabhängigen Hilfsbetriebe der zueinander gehörigen Kessel und Turbinen ebenfalls zu einer Gruppe zusammenzufassen. Die nicht gruppenabhängigen Antriebe können über einen Umspanner und vom alten Werk aus gespeist werden. Hier ist auch die eine elektrische Speisepumpe (Reserve) angeschlossen; die Betriebspumpen sind mit Dampfantrieb ausgestattet. Das Schema läßt

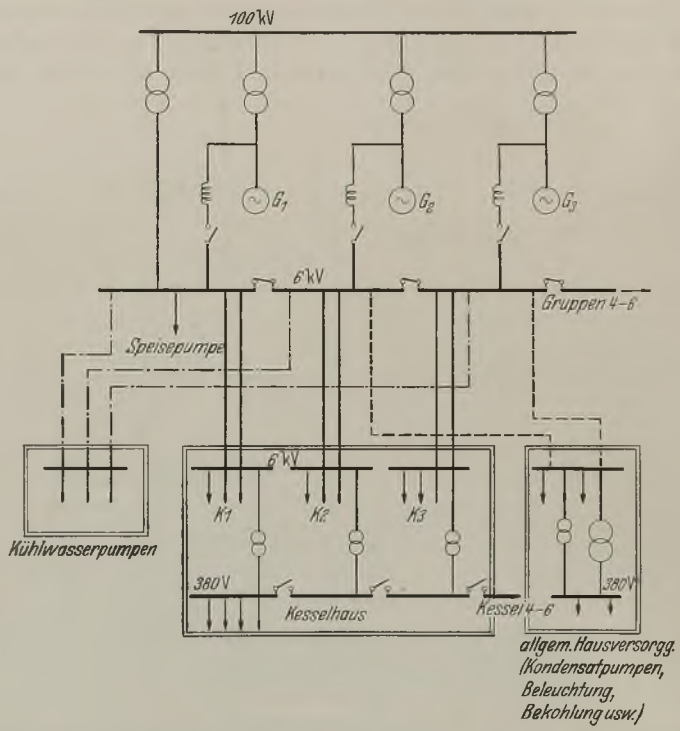


Abb. 96. Hausversorgung eines 210-MW-Kraftwerkes (eine Hälfte gezeichnet). Speisung über 2 Trafos von der Hauptsammelschiene aus Hauptgeneratoren als Reserve (Dampfspeisepumpen)

mit Hilfe des nichtgezeichneten 6-kV-Doppelsammelschienensystems verschiedene Umschalt- und Kupplungsmöglichkeiten zu, die bei Ausfällen auf der einen oder anderen Seite die Aufrechterhaltung des Eigenbetriebes ermöglichen.

In der Abb. 96 ist das Eigenbedarfsschaltbild einer Hälfte eines 210-MW-Kraftwerkes gezeichnet, dessen Versorgung ebenfalls nach Schema A erfolgt, das aber hier durch eine Energiezufuhr nach Schema B als Reserve ergänzt worden ist. Dafür fehlen hier Anschlüsse an eine andere unabhängige Energiequelle. Da die Speisung normalerweise über

beide an den Sammelschienen liegenden Umspanner erfolgt und die Verbindung der Eigenbedarfssammelschiene mit den Generatorklemmen nur als Notbehelf gedacht ist, wurde hier auf eine Spannungsregelung zwischen Generator und Eigenbedarfssammelschiene verzichtet. Die Sammelschienenumspanner dagegen sind mit einer Spannungsregelungseinrichtung ausgerüstet. Während bei der Schaltung Abb. 95 die 6-kV-Verbraucher direkt an der Eigenbedarfssammelschiene angeschlossen sind, ist hier noch eine Hauptverteilungsschiene dazwischengeschaltet,

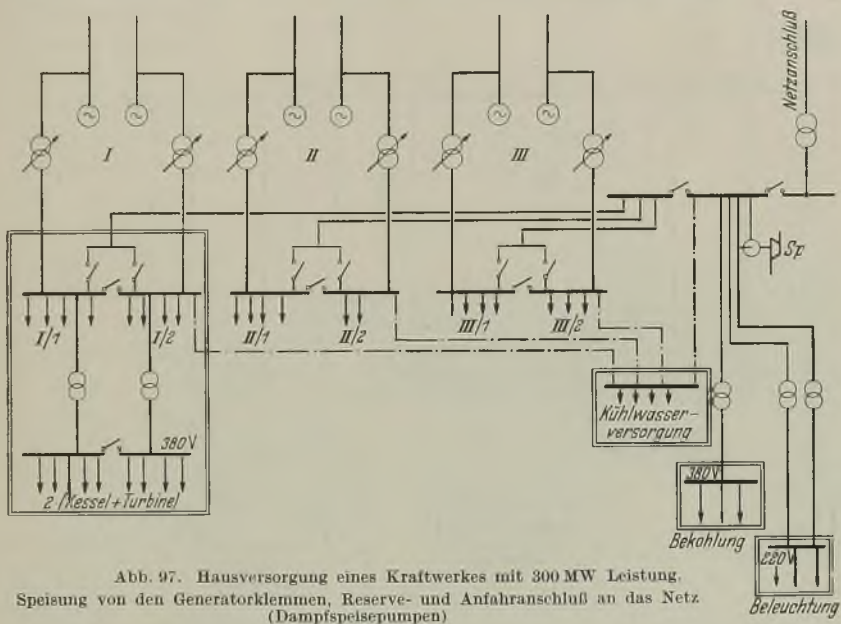


Abb. 97. Hausversorgung eines Kraftwerkes mit 300 MW Leistung. Speisung von den Generatorklemmen, Reserve- und Anfahranschluß an das Netz (Dampfspeisepumpen)

von der erst die Abzweige zu den einzelnen Verbrauchergruppen abgenommen werden. Auch hier ist ein Kessel einer Turbine zugeordnet, so daß eine gruppenweise Zusammenfassung leicht möglich gewesen wäre. Dieser Aufbau findet sich auch grundsätzlich in Abb. 98 und Abb. 99 wieder. Diese Anordnung ist verhältnismäßig kostspielig und auch hinsichtlich des Platzbedarfs anspruchsvoll. Die 380 Volt-Schienen der Kesselversorgung sind untereinander kuppelbar, so daß je Gruppe ein Abspanner genügt. Die Reserve liegt in den reichlich ausgelegten übrigen Umspannern der Nachbargruppen.

Eine Schaltung nach Schema B mit Sicherung durch Netzanschluß zeigt Abb. 97. Das Werk, das in Gruppenschaltung betrieben wird, ist in drei für sich geschlossene voneinander unabhängig geschaltete Anlagen I, II und III aufgeteilt. Dies wurde auch beim Aufbau des Eigenbedarfsschaltbildes berücksichtigt. Die Speisung erfolgt über Regulier-

umspanner, die eine genügende Reaktanz besitzen, um die Kurzschlußleistung zu begrenzen. Bei den großen Einheiten von 50 MW ist der Einbau eines Regulierumspanners je Maschine, wie eine Vergleichsrechnung zeigte, gegenüber anderen Lösungen wirtschaftlich tragbar. Die gruppenabhängigen Antriebe sind, wie in Abb. 95 zusammengefaßt, wobei dem Grundgedanken folgend je 2 Betriebsgruppen, z. B. die Einheiten 1 und 2, gekuppelt werden können. Die gruppenunab-

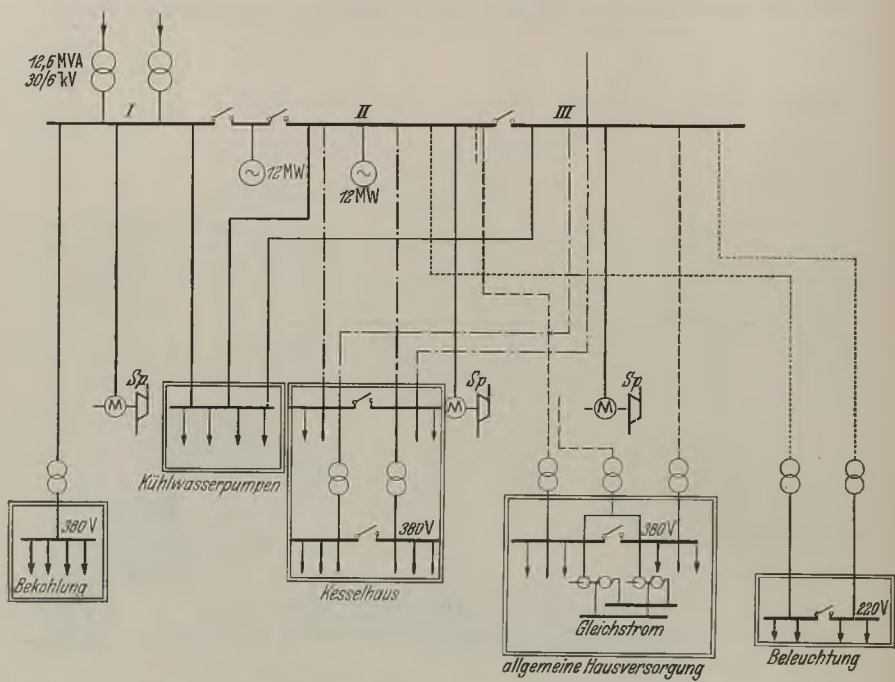


Abb. 98. Hausversorgung eines Kraftwerkes mit 230 MW Leistung.
Speisung aus 2 Hausturbinensätzen, über 2 Trafos von der Hauptsammelschiene, über eine Netzstation aus dem 6 kV-Verteilungsnetz

hängigen Antriebe, wie die zentrale Kühlwasserversorgung, Bekohlung, Beleuchtung, die Reservespeisepumpen, sind an einen getrennten Teil der Eigenbedarfssammelschiene angeschlossen, der einerseits mit jeder Doppelgruppe gekuppelt und andererseits an das Netz angeschlossen werden kann. Diese Schaltung gibt volle Sicherheit. Durch die Art der Schaltung konnte auf eine Doppelsammelschiene verzichtet werden. Die Ersparnisse an den Einrichtungen der Schaltanlage selbst und durch ihre leichtere räumliche Unterbringung überwiegen die Mehrkosten der Regulierumspanner erheblich.

Die Abb. 98 gibt die Eigenbedarfsschaltung eines Kraftwerkes nach Schema D wieder. Auch hier finden wir eine in Abschnitte unterteilte

Eigenbedarfs-Hauptverteilungsschiene, auf die die Eigenbedarfsumspanner, die beiden Hausmaschinen und eine Einspeisung von einer Netzstation her geschaltet sind. Kennzeichnend für dieses Schaltbild ist der Grundgedanke, die einzelnen lebenswichtigen Verbrauchergruppen mit den einzelnen Abschnitten der Hauptsammelschiene bzw. den verschiedenen Energiequellen verbinden zu können. Dafür ist hier auf eine Gruppenschaltung verzichtet worden. Auch die Schaltung Abb. 99 weist die gleichen Speisemöglichkeiten für den Eigenbedarf wie die vorhergehend erläuterte auf. Wir finden hier 2 Kessel als selbständige Verbrauchergruppen für sich (auf die Einzeichnung der 380 Volt Kesselversorgung ist hier verzichtet worden). Ein großer Teil der Eigenversorgung ist in diesem Kraftwerk auf Gleichstrom abgestellt. Daher sind 2 Umformer vorgesehen. Der Grundgedanke dieser Schaltung ist, jede Verbrauchergruppe von einem Hausgenerator und je einem Sammelschienenumspanner aus speisen zu können.

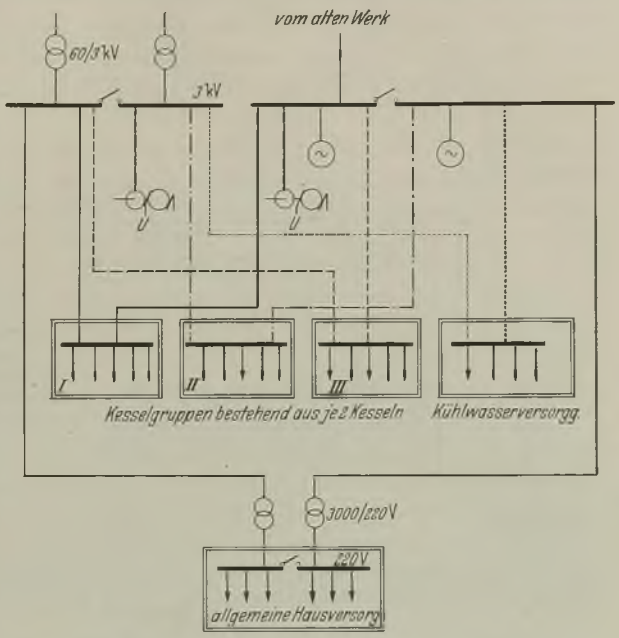


Abb. 99. Hausversorgung eines Kraftwerkes mit 175 MW Leistung. Speisung aus 2 Hausturbosätzen, über 2 Trafos von der Hauptsammelschiene, aus dem alten Werk

Die Schaltung Abb. 100 ähnelt im Aufbau des Eigennetzes (keine ausgesprochene Hauptverteilsammelschiene, Einfachsammelschiene) etwa dem Schema Abb. 97, nur daß hier 2 Kessel je Turbine zugeordnet sind. Die Speisungsmöglichkeiten des Eigenbedarfsnetzes sind in diesem Falle jedoch wesentlich vielfältiger; sie bestehen aus einer Kombination der Schemen F und B. Auch hier handelt es sich um große Einheiten, die die Anordnung von Umspannern und Hausgeneratoren je Hauptmaschinensatz wirtschaftlich tragbar erscheinen lassen. Die hier gewählte Anordnung der Eigenbedarfsschiene läßt mannigfache Schaltungsmöglichkeiten zu.

Die hier ausgewählten Beispiele ließen sich beliebig ergänzen. Wenn man auch schwerlich zwei Anlagen finden wird, deren Hausnetz auch nur grundsätzlich gleichen Aufbau aufweist, so spiegelt sich doch in allen Schaltungen das Streben des planenden Ingenieurs wider, unter Berücksichtigung der gegebenen örtlichen Verhältnisse und Speisemög-

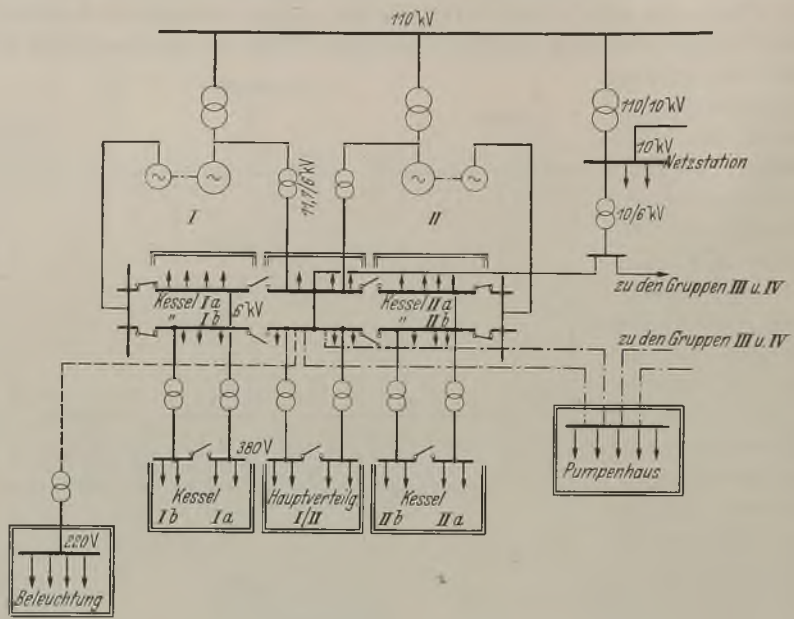


Abb. 100. Hausversorgung eines Kraftwerkes mit 240 MW Leistung (eine Hälfte gezeichnet). Speisung durch 4 Hauptwellen-Hausgeneratoren, durch 4 Anschlüsse an Generatorklemmen, aus Netzstation

lichkeiten höchste Sicherheit mit Wirtschaftlichkeit zu verbinden. Dieses Streben lassen trotz der Verschiedenartigkeit der Wege auch die hier wiedergegebenen Lösungen erkennen.

IV. Die bauliche Gestaltung des Kraftwerkes.

16. Der Energiefluß durch das Kraftwerk und seine Auswirkung auf die Gesamtanordnung.

Für einen sachgemäßen Entwurf eines Dampfkraftwerkes ist hinsichtlich der Anordnung die grundsätzliche Forderung zu stellen, daß der Energiefluß zwischen den einzelnen Umwandlungsstufen auf kürzestem und möglichst geradlinigem Weg erfolgt. Auch die Nebenprozesse sollen sich auf kürzestem Weg senkrecht zu dieser Richtung ab-

spielen. Diese Forderung hat bereits Klingenberg (50), der Altmeister des Kraftwerksbaues, an die Spitze seiner Entwürfe gestellt. Das von ihm angegebene grundsätzliche Energieflußschema, das in Abb. 101a dargestellt ist, war maßgebend für die bauliche Gestaltung einer ganzen Reihe von in- und ausländischen Kraftwerken und diente trotz der inzwischen vor sich gegangenen technischen Weiterentwicklung auch bei einigen Kraftwerksbauten in letzter Zeit unverkennbar als Richtlinie. Wenn man dieses Energieflußschema durch das Werk mit dem in Abb. 43 gezeigten Arbeitsschema vergleicht, das nur die Aufeinanderfolge der einzelnen Umwandlungsprozesse andeuten sollte, so sieht man, wie Klingenberg seine Anordnung direkt aus dem Arbeitsschema abgeleitet hat.

Die Kohle wird per Bahn oder Schiff angefahren, auf dem Kohlenlagerplatz abgeladen und von da auf kürzestem Wege mittels Schrägförderung in die zwischen den Kesseln gelegenen Hochbunker geschafft. Der erzeugte Dampf wird auf möglichst geradem Wege unter Zwischenschaltung einer Sammelleitung den Turbinen zugeführt. Das zwischen Kessel- und Maschinenhaus gelegene sogenannte Hilfsmaschinenhaus nimmt diese Sammelleitung mit den Absperrorganen auf. Auf der anderen Seite des Maschinenhauses befindet sich die Mittelspannungsschaltanlage, an der der Eigenbedarf und das Mittelspannungsverbrauchernetz angeschlossen sind. Durch einen freien Gang — für das Ausfahren der Umspanner gedacht — getrennt, folgt das Hochspannungsschalthaus. Die Schaltwarte hat Klingenberg zwischen den beiden Schaltanlagen unter Überbauung des Ganges oder im Zuge der Mittelspannungsanlage angeordnet. Man sieht, der Energiefluß vom Kohlenlagerplatz bis zu den hochspannungsseitigen Leitungsanschlüssen verläuft vollkommen geradlinig durch die Kraftwerksanlage. Auch die Rückführung des Kondensates zum Kessel geschieht geradlinig in entgegengesetzter Richtung. Die Kühlwasserzu- und -ableitung ist quer zum Hauptenergiefluß, parallel zur Maschinenhauslängsachse, angeordnet.

Das Hauptmerkmal dieser Anordnung ist, daß die Kessel und Maschinenhausachse senkrecht zueinander liegen. Man spricht von einer T-förmigen Anordnung. Im Gegensatz dazu ist bei dem unter b wiedergegebenen Beispiel die Kesselhausachse parallel zur Maschinenhausachse gelegt. Auch die elektrische Schaltung weicht von der vorhin erläuterten Anordnung ab. Generator und Umspanner sind direkt aufeinander geschaltet, die Sammelschienen in Abschnitte unterteilt, die Eigenbedarfsschaltanlage in der Nähe des Hauptverbrauches am Kesselhaus untergebracht. Im übrigen verläuft der Energiefluß ebenfalls geradlinig durch das Werk.

Energiefluß und Anordnung eines Werkes mit weitgehender Grup-

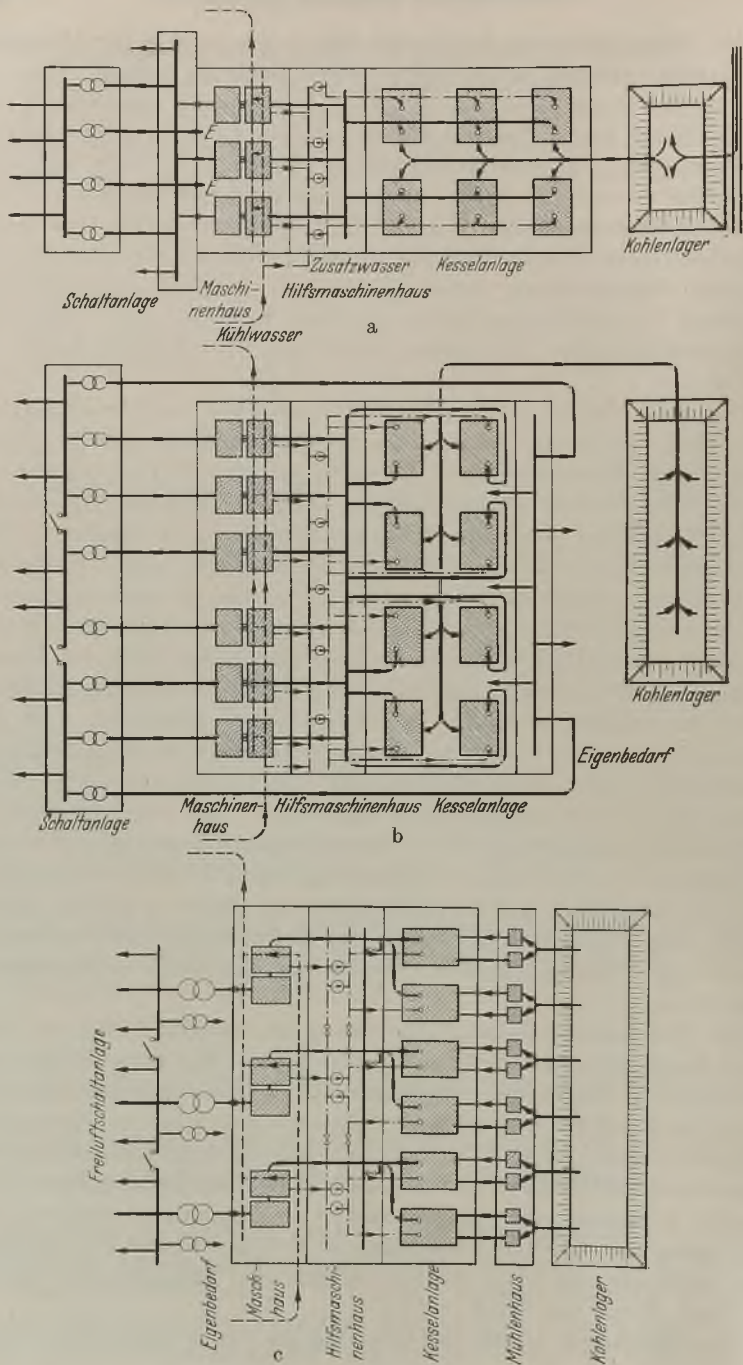


Abb. 101. Energiefluß durch das Kraftwerk.

penschaltung zeigt das Schema c. Bei Gruppenschaltung ist die Parallelanordnung das Gegebene. Wie man sieht, gibt die Gruppenschaltung einen außerordentlich übersichtlichen Aufbau und eine klare Gliederung der Anlageteile des Kraftwerkes.

Der Energiefluß bestimmt Anordnung und Grundrißgestaltung des Kraftwerkes. Der planende Ingenieur muß daher dem Energiefluß, der auch in engem Zusammenhang mit der Schaltung der Betriebsmittel steht, Beachtung schenken und ihn zum Ausgangspunkt für den baulichen Entwurf des Kraftwerkes machen.

17. Gesichtspunkte für die Unterbringung der Einrichtungen zur Überwachung und Steuerung des Energieflusses.

Die Vergrößerung der Einheitsleistungen und die zunehmende Mechanisierung der Kesselantriebe einerseits, die Ausdehnung und Vermaschung der Netze, die eine immer größere Zahl von abgehenden Leitungen zur Folge hatte, andererseits, waren Anlaß zu einer sehr raschen technischen Entwicklung der Einrichtungen zur Überwachung und Steuerung des Energieflusses im letzten Jahrzehnt bis zu einem heute erreichten Stand der Vervollkommnung, der es gestattet, den verschiedensten betrieblichen Anforderungen gerecht zu werden. Vereinfachung der Bedienung und Betriebsführung, erhöhte Sicherung der Versorgung und stetige Überprüfung des wirtschaftlichen Arbeitens des Werkes und seiner Teile sind die grundsätzlichen Aufgaben, die an die hier erörterten Einrichtungen gestellt werden. Je nach den jeweiligen örtlichen Betriebsverhältnissen, der Erfahrung und Vorliebe der Betriebsführung, wird die eine oder andere Lösung zur Anwendung kommen. Es ist nicht Aufgabe dieses Buches, die konstruktive Durchbildung der Einrichtungen und den Aufbau der Schaltpulte und -tafeln zu erörtern, noch die Frage: Hand- oder selbsttätige Regelung der Kesselanlage bzw. handgesteuertes oder selbsttätiges Anfahren der Betriebsmittel zu untersuchen. Dies hat auf den Einbauort der Einrichtungen keinen Einfluß. In einem nach neuzeitlichen Gesichtspunkten gebauten größeren Kraftwerk nehmen jedoch die Steuerungs- und Überwachungseinrichtungen einen derartigen Umfang an, daß ihre Anordnung und Unterbringung in die Gesamtplanung einbezogen werden muß, da sie vor allem auf die Grundrißgestaltung des Kraftwerkes von Einfluß ist.

In der Abb. 102 wurde versucht, schematisch die Anordnungsmöglichkeiten der Überwachungs- und Steuerungseinrichtungen zusammenzustellen, wobei ausgeführte oder geplante Anlagen als Vorlage dienten. Die linke senkrechte Reihe gibt Anordnungen wieder, bei denen die

Einrichtungen für die Kesselbedienung von denen für den elektrischen Betrieb vollkommen getrennt sind. Bei den in der mittleren Reihe dargestellten Schemen ist eine Erweiterung der Bedienungsstände der Kessel durch Herübernahme der für die Versorgung des Eigenbedarfes notwendigen Schalteinrichtungen aus der elektrischen Warte vorgenommen worden. Die letzte Reihe ist durch eine weitgehende Zusammenfassung der wärmetechnischen und elektrischen Überwachungs- und Steuereinrichtungen zu einer Gemeinschaftswarte gekennzeichnet.

Im Schema a sind die Überwachungs-, Regel- und Steuergeräte für die Kessel unmittelbar an diesen in Einzelbedienungsständen (*K T*) zusammengefaßt. Bei dieser Lösung kann der Kesselwärter das Arbeiten des Kessels direkt

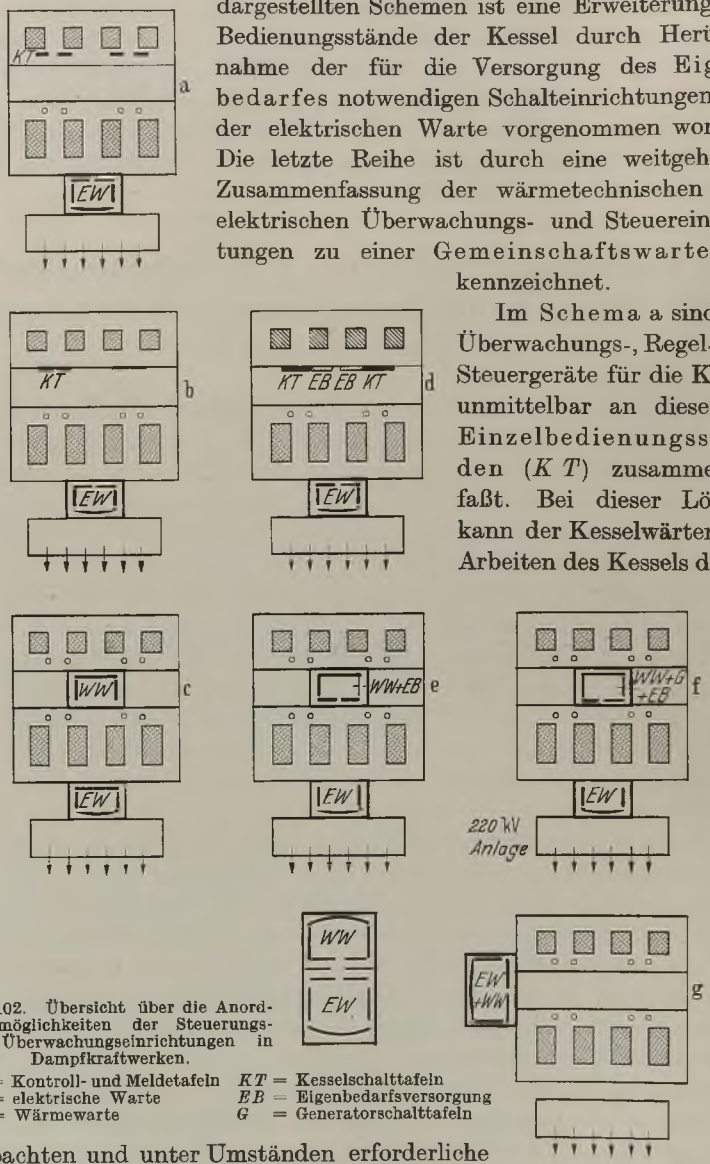


Abb. 102. Übersicht über die Anordnungsmöglichkeiten der Steuerungs- und Überwachungseinrichtungen in Dampfkraftwerken.

○ = Kontroll- und Meldetafeln
EW = elektrische Warte
WW = Wärmewarte
KT = Kesselschalttafeln
EB = Eigenbedarfsversorgung
G = Generatorschalttafeln

beobachten und unter Umständen erforderliche Eingriffe vornehmen. Diese örtliche Überwachung und Steuerung der Kessel wird im allgemeinen bei Rostfeuerung vorgezogen, aber auch bei Kohle mit wechselnden und schlechten Brenneigenschaften bevorzugt

angewandt. Abb. 103 zeigt einen solchen Bedienungsstand eines 67 at Kessels mit 160 t/h höchster Dauerleistung. Das Pult enthält die Betätigungsorgane für die Kesselhilfsantriebe, die Wandtafel Anzeige- und selbstschreibende Meßgeräte sowie die Steuerapparate für die in diesem

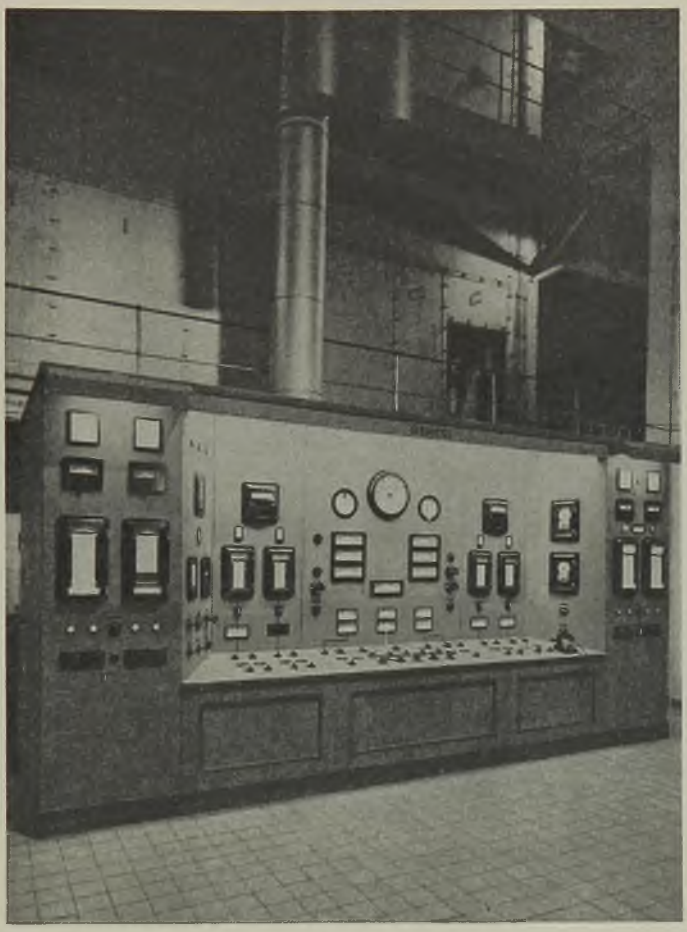


Abb. 103. Bedienungsstand eines Hochdruckkessels in einem Großkraftwerk.

Fall angewandte selbsttätige Kesselregelung. In der Abb. 104 ist eine andere Ausführungsweise eines Kesselbedienungsstandes wiedergegeben. Ihr liegt der Gedanke zugrunde, eine Zwangsaufzeichnung der wichtigeren Meßgrößen durch den Kesselwärter vornehmen zu lassen und die selbstschreibenden Instrumente auf diese Weise zu ersetzen. Im Leuchtschaltbild, das sich über dem Schreibstreifen befindet, sind

in verschiedenen Farben die Meßstellen eingezeichnet, die den Farben der Bleistifte für die Aufzeichnung entsprechen. Durch eine einfache sinnreiche Blockierungseinrichtung wird einerseits die Eintragung mit einem falschen Farbstift, andererseits eine nachträgliche Aufzeichnung von Meßstrichen bei Versäumen der Ablesezeiten unmöglich gemacht. Diese Konstruktion hat sicherlich den Vorteil, den Kesselwärter zu ver-

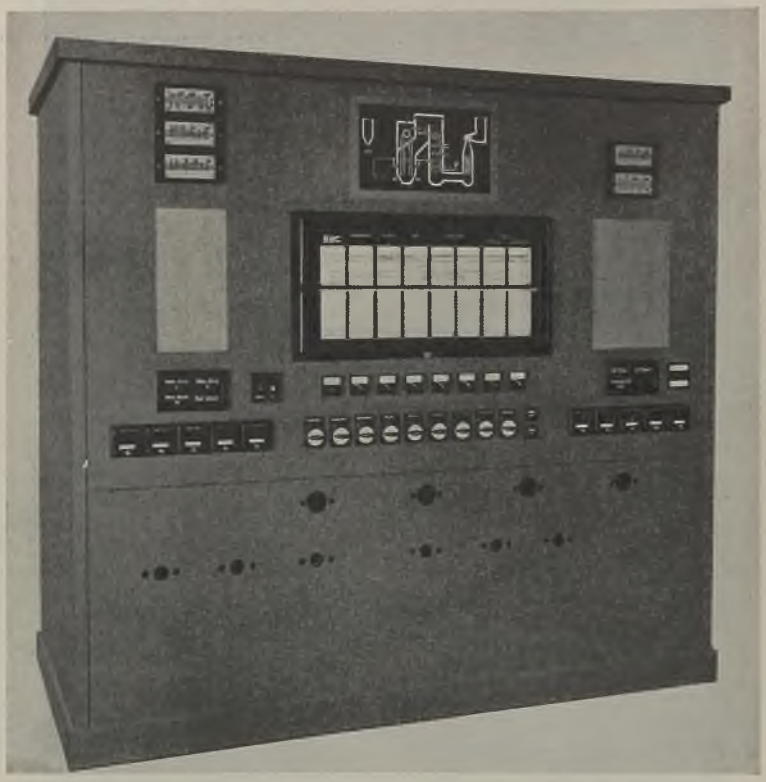


Abb. 104. Kesselbedienungsstand mit Zwangsaufzeichnung der Meßgrößen.

anlassen, sich viel eingehender mit den einzelnen Meßwerten und deren Veränderungen zu befassen als bei Tafeln mit selbstschreibenden Instrumenten. Dem steht allerdings der Nachteil gegenüber, im Störungsfall oder bei besonderen Betriebsgeschehnissen zwischen den Aufschreibezeiten keine Aufzeichnungen des Vorganges zu haben.

Von dem Gedanken ausgehend, daß bei großen Kesseln der am örtlichen Bedienungsstand stehende Wärter den Kessel ohnehin nicht übersehen kann, außerdem im Kesselhaus weiteres Personal vorhanden ist, welches z. B. das Arbeiten der Mühlen und anderer Einrichtungen über-

wacht und wichtige Teile dieser großen Kessel unter Beobachtung hält, bei Brennerfeuerung auch eine laufende Beobachtung nicht die Bedeutung hat wie bei Rostfeuerung, wurden im Schema b die Bedienungsstände (*K T*) aus dem Kesselhaus ins Pumpenhaus verlegt und hier für 2 Kessel zusammengefaßt. Dieser Aufstellungsort hat den Vorteil, daß die Bedienungsstände weniger der Staubentwicklung ausgesetzt sind als im Kesselhaus. Die Wärter können sich mit dem Maschinenpersonal direkt verständigen und haben trotzdem nur kurze Wege bis zu den Kesseln zurückzulegen. Der weitere Schritt ist die Zusammen-

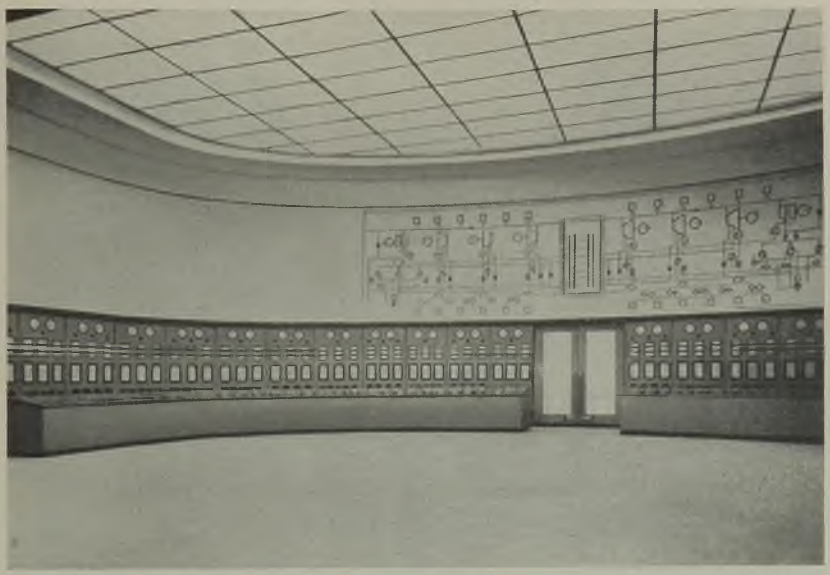


Abb. 105. Zentrale Wärmewarte eines Großkraftwerkes.

fassung dieser Bedienungsstände in einer zentralen Wärmewarte am oder im Kesselhaus, wie im Schema c angedeutet. Eine solche Wärmewarte, von deren Aufbau die Abb. 105 einen Eindruck gibt, hat den Vorteil einer zentralen Überwachung und Steuerung des Kesselbetriebes und einer leichteren Übersicht über den Betriebszustand der Gesamtanlage. Sie erleichtert eine wirtschaftliche Lastverteilung auf die einzelnen Kessel, besonders bei Verfeuerung verschiedener Brennstoffe und findet bei Brennerfeuerungen in zunehmendem Maße bei Neubauten und Neuplanungen Anwendung. Die Unterbringung der Überwachungs- und Steuereinrichtungen für die Kesselanlage in einer zentralen Wärmewarte ermöglicht es, die Bedienungstafeln und Pulte nach den bei elektrischen Warten bewährten Gesichtspunkten zu bauen.

Die Staubfreiheit gestattet eine Anordnung, die eine leichte Zugänglichkeit der hinter den Tafeln befindlichen Leitungsverbindungen und Klemmen gewährleistet, die Anordnung eines Kabelbodens unter der Wärmewarte eine übersichtliche Einführung der zahlreichen Steuerleitungen, die ein moderner Kessel heute erfordert. Nicht nur mit Rücksicht auf eine leichte Erreichbarkeit der Kessel, sondern auch wegen der Kabelkosten sollte auf eine möglichst nahe Lage der Wärmewarte gegenüber der Dampferzeugungsanlage Wert gelegt werden.

Bei diesen drei Anordnungen a bis c ist die Überwachung der Dampferzeugung vollkommen getrennt von der Steuerung der Maschinen

Abb. 106. Elektrische Warte eines großen Kraftwerkes.

und der Schaltung auf der elektrischen Seite. Die hierbei erforderlichen Einrichtungen sowie die Überwachungsinstrumente des elektrischen Teiles sind in der elektrischen Warte (*E W*) untergebracht, die aus ähnlichen Gesichtspunkten, wie bei der Wärmewarte erwähnt, in der Nähe des elektrischen Teiles des Kraftwerkes meistens entweder im Schalthaus oder zwischen Maschinen- und Schalthaus untergebracht wird. Mit steigender Größe der Kraftwerke, verstärkter Vermaschung der Netze und zunehmender Verfeinerung der Überwachung wurde der Wartenbau immer mehr zum Raumproblem, das zu beherrschen sowohl von der Seite der Unterbringung, als auch der Bedienbarkeit immer schwieriger wurde. Welche Ausmaße eine elektrische Warte annimmt,

zeigt die in Abb. 106 dargestellte eines vor kurzem in Betrieb gekommenen, auf ein großes Verbundnetz arbeitenden Kraftwerkes. Die rechte Seite ist den Generatoren und den 100-kV-Leitungsabzweigen, die linke Seite der Speisung des Eigenbedarfes und die Rückwand den elektrischen Reglern, der Erdschlußprüfung, Temperaturmessung, den Warn- und Signaleinrichtungen vorbehalten. Bei Werken mit Nahversorgung ist die Zahl der Abzweige und damit die Ausdehnung der Warte noch größer. Als Ausweg wurde z. B. in einem Falle im Zuge einer Erneuerung der Warte eine zweigeschossige Anordnung geplant, um die Grundfläche in einigermaßen tragbaren Grenzen zu halten. Eine andere Lösung, die in steigendem Maße Eingang gefunden hat, ist die Verwendung von

Abb. 107. Elektrische Warte einer größeren Schaltanlage mit Schmalfeld-Schalttafeln.

sogenannten Schmalfeld-Schalttafeln. Eine damit ausgestattete elektrische Warte ist in Abb. 107 gezeigt. Das Blindschaltbild mit Schalterstellungsanzeigern und in diesen eingebauten Betätigungsschaltern ist auf dem Bild deutlich erkennbar. Die schreibenden Instrumente sind aus dem eigentlichen Warteraum entfernt worden und entweder im Gang hinter den Schalttafeln oder in einem Geschoß tiefer untergebracht. Welche Raumersparnis diese Schmalfeldtafeln erbringen, ist versucht worden, in Abb. 108 darzustellen. Auch die Verwendung von Leuchtschaltbildern mit eingebauten Schattenpfeilinstrumenten (Abb. 109) und Unterbringung der Bedienungseinrichtungen auf schmalgehaltenen Pulten mit Steckschlüsselbetätigung ist, abgesehen von den sonstigen

Zwecken des Leuchtschaltbildes, wie der Kenntlichmachung des Spannungszustandes der einzelnen Zweige, ein Weg, mit einem kleineren Raum auszukommen.

Die Überlegung, daß der überwiegende Teil an der Eigenbedarfsleistung der Dampferzeugungsanlage zufällt, führte bei einem Kraftwerksentwurf zu dem Gedanken, die Schalt- und Meßeinrichtungen für die Eigenversorgung aus der elektrischen Warte wegzunehmen, sie mit der Kesselüberwachung zu vereinen und ihre Bedienung den entsprechend zu schulenden Kesselwärtern anzuvertrauen, womit auch eine merkbare Verkleinerung der elektrischen Warte verbunden ist. Diese Anordnung ist in der zweiten Reihe der Abb. 102 in den Schemen d und e angedeutet.

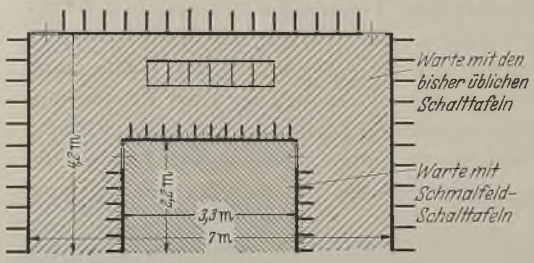


Abb. 108. Vergleich der Abmessungen von elektrischen Werten mit üblichen und Schmalfeld-Schalttafeln.

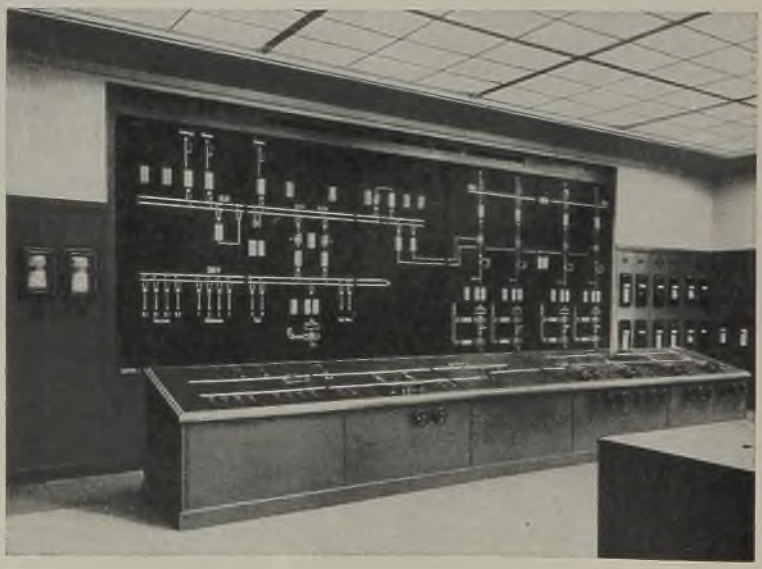


Abb. 109. Elektrische Warte mit Leuchtschaltbild.

Ebenso wie bei der Wärmewarte ist im Gesamtentwurf bei der Raumausteilung auf einen ausreichenden Kabelboden unter der elektrischen

Warte Rücksicht zu nehmen. Auch die Kabel und Steuerleitungen innerhalb des Werkes sollen leicht zugänglich verlegt sein. Ferner sollte man darauf sehen, wenn schon Wert auf eine einheitliche Flurhöhe im Kessel-, Hilfsmaschinen- und Maschinenhaus gelegt wird, auch die Warte auf gleicher Höhe unterzubringen und so den Weg zwischen dieser und den Betriebsräumen zu verkürzen.

Die räumliche Trennung der dampfseitigen und elektrischen Überwachung hat unbestritten den Nachteil der Verständigungsschwierigkeit zwischen dem verantwortlichen Schaltpersonal auf der elektrischen und Dampfseite, die sich besonders bei Werken mit stark veränderlicher Belastung und nichtselbsttätiger Kesselregelung oder aber auch bei unvorhergesehenen Betriebsvorkommnissen bemerkbar macht (51). Man ging daher in zunehmendem Maße dazu über, vom Fernsprecher unabhängige Verständigungsmöglichkeiten zu schaffen und außerdem unter Verwendung von beiderseitig eingebauten Melde- und Signaltafeln für besondere Betriebsfälle in die elektrische Warte die wichtigsten Meßwerte von der Dampfseite und umgekehrt der Kesselüberwachung die elektrische Leistungserzeugung und entsprechend dem Belastungsverlauf den Sollwert der Dampferzeugung zu übertragen. Eine ganze Reihe von solchen Einrichtungen ist von den einschlägigen Firmen entwickelt worden.

Das Streben, die Verständigung zwischen dampfseitiger und elektrischer Betriebsüberwachung zu vervollkommnen, war der hauptsächlichste Anstoß dazu, von den in den Schemen c bzw. e dargestellten Anordnungen noch einen Schritt weiter zu gehen und die gesamte Betriebsüberwachung in einer Gemeinschaftswarte zu vereinigen. In Weiterentwicklung des Schemas e entstand das Schema f. Hier ist die Überwachung der gesamten Erzeugung in einer Gemeinschaftswarte zusammengefaßt, während die Überwachung und Schaltung der Leitungsabzweige in einer elektrischen Warte als sogenannte Netzwarte belassen wurde. Für diese Anordnung liegt dann ein Anwendungsgebiet vor, wenn die große Zahl der Abzweige oder z. B. das Vorhandensein einer 220-kV-Umspannstation mit den notwendigen Regel- und Kompensationseinrichtungen den Betrieb einer besonderen Netzwarte, ähnlich den Warten eines Schalt- und Umspannwerkes im Netz wirtschaftlich berechtigt und mit Rücksicht auf die Begrenzung der Wartenabmessungen als geboten erscheinen läßt. Ein Kraftwerk mit einer derartigen Wartenanordnung ist vor kurzem in Betrieb gekommen, ein anderes befindet sich zur Zeit im Bau. Die Gemeinschaftswarte des fertiggestellten Werkes ist in Abb. 110 gezeigt. Links sind die Kesselbedienungsstände (je 2 Kessel zusammengefaßt), rechts die Schalttafeln für die Generatoren und die Eigenversorgung untergebracht. Wie das Blindschaltbild erkennen läßt, werden noch die Leistungsschalter

hinter den Aufspannern von der Gemeinschaftswarte bedient, die Sammelschienentrennschalter bereits von der Netzwarte betätigt. Das Schema g endlich stellt den Fall einer einzigen Gemeinschaftswarte

Abb. 110. Gemeinschaftswarte eines Hochdruckkraftwerkes.

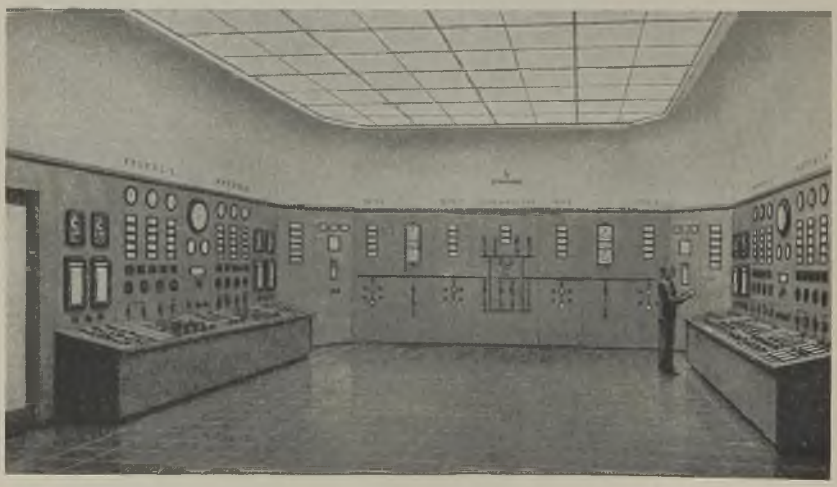


Abb. 111. Gemeinschaftswarte.

dar, deren Unterbringung in einem Raum dann möglich ist, wenn wenig Abzweige und auch eine geringe Maschinenzahl vorhanden sind, die Zahl der elektrischen Schaltfelder also in angemessenen Grenzen bleibt

(Beispiel Abb. 111). Bei einem umfangreicheren Netzanschluß wird man, wie angedeutet, die Aufteilung der Einrichtungen auf zwei nebeneinanderliegende Räume vorziehen, die einerseits die direkte Verständigungsmöglichkeit bestehen lassen, andererseits eine genügende Übersicht über die Instrumente ermöglichen.

Es ist hier in den Vordergrund gestellt worden, die Wärmewarte bzw. die Gemeinschaftswarte in möglichster Nähe der Kesselanlage anzuordnen. Mitunter herrscht das Streben aus anderen Gründen vor, die Warte in größerer Entfernung vom Krafthaus unterzubringen. Bedenkt man, daß die langen Steuerleitungen zusätzliche Störungsquellen darstellen, diese außerdem erhebliche Kosten verursachen, ebenso wie die dann kaum zu vermeidenden Notbedienungstafeln an den Kesseln selbst, die ein Eingreifen an Ort und Stelle gestatten, so erscheint hier die naheliegende Lösung, die Warte beim Kesselhaus zu belassen und — falls man eine Fernsteuerungsmöglichkeit für zweckmäßig hält — eine mit den notwendigsten Einrichtungen versehene zweite Hilfswarte in einiger Entfernung unterzubringen.

Die Vorteile der Gemeinschaftswarte liegen auf der Hand. Der Nachteil, daß die Kessel der direkten Beobachtung des schaltenden Bedienungspersonals entzogen sind, darf aber nicht ganz übersehen werden. Er fällt bei Brennerfeuerungen viel weniger ins Gewicht als bei Rostfeuerungen, besonders wenn durch ein zweckentsprechendes Signalsystem und durch eine zuverlässige Übertragung aller notwendigen Meßwerte nach der Warte die Gewähr gegeben ist, daß die Bedienung in der Warte auf jede Veränderung der Arbeitsweise des Kessels aufmerksam gemacht wird. Ob diese Nachteile bei Brennerfeuerung wirklich von großer Bedeutung sind, besonders wenn, wie hier herausgestellt, die Warte neben dem Kesselhaus auf gleicher Flurhöhe untergebracht und dadurch die Verbindungswege kurz gehalten werden, muß die Zukunft lehren. Die Erfahrungen mit Gemeinschaftswarten sind noch zu kurz, um allgemeinere Schlüsse ziehen zu können. Bei Anlagen nach Schema f hat sich die Gemeinschaftswarte bisher bestens bewährt.

18. Grundriß- und Querschnittsgestaltung des Krafthauses.

Im 16. Abschnitt wurde der Energiefluß durch das Kraftwerk näher erörtert und versucht, den Zusammenhang zwischen der Führung des Energieflusses bzw. der grundsätzlichen Schaltung der Betriebsgruppen und der Anordnung des Kesselhauses darzulegen. Abgesehen von den für die Führung des Energieflusses herausgestellten Gesichtspunkten, denen bei der Grundriß- und Querschnittsgestaltung des Krafthauses

Rechnung zu tragen ist, wird diese in erster Linie noch durch folgende im Zuge der Planung getroffene Festlegungen beeinflußt:

1. Anzahl der Kessel und Turbinen,
2. Bauplatzform,
3. Notwendige Schornsteinhöhe,
4. Unterbringung der Schaltwarte.

In welcher Weise die Kesselzuordnungszahl für die Grundrißform des Krafthauses bestimmend ist, läßt Abb. 112 erkennen. Es ist hier versucht worden, die Grundrisse einer Reihe ausgeführter Anlagen in ein Schema einzuordnen, und zwar einerseits nach der Kesselzahl je Turbine, andererseits nach der Anordnung eingeteilt. Folgt man der historischen Entwicklung des Dampfkraftwerksbaues, so muß man von der untersten Reihe ausgehen. Wie bereits im 2. Abschnitt erwähnt, blieb die Leistung der Kesseleinheiten früher wesentlich hinter der der Turbineneinheiten zurück. Dies bedingte eine verhältnismäßig große Kesselzuordnungszahl und damit die sogenannte T-Anordnung von Kessel- und Maschinenhaus als zweckmäßigste Lösung. In der untersten Spalte ist der Grundriß eines Kraftwerkes angedeutet, bei dem 4 Kessel einer Turbine zugeordnet sind. Zwischen Kessel- und Maschinenhaus ist das Hilfsmaschinenhaus angeordnet. Bei einigen Ausführungen ist dieses zwischen den einzelnen Kesselhäusern untergebracht. Auch bei Aufstellung von 3 Kesseln je Turbine ist die T-Anordnung die naheliegendste, wenn man von dem ebenfalls dargestellten Fall der Parallelanordnung mit einreihigem Maschinenhaus absieht, bei dem die angestrebte ungefähr gleiche Baulänge von Kessel- und Maschinenhaus dadurch zustande kam, daß mit den Hauptmaschinensätzen je ein Hausgenerator gekuppelt wurde. Die in diesem Falle größere Länge der Maschinensätze machte diese Anordnung anwendbar, da die Länge eines Maschinensatzes etwa der von 3 Kesseln entspricht.

Die technische Entwicklung des Kesselbaues, die u. a. eine Steigerung der Einheitsleistungen mit sich brachte, führte zur Aufstellung von 2 und 1 Kessel je Turbine. Man findet bei der Kesselzuordnungszahl 2 auch heute noch mitunter bei Neubauten die T-förmige Anordnung vertreten, wie das in der zweiten Reihe der Abb. 112 angedeutete Beispiel zeigt. (Die Maschinen sind hier parallel aufgestellt, während sie bei größeren Kesselzuordnungszahlen hintereinander angeordnet sind.) Es überwiegt aber hier bereits die Parallelanordnung, die, wie weiter unten gezeigt, verschiedene unbestreitbare Vorteile aufweist. Bei der Kesselzuordnungszahl 2 hat sich die Parallelanordnung sowohl mit ein- als auch zweireihigem Kesselhaus eingeführt. Im ersten Falle ist es naheliegend, die Maschinenachsen parallel zur Maschinenhauslängsachse, im zweiten Fall normal dazu, anzuordnen. Das Hilfsmaschinenhaus findet bei parallelen Kessel- und Maschinenhausachsen seinen Platz

zwischen den beiden. Ist die T-Anordnung mitunter bei Aufstellung von 2 Kesseln je Turbine noch vertreten, so scheidet sie bei der Kesselzuordnungszahl 1 überhaupt aus. Hier steht im Vordergrund die Parallelanordnung mit einreihigem Kesselhaus und quergestellten Maschinen, während das zweireihige Kesselhaus auf Sonderfälle mit besonders breiten Kesseleinheiten beschränkt bleiben dürfte. Man kann also hin-

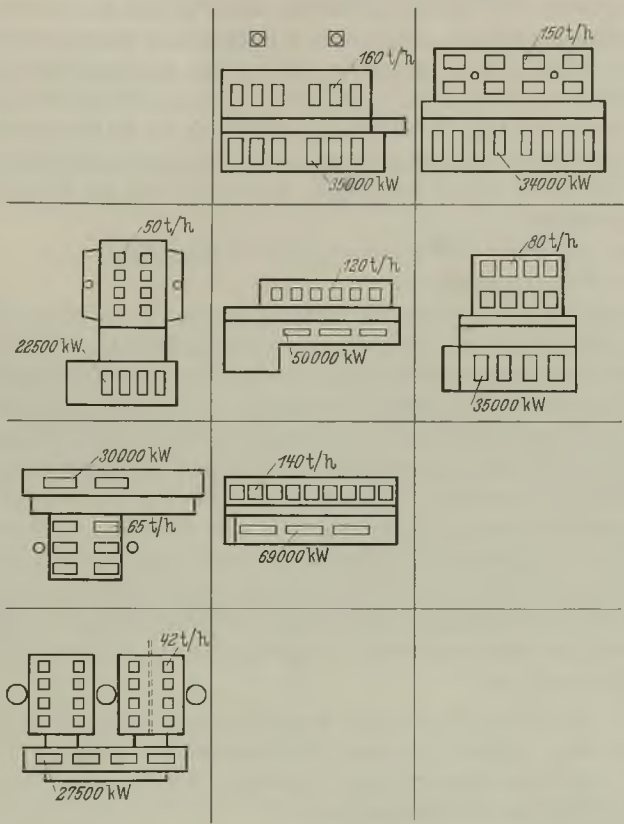


Abb. 112. Schematische Darstellung der Anordnung von Kessel-, Hilfsmaschinen- und Maschinenhaus von ausgeführten Anlagen.

sichtlich der Grundrißgestaltung zusammenfassend sagen: Bei der Kesselzuordnungszahl 1 besteht im allgemeinen kein Zweifel über die zu wählende Anordnung. Bei Aufstellung von 2 Kesseln je Turbine gibt es verschiedene Möglichkeiten, die von Fall zu Fall geprüft werden müssen. Bei Wahl von 3 oder 4 Kesseln je Turbine (Fälle, die heute normalerweise nicht mehr vorkommen) steht die T-förmige Anordnung im Vordergrund.

Bei Wahl des Grundrisses spielt naturgemäß auch die Form des Bauplatzes eine Rolle. Sie ist vor allem bei der Kesselzuordnungszahl 2 von Bedeutung. Kesselhäuser mit zweireihigen Kesselanlagen benötigen dem Quadrat sich nähernde Grundflächen, solche mit einreihigen Kesselhäusern dagegen eine Grundrißfläche mit ausgeprägter Längenausdehnung.

Wenn bisher über die Grundrißform allein gesprochen wurde, so war dies insofern berechtigt, als nur die verschiedenen Anordnungsmöglichkeiten hinsichtlich ihres Anwendungsbereiches gekennzeichnet wurden. Tatsächlich stehen Grundriß- und Querschnittsgestaltung in einem recht engen Zusammenhang, der in erster Linie durch die Maßnahmen bedingt ist, die man für eine die Umgebung nicht belästigende Abführung der Rauchgase als notwendig erachtet. Hierbei ist von der Brennstoffseite her entscheidend:

1. die chemische Zusammensetzung der Rauchgase,
2. der Flugaschengehalt.

Enthalten die Rauchgase größere Mengen von schwefliger Säure, so wird man sich ganz unabhängig von dem Anfall an Flugasche zu hohen Schornsteinen entschließen müssen, um die schweflige Säure in höhere Luftschichten zu führen und besser zu verteilen, besonders wenn Waldungen und Kulturen in der Nähe des Kraftwerkes liegen. Diese Maßnahme wird um so notwendiger, je höher die Kraftwerksleistung und damit die anfallende Gasmenge ist. Man wird in solchen Fällen im allgemeinen Schornsteinhöhen zwischen 100 und 150 m wählen müssen, die normalerweise auf Gelände stehen und dadurch Grundriß- und Querschnittsgestaltung des Krafthauses bestimmen. Wenn der SO_2-Gehalt der Rauchgase nur geringen Einfluß ausübt, so ist für die Festlegung der Schornsteinhöhe die Flugaschenfrage entscheidend. Bezeichnet man mit

D = die stündlich erzeugte Dampfmenge des Kessels [t/h],
H = den unteren Heizwert des Brennstoffes [kcal/kg],
$i_D - i_W$ = die dem Kesseldampf zugeführte Wärmemenge [kcal/kg],
η_k = den Kesselwirkungsgrad,
g = den Aschengehalt des Brennstoffes [%],
f = den Anteil der Flugasche an der gesamten Aschenmenge, gemessen im Kesselfuchs [%],
σ = den Entstaubungsgrad einer Rauchgasentstaubungsanlage [%],

so beträgt die im Kessel zu verfeuernde Brennstoffmenge

$$\frac{D}{H}\frac{(i_D - i_W)}{\eta_k} \text{ [t/h]}.$$

Multipliziert man die Brennstoffmenge mit $g/100$, so erhält man die

dem Kessel zugeführte Aschenmenge und durch weitere Multiplikation mit $f/100$ die Flugaschenmenge

$$\frac{f \cdot g}{10} \cdot \frac{H}{D} \frac{i_D - i_W}{\eta_k} \quad [\text{kg/h}]$$

bzw. die spezifische Flugaschenmenge

$$F = \frac{f \cdot g}{10\,H} \cdot \frac{i_D - i_W}{\eta_k} \quad [\text{kg/t Dampf}]. \qquad 9)$$

Setzt man als Mittelwert für $i_D = 810$, für $i_W = 180$ kcal/kg und für $\eta_k = 0{,}84$ ein, so kann man für die Flugaschenmenge anschreiben:

$$F = 75 \cdot \frac{f \cdot g}{H} \quad [\text{kg/t Dampf}].$$

Für den Flugaschenanteil gelten folgende mittlere Erfahrungswerte:

Bei Kohlenstaub- und Mühlenfeuerung $f = 75 \cdots 85\,\%$ des gesamten zugeführten Aschengewichtes,
bei Rostfeuerung . . . . . $f = 15 \cdots 35\,\%$ des gesamten zugeführten Aschengewichtes.

Man erkennt daraus, daß die Wahl der Feuerung einen großen Einfluß auf den Flugaschengehalt ausübt. Der andere, die spezifische Flugaschenmenge bestimmende Faktor ist die Beschaffenheit des Brennstoffes selbst, gekennzeichnet durch den Heizwert H und den Aschengehalt g. In welchen beiden Grenzen H und g veränderlich sein können, zeigen die nachstehenden Zahlenangaben über drei verschiedene Kohlensorten:

	Schles. Steinkohle (hochwert. Kohle)	Lausitzer Braunkohle	Sudetenländ. Lettenkohle (Abfallkohle)
H [kcal/kg]	6900	2230	2820
Aschengehalt g [%]	7,7	10,2	30,6
F bei Rostfeuerung [kg/t] (f Mittel = 25 %)	2,1	8,6	20,0
F bei Staubfeuerung [kg/t] (f Mittel = 80 %)	6,7	27,5	65,0

In den beiden letzten Zeilen ist die anfallende Flugaschenmenge dieser Kohlensorte bei Verwendung von Rost- und Staubfeuerungen eingetragen. Während bei einer hochwertigen schlesischen Steinkohle bei Rostfeuerung der spezifische Flugaschenanfall in der Größenordnung von etwa 2 kg/t Dampf liegt, macht er bei Lettenkohle über 20 kg/t, also das 10fache, aus. Bei Staubfeuerung ergeben sich die mehr als 3fachen Zahlen.

Durch Einbau von Staubabscheidern, die einen Entstaubungsgrad σ aufweisen, kann man den Flugaschengehalt auf

$$\frac{100 - \sigma}{100} \cdot F \quad [\text{kg/t}]$$

erniedrigen. In der Abb. 113 ist für die drei Kohlensorten und für Rost- und Staubfeuerung der spezifische Flugaschenanfall in Abhängigkeit vom Entstaubungsgrad eingetragen. Das Diagramm zeigt vielleicht noch anschaulicher als die oben wiedergegebene Zahlentafel den Einfluß von Brennstoffbeschaffenheit und Feuerung auf den Flugaschenanfall und den Entstaubungsgrad. Wollte man auf den gleichen spezifischen Flugaschenanfall, wie bei der schlesischen Steinkohle mit Rostfeuerung kommen, so wäre unter Beibehaltung der Rostfeuerung bei der Lausitzer Braunkohle ein Entstaubungsgrad von 76 %, bei der Lettenkohle ein solcher von 89 % erforderlich. Beim Vergleich der Staubfeuerung untereinander ergeben sich etwa die gleichen Zahlen, bei dem Vergleich der Staubfeuerung mit der Rostfeuerung jedoch wesentlich höhere Werte. Bei Braunkohle ist das Entstaubungsproblem schwieriger und erfordert einen nicht unerheblichen Mehraufwand.

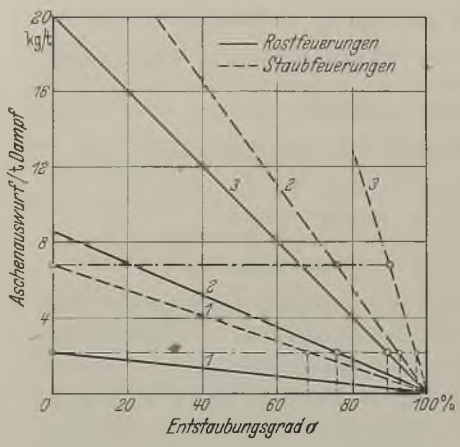


Abb. 113. Zusammenhang zwischen Entstaubungsgrad σ und dem Aschenauswurf für verschiedene Kohlensorten.

1 = Steinkohle $H = 6900$ Aschengehalt 7,7 %
2 = Lausitzer Braunkohle $H = 2230$,, 10,2 %
3 = Böhmische Lettenkohle $H = 2820$,, 30,6 %

Diese Betrachtungen bezogen sich auf den spezifischen Staubauswurf je t Dampferzeugung. Je größer die Kraftwerksleistung, um so größer die anfallende Flugstaubmenge. Bei großen Kraftwerken ist also der Flugstaubfrage eine viel größere Aufmerksamkeit zu schenken als bei kleinen Anlagen.

Als Maßstab für die Belästigung durch Flugasche und deren Bereich ist jedoch nicht der spezifische Flugaschenanfall je t Dampf oder der gesamte Flugaschenanfall, sondern der Aschenniederschlag je m² über einen längeren Zeitraum, z. B. einen Monat, anzusehen. Hier spielt die Schornsteinhöhe eine wesentliche Rolle, denn von ihr ist neben der Feuerungsart und der Brennstoffbeschaffenheit bei gleichem Entstaubungsgrad der Niederschlag der Flugasche je m² abhängig. Wenn auch eine genaue rechnerische Untersuchung dieser Frage nicht möglich ist, so bringt ihre theoretische Behandlung doch grundsätzliche Erkenntnisse und einen Anhalt bei den Planungsarbeiten. Da Schornsteinhöhe und Entstaubungseinrichtungen, wie bereits erwähnt, für die Grundriß- und Querschnittsgestaltung bestimmend sind, so ist es notwendig, sich im Rahmen dieses Abschnittes mit dieser Frage etwas ausführlicher zu beschäftigen.

Maßgeblich für die Verteilung des Flugstaubes auf die Umgebung ist die Absetzentfernung in der hauptsächlichen Windrichtung und die seitliche Ausbreitung des Staubes quer zur Achse. Für die Bestimmung der Absetzentfernung in Abhängigkeit von der Korngröße, der Windgeschwindigkeit und dem Raumgewicht des Flugstaubes gibt Schubert (52) ein Diagramm an, das unter bestimmten Voraussetzungen für eine Schornsteinhöhe von 100 m gilt und für andere Schornsteinhöhen verhältnisgleich umgerechnet werden kann. Hinsichtlich der seitlichen Streuung ist man auf Annahmen angewiesen. Man wird nicht zu sehr fehlgehen, wenn man unterstellt, daß die Rauchfahne sich mit wachsender Entfernung vom Schornstein immer mehr verbreitert. Dies gilt besonders dann, wenn man den monatlichen Niederschlag erfassen will; denn man muß ja auch berücksichtigen, daß die hauptsächliche Windrichtung in einem gewissen Winkel streut.

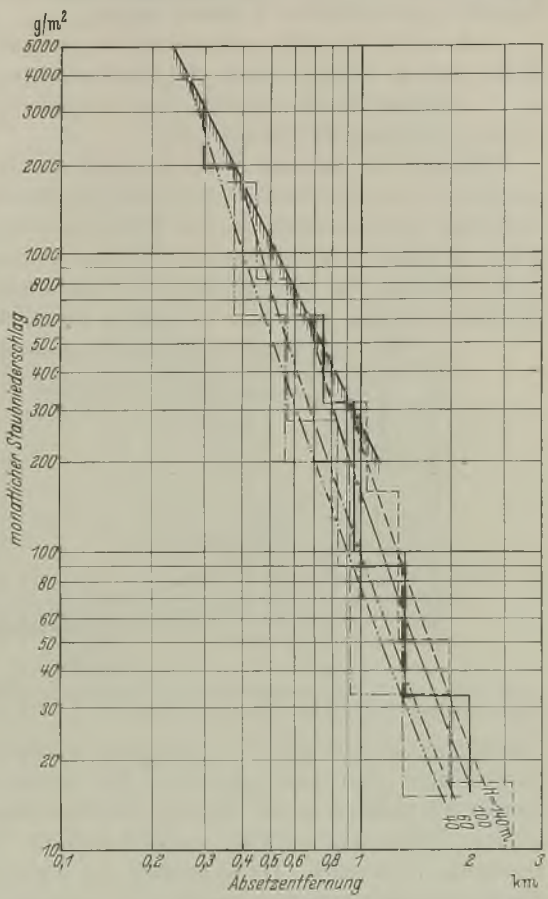


Abb. 114. Staubniederschlag und Absetzentfernung bei verschiedenen Schornsteinhöhen.

Annahme: Windgeschwindigkeit 5 m/s
gleiche Hauptwindrichtung
Streuwinkel 60°
ausgeworfene Staubmenge 1000 kg/h
Raumgewicht des Staubes 2 g/Nm³
bestimmte Körnung des Staubes

In der Abb. 114 wurde beispielsweise versucht, an Hand des in der Arbeit von Schubert enthaltenen Diagramms über die Absetzentfernung für ein gegebenes Staubgewicht und eine bestimmte Kornstufenunterteilung unter Annahme eines Streuwinkels von 60° die rechnerisch ermittelte Staubdichte je Monat in Abhängigkeit von der

Schornsteinhöhe darzustellen. Die Staubdichten sind auf einen Gesamtaschenauswurf von 1000 kg/h bezogen. Für andere Werte kann verhältnisgleich umgerechnet werden. Aus dem Schaubild lassen sich folgende grundsätzliche Schlüsse ziehen:

1. Je höher der Schornstein, um so geringer ist die größte Staubdichte, um so weiter werden die Staubteilchen getragen.

2. Je höher der Schornstein, um so größer ist in einer bestimmten Absetzentfernung die Staubdichte.

Dies gilt für Anlagen ohne Staubabscheider. Werden solche eingebaut, so verschiebt sich der Verlauf der Kurven, abgesehen von der absoluten Höhe insofern, als die Teilentstaubungsgrade, wie Abb. 115 zeigt, in starkem Maße von der Körnung abhängen (53). Würde man in eine Anlage, für die sich unter den gedachten Voraussetzungen die Staubabscheidung nach Abb. 114 ergab, eine Elektrofilteranlage mit der

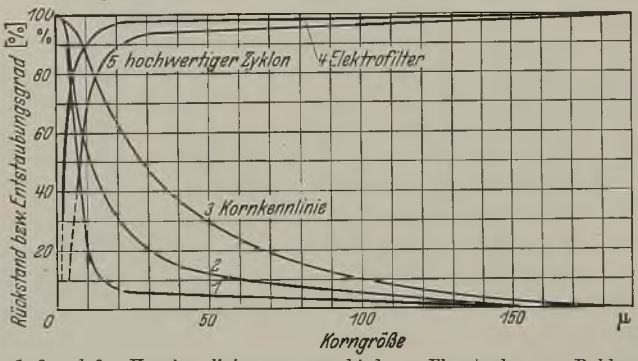


Abb. 115. *1*, *2* und *3* = Kornkennlinien von verschiedenen Flugstauben aus Rohbraunkohlen-Mühlenfeuerungen. *4* = Elektrofilterentstaubungsgrad. *5* = Zyklonentstaubungsgrad. Nach Gics.

Charakteristik nach Abb. 115 einbauen, so erhält man die in Abb. 116 dargestellten Abscheidungskurven. Man sieht, daß bei den angenommenen Verhältnissen der höchste Niederschlag pro m² nicht in der größten Werksnähe auftritt, sondern daß die Niederschlagskurven ein Optimum aufweisen. Im Gegensatz zu Abb. 114 schneiden sich die Niederschlagskurven für verschiedene Schornsteinhöhen und nähern sich erst bei größeren Absetzentfernungen der Charakteristik für Anlagen ohne Entstaubung. Jedenfalls läßt auch die Abb. 116 erkennen, in welchem Verhältnis Schornsteinhöhe und höchster spezifischer Staubniederschlag bei einer bestimmten Charakteristik des Entstaubers stehen. Hierbei ergeben sich einige Folgerungen für die Bemessung der Schornsteinhöhe und der Entstaubungseinrichtungen. Wird die Forderung gestellt, daß der Höchstwert des Staubniederschlages je m² und Monat eine bestimmte Größe nicht überschreitet und würde man den Staubniederschlag bei einem 100 m hohen Schornstein in Verbindung mit einer Entstaubungsanlage, bezogen auf eine Staubmenge im Fuchs von

TS-GESELLSCHAFT
BÜRO GLEIWITZ

1000 kg/h als zulässig erachten, so würden sich nach diesem Beispiel, in Abhängigkeit von der Schornsteinhöhe folgende Entstaubungsgrade ergeben, wenn bei 100 m Schornsteinhöhe ein mittlerer Entstaubungsgrad von 0,85 gewählt worden ist.

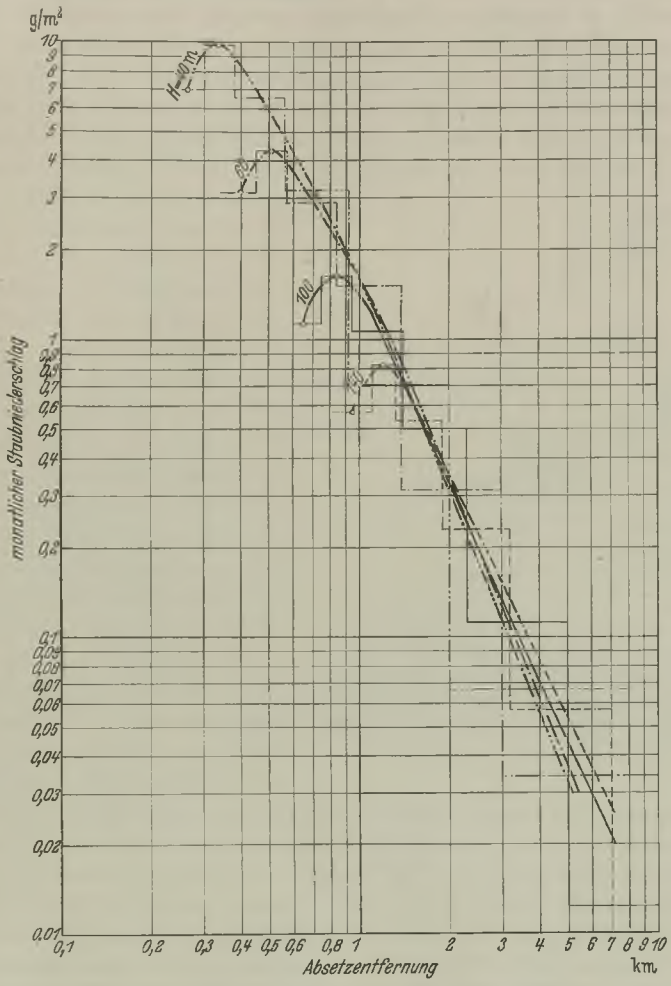


Abb. 116. Staubniederschlag und Ascheentfernung bei verschiedenen Schornsteinhöhen. Einbau eines Elektrofilters mit einer Kennlinie nach Abb. 115. Annahme wie bei Abb. 114.

Schornsteinhöhe über Gelände . .	140	100	60	40 m
Entstaubungsgrad	71	85	94	97,5 %.

Wäre bei 100 m Schornsteinhöhe bereits ein Entstaubungsgrad von 90 % notwendig, so würden die Zahlen lauten:

	80	90	96	98,3 %.

Diese Forderung würde gelten bei Kraftwerken, in deren Umgebung z. B. wertvolles Kulturland liegt, vor allem aber bei Werken in Wohnvierteln, wie z. B. Heizkraftwerken. Wird bei letzteren aus architektonischen Gründen ein Aschenauswurf in verhältnismäßig geringer Höhe angestrebt, so muß nach dem Vorhergesagten eine möglichst hochwertige Entstaubungseinrichtung eingebaut werden, außerdem, wenn dies nicht genügt, um das Flugaschengewicht selbst klein zu halten, möglichst aschenarmer Brennstoff und Rostfeuerung gewählt werden. Daneben wird man vielleicht auch die Höhe der Ausbauleistung des Werkes von der Seite der Flugaschenmenge her überprüfen müssen.

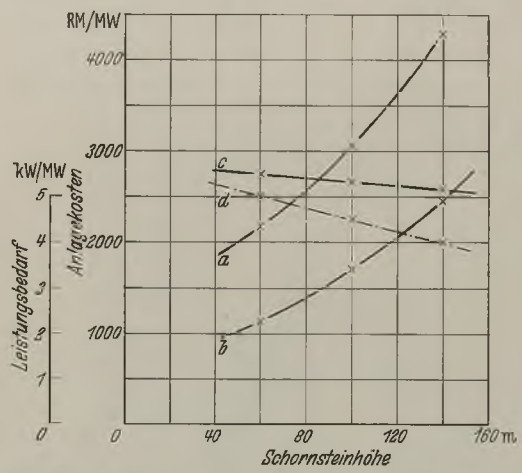


Abb. 117. Anlagekosten eines Betonschornsteines (*a*), eines gemauerten Schornsteines (*b*), der Saugzuganlage (*c*). Tatsächlicher Leistungsbedarf des Saugzuges bei Auslegungslast (*d*) in Abhängigkeit von der Schornsteinhöhe. 3 Kessel je 140 t/h mit Elektrofilter auf einen Schornstein geschaltet (Braunkohlenfeuerung).

Ganz anders liegen die Verhältnisse, wenn es sich z. B. um ein Braunkohlenkraftwerk inmitten von Gruben mit Brikettfabriken oder Schwelanlagen in nächster Nachbarschaft handelt. In einem solchen Falle muß man sich darüber klar werden, ob es nicht richtiger ist, einen gewissen, die Anlage wirtschaftlich nicht zu sehr belastenden Entstaubungsgrad festzulegen und die Schornsteinhöhe niedriger zu halten; denn der größere Aschenanfall in Nähe des Kraftwerkes fällt weniger ins Gewicht, dafür ist aber der Staubniederschlag in der weiteren Zone, in der vielleicht Wohnsiedlungen liegen, geringer. Es kann sich aber auch der Fall ergeben, daß an irgendeiner Stelle der Staubniederschlag noch erträglich empfunden, durch das Hinzukommen einer neuen Anlage und durch das Überschneiden der Niederschlagsbereiche diese Grenze jedoch überschritten wird. Diese Darlegungen zeigen, daß die Wahl der Schornsteinhöhe und des Entstaubungsgrades im Rahmen der Gesamtplanung des Kraftwerkes im Hinblick auf ihre Auswirkung zu den wichtigsten Festlegungen zu zählen ist.

Neben den bisher erörterten Gesichtspunkten muß auch die wirtschaftliche Seite berücksichtigt werden. Niedrige Schornsteinhöhen bedeuten die Notwendigkeit, den künstlichen Zug zu verstärken. Läßt man zunächst die Auswirkung auf die Entstaubungsanlage außer acht,

so stehen dem geringeren Kapitalaufwand für den Schornstein der erhöhte Energieverbrauch und die größeren Anlagekosten der Saugzuganlage gegenüber. In Abb. 117 sind für ein bestimmtes Kraftwerk mit den angegebenen Auslegungsdaten die Anlagekosten des Schornsteins und Saugzuges sowie der Leistungsbedarf des letzteren in Abhängigkeit von der Schornsteinhöhe eingetragen. Mit Hilfe dieser Zahlen wurde versucht, für verschiedene Wärmepreise die Anlagekosten für den Schornstein festzustellen, die zulässig sind, wenn man die ursprünglich gewählte Schornsteinhöhe von 140 m veringern würde. Der Einfluß der Benutzungsdauer ist hierbei, wie die Rechnung zeigte, infolge des verhältnismäßig größeren Leistungsbedarfs bei kleineren Benutzungsdauern verschwindend und daher vernachlässigbar. Das Ergebnis der Untersuchung ist in Abb. 118 wiedergegeben. Man sieht, daß bei Betonschornsteinen die höchst zulässigen Anlagekosten weit über den tatsächlichen liegen, niedrigere Schornsteine also wirtschaftlich gerechtfertigt wären. Bei gemauerten Schornsteinen und hohen Wärmepreisen liegen die Kurven ziemlich eng beisammen, bei kleineren Schornsteinhöhen, als etwa 60 m, und einem Wärmepreis von 2,5 RM./10^6 kcal wäre bei den zugrunde gelegten Verhältnissen die wirtschaftliche Grenze erreicht.

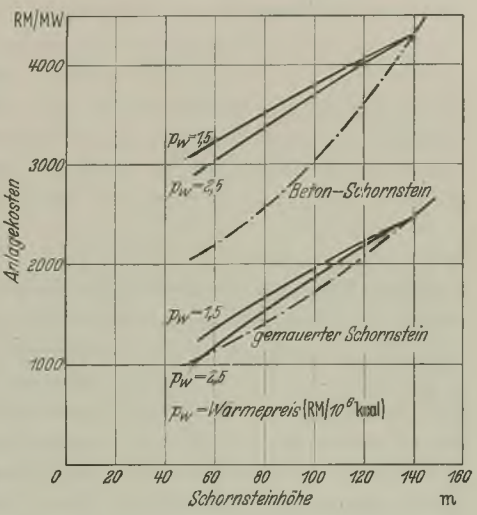


Abb. 118. Vergleich der zulässigen Schornsteinkosten bei Verringerung der Schornsteinhöhe mit den tatsächlichen, gültig für Benutzungsdauern zwischen 2000—6000 h.
—·—·—·— tatsächliche Anlagekosten.

Neben der wirtschaftlichen Auswirkung der Schornsteinhöhe auf den Leistungsbedarf des Saugzuges muß noch diejenige auf die Entstaubungseinrichtungen berücksichtigt werden. Es würde hier zu weit führen, einzelne Entstaubungssysteme näher zu erörtern. Es sei auf die Arbeit von Schubert und die einschlägige Literatur verwiesen. Es sei hier noch kurz bemerkt, daß die mechanischen Abscheider, von denen es eine ganze Reihe von Systemen gibt, zwar sehr hohe Teilentstaubungsgerade bei großen Korngrößen aufweisen, bei kleinen Korngrößen aber stark abfallen (siehe Abb. 115), so daß der Gesamtentstaubungsgrad unter denen von Elektrofiltern und Naßentstaubern liegt, die auch bei kleinen Korngrößen gut abscheiden. Die Zugverhältnisse liegen

bei mechanischen Abscheidern	etwa 30···75 mm WS	je nach System
bei Elektrofiltern	3···10 „ „ „ „	„
bei Naßentstaubern	10···50 „ „ „ „	„

Bei Naßentstaubern ist der hohe Wasserverbrauch zu berücksichtigen Auch hier ist zu prüfen, welcher größere Kapitalaufwand durch einen geringeren Zugverlust in Kauf genommen werden darf. Geht man davon aus, daß je 10 mm WS Zugverlust etwa 1,6 kW je m^3/s Rauchgas erforderlich sind, so darf unter Berücksichtigung von angemessenen Jahresfaktoren der Mehraufwand an Anlagekosten je m^3/s Rauchgas und 10 mm WS Ersparnis an Zugverlust

bei einem Wärmepreis von 1,5 RM./10^6 kcal rund 85 RM.,
„ „ „ „ 2,5 „ „ etwas über 100 RM.

betragen. Würde ein Filter z. B. einen um 40 mm WS geringeren Zugverlust gegenüber einem anderen System haben, so wäre bei einem Wärmepreis von 2,50 RM./10^6 kcal und einer Rauchgasmenge von 60 m^3/s für das erste Filter ein Mehrkostenaufwand von rd.

$$100 \cdot 40/10 \cdot 60 = 240000 \text{ RM.}$$

zulässig. Daneben wirkt sich eine Beeinflussung des Entstaubungsgrades durch die Schornsteinhöhe auch wirtschaftlich aus und muß berücksichtigt werden. In Abb. 119 sind die Kosten einer Elektrofilteranlage für verschiedene Entstaubungsgrade aufgetragen. Es wird nun von der Stärke der Beeinflussung des Entstaubungsgrades durch die Schornsteinhöhe abhängen, wie weit eine Herabsetzung der Schornsteinhöhe wirtschaftlich tragbar ist. Im allgemeinen wird man mit einer Verteuerung der Gesamtanlage zu rechnen haben, falls man den Entstaubungsgrad der Schornsteinhöhe anpassen muß. Wie bereits erwähnt, können andere Gründe, so z. B. architektonische, Mehrkosten als berechtigt erscheinen lassen.

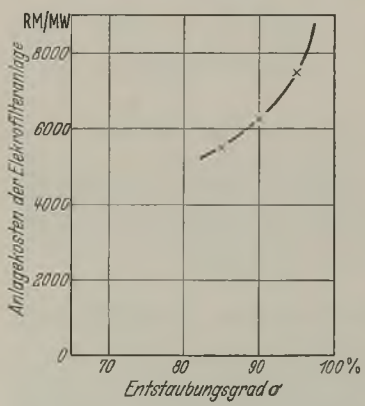


Abb. 119. Anlagekosten von Elektrofiltern für 3 Kessel je 140 t/h (Braunkohlenfeuerung).

Aus diesen hier angestellten Überlegungen heraus ergeben sich in Anpassung an die jeweils örtlichen Verhältnisse und Voraussetzungen verschiedenartige Lösungen hinsichtlich der Schornstein- und Filterauslegung und Anordnung. Einen Überblick hierüber geben die Abb. 123 bis 130 und die Abb. 121.

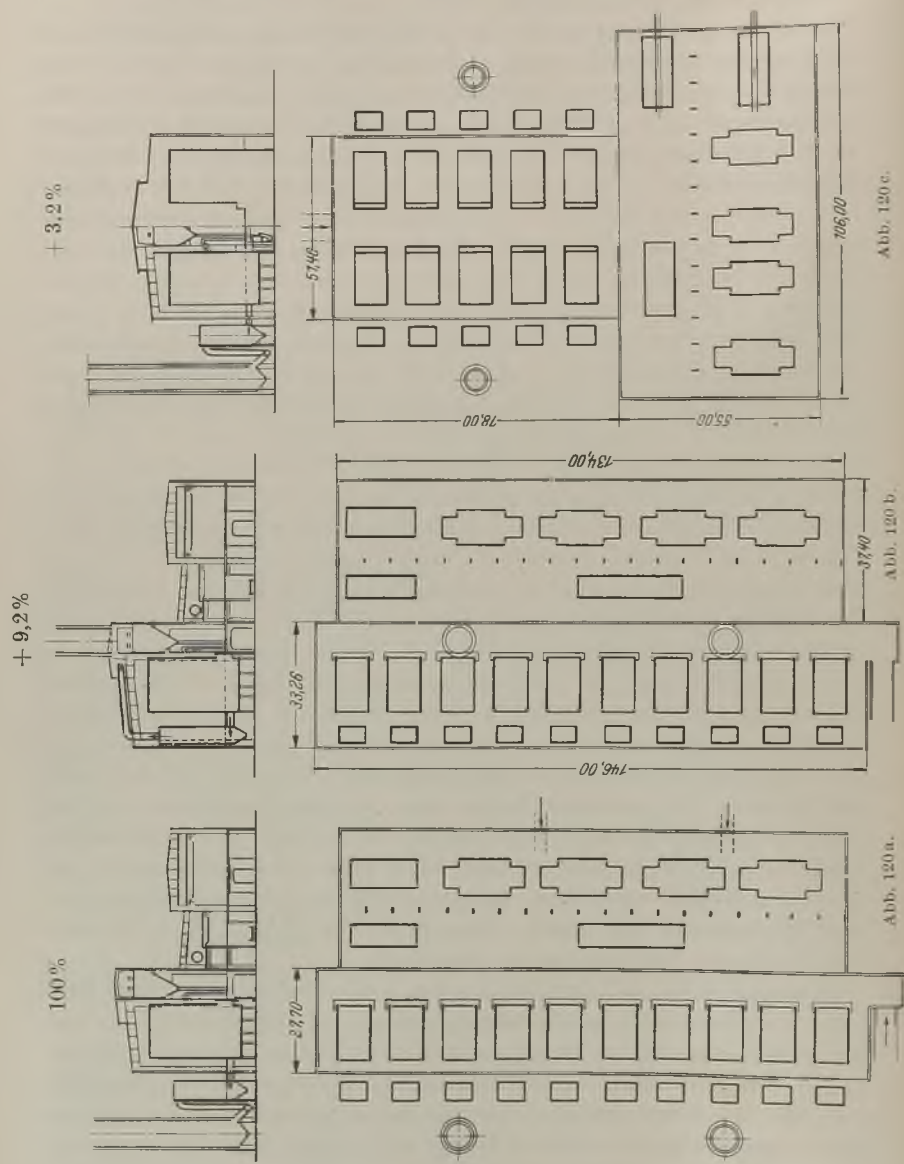
Welche Gesichtspunkte für die Anordnung der Schaltwarte maßgebend sind, wurde im 17. Abschnitt erörtert. Wie sie sich auf die

Grundrißgestaltung auswirken, geht gleichfalls aus den Abb. 123 und Abb. 126 hervor.

Nach diesen grundsätzlichen Erörterungen über die Grundriß- und Querschnittsgestaltung sei an einem Kraftwerksentwurf als Beispiel ein Vergleich der verschiedenen Anordnungsmöglichkeiten gezeigt. Bei diesem Beispiel handelt es sich um ein Braunkohlenkraftwerk mit 4 Maschinensätzen zu je 35 MW. Auf jede Maschine arbeiten im normalen Betrieb 2 Kessel. Es ist also jene Kesselzuordnungszahl, die die verschiedensten Anordnungsmöglichkeiten zuläßt (siehe Abb. 112). Wegen des außerordentlich hohen Aschengehalts des Brennstoffs und der dadurch zu erwartenden starken Verschmutzung der Kessel, die sehr häufige Reinigungen notwendig machen dürfte, sind 2 weitere Kessel als Reserve vorgesehen worden. Die Kessel sollen kombinierte Rost- und Mühlenzusatzfeuerungen erhalten. In allen Fällen ist die Aufstellung von Elektrofiltern geplant. Als Schornsteinhöhe hat man sich für 60 m entschieden. Der bauliche Teil ist zwecks Eisenersparnis in Eisenbetonausführung gedacht. In der Abb. 120a bis e sind die verschiedenen Anordnungsmöglichkeiten vereinfacht dargestellt worden. Abbildung 120a zeigt ein einreihiges Kesselhaus mit im Freien aufgestellten stehenden Elektrofiltern und 2 Schornsteinen für je 5 Kessel über Erdboden. Die Maschinensätze sind hintereinander angeordnet. Zwecks Eisenersparnis werden die Saugzuganlagen auf Bodenhöhe aufgestellt. Die Speisepumpen werden ebenfalls auf Bodenhöhe untergebracht, um an Fundamentierungsmaterial zu sparen. Da die Reparatur eines Risses oder Auswechselung eines Bekohlungsbandes wegen der bei Braunkohle notwendigen großen Breite mehr Zeit benötigt, als einem kostenmäßig tragbaren Bunkerinhalt entspricht, sind zwei Bänder vorgesehen worden. Die Baubreite der Bänder bestimmt bei diesen Verhältnissen die Breite des Bunkers. In der Abb. 120b ist das einreihige Kesselhaus und die Anordnung der Maschinensätze beibehalten worden. Die Elektrofilter befinden sich jedoch innerhalb des Kesselhauses. Die Schornsteine sind über dem Bunker aufgebaut. Man könnte sich auch das Kesselhaus in Spiegelbildanordnung denken. Dies hätte den Vorteil einer besseren Belichtung der Bedienungsseite der Kessel.

Die Abb. 120c und e stellen zweireihige Kesselhäuser dar. Abb. 120c zeigt die klassische T-Anordnung von Kessel- und Maschinenhaus. Die Filter befinden sich im Freien mit auf dem Boden aufgestellten Saugzügen. Die gemauerten Schornsteine bauen sich ebenfalls über Flurhöhe auf. Die Maschinen sind hier quer zur Maschinenhausachse angeordnet. Diese Anordnung ist ein Gegenstück zu Abb. 120a. Abb. 120d kann als sinngemäße Abwandlung der Abb. 120b angesehen werden. Der Aufbau der Schornsteine über den Kesselbunkern ermöglicht es, das Maschinenhaus parallel zur Kesselhausachse zu legen. In Abb. 120e endlich ist

eine Anordnung wiedergegeben, bei der die Elektrofilter über den mit drei Zügen ausgestatteten Kesseln untergebracht sind. Je 2 Kessel



haben einen gemeinsamen Schornstein. Im übrigen ist die Anordnung dieselbe, wie im Falle d. Man könnte sich diese Anordnung auch als

einreihige denken mit der Bedienungsseite nach außen und einem Schornstein für 2 nebeneinander befindliche Kessel. Es wurden nun die Anlagekosten für den rein baulichen Teil festgestellt. Diese Anlagekosten sind bei den einzelnen Entwürfen angegeben, wobei die Bau-

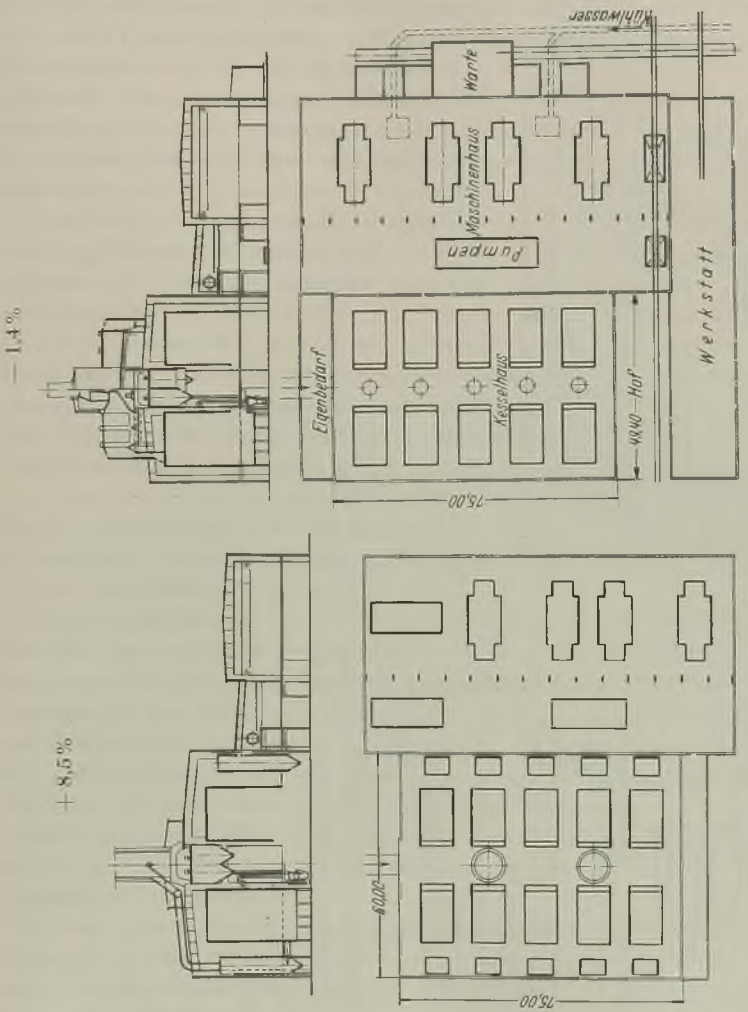


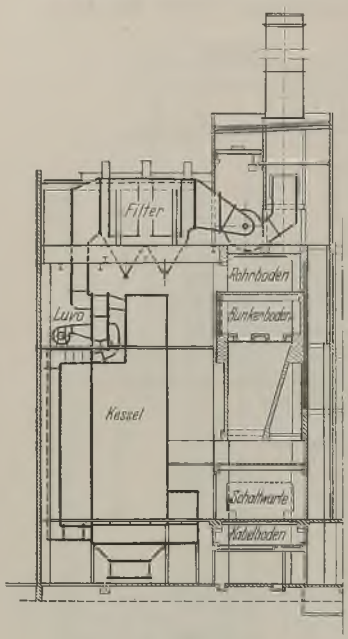
Abb. 120 c.

Abb. 120 d.

Abb. 120. Vergleiche verschiedener Entwürfe für ein Kraftwerk mit 140-MW-Leistung.

kosten für die Anordnung nach Abb. 120a mit 100 % angenommen wurden. Die billigste Anordnung ist die nach Abb. 120e. Dann folgt das einreihige Kesselhaus nach Abb. 120a. Die T-förmige Anordnung von Kessel- und Maschinenhaus ist vor allem deshalb teurer, weil der Anschluß der Dampfleitungen von den Kesseln an die Hauptsammel-

leitung zwischen Kessel- und Pumpenhaus einen gewissen Raum erfordert. Wesentlich teurer ist die Anordnung mit hinter den Kesseln innerhalb des Kesselhauses untergebrachten Filtern und Schornsteinen über den Bunkern. Der Grund liegt in der größeren Breite des Kesselhauses infolge der innerhalb untergebrachten Filter. Bezieht man die Kosten für die Rohrleitungen und den Maschinenhauskran ein, so würde sich dies zuungunsten der T-Anordnung gegenüber den anderen zweireihigen Anordnungen auswirken, die einreihige Anordnung der Kessel dagegen günstiger gestalten. Die Kosten der einreihigen Anordnung würden sich auch erniedrigen, wenn man mit schmäleren Bändern auskommt, wie dies bei Steinkohle der Fall ist, oder wenn man überhaupt nur ein Band verwendet, da das schmalere Band einen nicht so großen Bunkerinhalt zur Überbrückung der Reparatur bzw. Auswechselungszeit benötigt.



Welche Schlüsse lassen sich aus diesen Vergleichen ziehen? Zunächst scheint die Unterbringung der Elektrofilter über den Kesseln die billigste Lösung zu sein; sie spart an Kesselhausbreite und an Schornsteinkosten. Dies gilt aber nur für den Fall, daß man mit Schornsteinhöhen unter 100 m auskommt. Darüber wird man wohl die Verwendung von auf Flurhöhe neben dem Kesselhaus aufgestellten Schornsteinen ins Auge fassen, wie dies bei den Entwürfen Abb. 123 und Abb. 124 der Fall ist. Diese Folgerung wird auch durch eine Vergleichsuntersuchung bei einem anderen Projekt bestätigt, für das ein einreihiges Kesselhaus vorgesehen ist. Die beiden Entwürfe sind in Abb. 121a und b ver-

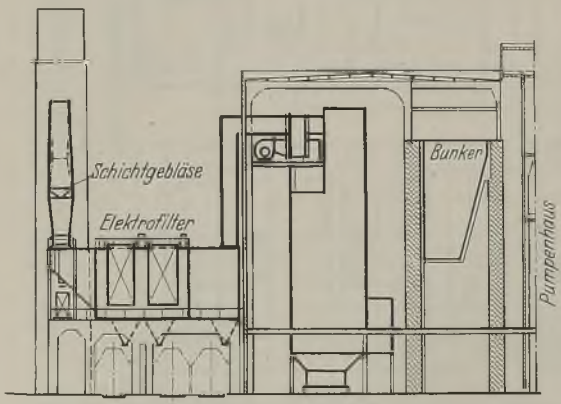


Abb. 121. Vergleich verschiedener Anordnungen von Elektrofilter und Schornstein.

einfacht wiedergegeben. Im Falle b wurden die horizontal liegenden Filter an den Kessel tiefliegend angeschlossen und im Freien angeordnet. Die Rauchgase werden über einen 65 m hohen Schornstein abgeführt. Im Falle a liegen die Filter über den Kesseln. Der Schornstein mit gleicher Auswurfhöhe ist oberhalb des Kohlenbunkers angeordnet. Im übrigen ist die Querschnittsgestaltung des Werkes dieselbe wie im Falle b. Die Kosten der Anordnung a sind um 8 % niedriger. Die Berücksichtigung der höheren Kabelkosten für die Saugzugmotoren im Falle b würde den Vergleich noch weiter zugunsten des Falles a verschieben. Diese Überlegungen gelten auch für die Kesselzuordnungszahl 1.

Der in Abb. 120 angestellte Vergleich zeigt ferner, daß bei breiten und doppelten Bekohlungsbändern die zweireihige Anordnung des Kesselhauses parallel zum Maschinenhaus um einen geringeren Betrag niedrigere Baukosten verursacht als die einreihige. Die Einbeziehung der Rohrleitungs- und Krankosten verringern den Unterschied. Die T-Anordnung scheidet bei der Kesselzuordnungszahl 2 gegenüber diesen Lösungen aus. Bei Verwendung eines Kohlenbandes bzw. bei Steinkohle mit schmaleren Bändern ist die einreihige Anordnung auch rein baulich gesehen in den Kosten gleichwertig. Die einreihige Kesselanordnung hat den Vorteil eines helleren Kesselhauses. Sie wird, wenn die Form des Bauplatzes ihre Anwendung gestattet, im allgemeinen vorzuziehen sein. Von ihr ist bei den in letzter Zeit errichteten Anlagen überwiegend Gebrauch gemacht worden.

Die beiden Abb. 120 und 121 betreffen hinsichtlich des Kesselhauses Vergleiche zwischen zwei- und einreihiger Aufstellung der Kessel, Unterbringung der Filter hinter oder über dem Kessel und auf Flurhöhe oder über dem Bunker errichtetem Schornstein. Die Bauart der Kessel selbst war jeweils die gleiche. Es wäre daher noch die Frage zu erörtern, wie sich kostenmäßig die Flach- und Hochbauweise der Kessel zueinander verhalten. Im ersten Falle handelt es sich um 2- oder 3-Zug-Kessel ähnlich Abb. 120 und Abb. 125, im zweiten Fall um 1-Zug- oder $1^1/_2$-Zug-Kessel (siehe Abb. 127) mit über dem Feuerraum angeordneten Nachheizflächen.

In der Abb. 122 ist für ein bestimmtes Projekt in vereinfachter Darstellung ein zweireihiges Kesselhaus in Flachbauausführung nach Abb. 120e mit einem Kesselhaus mit 1-Zug-Kesseln verglichen worden. Während bei der Flachbauausführung die Elektrofilter liegend auf dem Dache angeordnet wurden, sind bei der Hochbauweise stehende Filter oberhalb der Kesselbunker vorgesehen worden. Sie werden in der Hauptsache von den nach oben verlängerten Bunkerabstützungen getragen. Für die Beurteilung der Kosten ist zu beachten, daß es sich bei beiden Entwürfen um eine Eisenbetonausführung des Gebäudes

handelt und daß bei der Flachbauweise 3-Zug-Kessel zugrunde gelegt wurden. In beiden Fällen handelt es sich um die Aufstellung von 10 Kesseln mit je 80 t/h Dampfleistung. Auch die Austrittshöhe der Rauchgase ist in beiden Fällen mit 70 m dieselbe.

Der Vergleich zeigt, daß in dem behandelten Falle bei Hochbauweise der umbaute Raum um rd. 30 % größer ist, die 1-Zug-Kessel billiger als die 3-Zug-Kessel, die Baulichkeiten bei der Hochbauweise jedoch teurer sind, so daß sich für die Hochbauweise Mehrkosten von rd. 3,30 RM./kW ergeben, das sind rd. 1,3 bis 1,5 % der Gesamtanlagekosten des Dampfkraftwerkes. Kommt man mit geringeren Austrittshöhen für die Rauchgase aus, so wird der Kostenunterschied im baulichen Teil geringer.

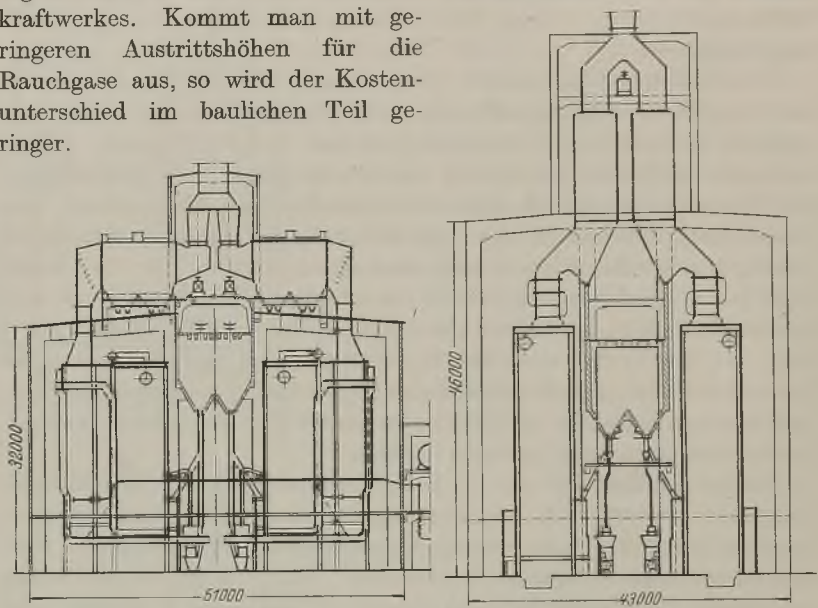


Abb. 122. Kesselhaus in Flach- und Hochbauweise. Kesselleistung 80 t/h.

Dasselbe gilt auch, wenn statt der Eisenbetonbauweise eine Eisenkonstruktion verwendet wird. Auf der anderen Seite muß beachtet werden, daß bei einem Vergleich zwischen 2-Zug-Kessel und 1-Zug-Kessel der Unterschied der Kesselpreise geringer ist als hier, ja bis auf 0 zurückgehen kann. Auch einreihige oder zweireihige Kesselanordnung ist auf die Kosten von Einfluß. Soweit in der Literatur Zahlenangaben genannt worden sind, finden sich Werte für die Mehrkosten der Hochbauweise zwischen 2,7 und 5,3 RM./kW. Bei hohen Grundstückspreisen und beschränktem Raum ist auch noch der geringere Platzbedarf zu berücksichtigen.

Neben den Kosten darf bei einem Vergleich der beiden Bauweisen die schwierigere Montage und die damit verbundene längere Bauzeit, auf der anderen Seite aber die allseitig gute Zugänglichkeit des Feuer-

raumes bei der Hochbauausführung nicht ganz übersehen werden. Die Hochbauausführung wird in erster Linie in Frage kommen, wenn eine beschränkte Grundfläche vorhanden ist bzw. die Grundstückskosten hoch liegen oder wenn architektonische Gründe für ihre Anwendung sprechen.

19. Ausgeführte Krafthausentwürfe.

Nach den grundsätzlichen Erörterungen über Grundriß- und Querschnittsgestaltung von Krafthäusern seien noch einige bemerkenswerte neuzeitliche Kraftwerksentwürfe[1]) erläutert und deren Voraussetzungen näher besprochen. Zunächst zwei Entwürfe von Kesselhäusern mit der Kesselzuordnungszahl 1, hiervon der erste für Steinkohlen-, der zweite für Braunkohlenfeuerung. Die Abb. 123 zeigt Grundriß und Querschnitt eines geplanten Steinkohlenkraftwerkes mit Frischwasserkühlung für eine Ausbauleistung von 300 MW und einen Kesseldruck von 80 at, aufgeteilt auf 6 Einheiten zu 50 MW. Die Höchstlast ist mit 250 MW vorgesehen. Dem an einem Fluß gelegenen Werk wird die Kohle auf dem Schienenweg zugeführt. Der Grundriß zeigt die für die Kesselzuordnungszahl 1 typische Anordnung, nämlich ein einreihiges Kesselhaus und nebeneinander aufgestellte Maschinensätze. Der Planung lag der Gedanke zugrunde, je zwei 50-MW-Sätze mit den zugehörigen Kesseln und Hilfsbetrieben als selbständigen Kraftwerksteil zu schalten. Da die Kessel eine breitere Teilung erfordern, als die Maschinensätze, andererseits eine symmetrische Anordnung erwünscht war, wurden je 2 Maschinen so weit aneinandergerückt, als es das Ausziehen der Kondensatorrohre gestattet, und die auf der anderen Seite sich ergebenden größeren Zwischenräume zur Aufstellung der Vorwärmer und Verdampferanlage auf Kondensator-Flurhöhe benutzt. Durch diese Maßnahme steht für die Unterbringung der Rohrleitungen und ihre Absperrorgane im Untergeschoß des Hilfsmaschinenhauses entsprechend mehr Raum zur Verfügung. Die Umspanner befinden sich in Freiluftausführung an der Maschinenhaus-Außenwand und sind mit den Generatorklemmen durch blanke Schienen verbunden.

Je 2 Kessel sind über liegend angeordnete Elektrofilter an einen gemeinsamen gemauerten 120 m hohen Schornstein angeschlossen. Bei Aufstellung der Filter und Saugzüge außerhalb des Kesselhauses ist bei liegender Anordnung der Filter mit Rücksicht auf die Lagerung des Saugzuges der Materialaufwand etwas geringer als bei stehender. Wichtiger als die Material- und etwaige Kostenersparnis schien es, daß bei liegender Anordnung die Fundierung des Saugzuges leichter durchzuführen ist, demgegenüber der Nachteil der größeren Zahl von Aschenabzügen in Kauf genommen wurde. Die Nebenbauten, wie Büros und

[1]) Tafel I und II.

Gefolgschaftsräume, Werkstatt usw., sind baulich mit der elektrischen Warte zusammengefaßt und in einem an der Maschinenhausstirnwand angeordneten Anbau gemeinsam untergebracht. Die übrigen Einzelheiten der Grundrißanordnung gehen aus der Zeichnung hervor und bedürfen keiner näheren Erläuterung.

Wie der Querschnitt erkennen läßt, war bei dem Entwurf des Werkes das Bestreben maßgebend, die Gebäudekonstruktion leicht zu halten. Die verhältnismäßig kleinen, nur für einige Stunden Betrieb ausreichenden Bunker liegen so tief, als es die Kohlenzuführung zu den mit Mühlenfeuerung versehenen Kesseln zuläßt. Die Bunker sind, wie aus dem Grundriß hervorgeht, zwischen den Rauchgaskanälen angeordnet. Das Kesselhaus stellt in diesem Falle eigentlich nur eine Umhüllung der Kessel dar. Die Eigenbedarfsschaltanlage ist über dem Pumpenhaus, bei einem Wahlentwurf über dem Bunkeranbau untergebracht, um zu den Hauptenergieverbrauchern kürzere Verbindungsleitungen zu erhalten. Die Kesselbedienungsstände sind, wie angedeutet, in der Zwischenwand zwischen Kessel und Pumpenhaus eingebaut. Bei diesem Entwurf wurde ein beachtlich niedriger spezifischer Eisenverbrauch erzielt.

Das Braunkohlenkraftwerk Abb. 124 zeigt hinsichtlich der Kessel-, Turbinen- und Hilfsmaschinenaufstellung dieselbe Anordnung, wie das vorhin besprochene Kraftwerk. Es arbeitet ebenfalls mit Frischwasserkühlung und erhält die Kohle mittels einer werkseigenen 15 km langen Verbindungsbahn zugeführt. Das Werk besitzt eine Ausbauleistung von 210 MW, aufgeteilt auf 6 Einheiten zu 35 MW. Die Kessel sind für 64 at, 500° C ausgelegt. Es mußte die Forderung gestellt werden, bei dem Werk einen genügenden Kohlenvorrat zu haben, damit bei vorübergehenden Unterbrechungen in der Kohlenzufuhr der Weiterbetrieb des Kraftwerkes gesichert erscheint. Der Bunkerinhalt wurde daher für 4 Tage Vollastbetrieb bemessen. Mit Rücksicht auf die Grundwasserverhältnisse entschied man sich für eine zweireihige hochliegende Kesselbunkeranordnung beiderseits der Kessel. Ein Querband ermöglicht die kreuzweise Beschickung der Bunker von den Schrägbändern. Die durch das vorgeschriebene Fassungsvermögen bedingte große Bunkerhöhe und das Querband machen ein gegenüber den Kesselabmessungen verhältnismäßig hohes Kesselhaus erforderlich. Der Eigenbedarf und die Betriebsbüros befinden sich in einem Anbau am Maschinenhaus. Die Umspanner und die 100-kV-Schaltanlage sind in einem parallel liegenden Schalthaus untergebracht, das auch, wie der Grundriß zeigt, den Anbau für die elektrische Schaltwarte erhalten hat. Die hier gegenüber den Maschinen überbemessenen Kessel für 160 t/h Leistung (bei Ausfall eines Kessels sollen die übrigen imstande sein, die max. Dauerleistung von 210 MW abzugeben) sind ebenfalls mit Mühlenfeuerung ausgerüstet und als Zwei-

zugkessel mit Rauchgasabführung unten gebaut. Die Bedienungsseite der Kessel ist dem Pumpenhaus zugekehrt. Die Elektrofilter sind auch hier außerhalb des Kesselhauses aufgestellt, jedoch in stehender Anordnung mit darüberliegendem Saugzug. Je 3 Kessel sind auf einen 140 m hohen Betonschornstein geschaltet. Der Schornsteinunterbau dient u. a. zur Aufnahme der für die Elektrofilter notwendigen Hochspannungsgleichrichter. Das Werk ist, ebenso wie das vorhin gezeigte, mit einer zentralen Kühlwasserversorgung ausgestattet.

Die drei nun folgenden Krafthausentwürfe sind durch die Zuordnung von 2 Kesseln je Turbine, Wahl eines einreihigen Kesselhauses und Aufstellung der Maschinen hintereinander gekennzeichnet. Das in Abb. 125 wiedergegebene Steinkohlenwerk ist für Frischwasserkühlung vorgesehen und erhält im ersten Ausbau drei Maschinen von je rd. 30 MW bei einem Dampfzustand vor der Turbine von rd. 55 at und 485° C. Eine Erweiterung auf die doppelte Leistung ist möglich. Die mit Staubfeuerung versehenen Kessel sind in Flachbauweise entworfen worden. Der dritte aufsteigende Zug wird durch die Elektrofilter gebildet, über denen die Saugzüge und ein kurzer Schornsteinstumpf angeordnet sind. Die hochgezogene Mauerkrone läßt beim Beschauer den Eindruck eines schornsteinlosen Kraftwerkes entstehen. Die Bedienungsseite der Kessel und die Bunker befinden sich an der Kesselhausaußenwand, die Nachheizflächen und die Filter sind dem Hilfsmaschinenhaus zugekehrt, eine Anordnung, die man bei einer ganzen Reihe von neueren Krafthausentwürfen mit über dem Dach aufgestellten Schornstein findet und die den Vorteil guter Lichtverhältnisse auf der Bedienungsseite haben. Man kann diese Anordnung der Kessel als eine häufig verwendete Normalbauweise ansehen, die neben den erwähnten Vorteilen bei Steinkohle auch verhältnismäßig günstige Anlagekosten ergibt. Bei Betrachtung des Querschnittes fällt die reichliche Gebäudehöhe über den Kesseln auf (ähnlich Abb. 124), die durch die Anordnung des Saugzuges über den Filtern und durch die hier angewandte durchgehende Dachkonstruktion bedingt ist. Abgesehen von guten Lichtverhältnissen ist dies auch für eine gute Belüftung des Kesselhauses von Vorteil. Der freie Raum wurde für den Einbau eines über dem Kessel verfahrbaren Kranes benutzt, der sich für Montage- und Überholungsarbeiten als sehr zweckmäßig erweist.

Das Hilfsmaschinenhaus ist niedriger als das Kessel- und Maschinenhaus gehalten und gestattet es, bei letzterem an beiden Längsseiten Fenster anzubringen. Im Hilfsmaschinenhaus ist eine mit Kondensationsteil ausgestattete Hausturbine untergebracht, die der Versorgung des Eigenbedarfes dient. An der Maschinenhausaußenwand liegt die Eigenbedarfsschaltanlage mit der elektrischen Warte. Für die 100-kV-Schaltanlage ist Freiluftausführung gewählt worden; in ihr sind auch

die 6/100-kV-Umspanner aufgestellt worden. Ebenso wie beim Entwurf Abb. 123 hat man hier die Nebenbauten mit dem Krafthausblock zu einem geschlossenen Gebäudekomplex vereinigt. An das Krafthaus schließt sich, durch einen Übergang verbunden, das Verwaltungsgebäude an und an dieses das Kühlwasserpumpenhaus mit dem Siebrechen. An das Kesselhaus ist quer das Lager- und Werkstattgebäude angebaut. Der Kohlenlagerplatz befindet sich etwas seitwärts vom Krafthaus. Die Kohle wird von dort durch Bandförderer der Beschickungseinrichtung des Becherwerks zugeführt bzw. kann auch vom Waggon direkt auf das Becherwerk aufgegeben werden. Der gesamte Bau ist in Eisenbeton ausgeführt.

Bei der Planung des in Abb. 126 dargestellten Steinkohlenkraftwerkes lagen der Anordnung der Kessel ähnliche Erwägungen zugrunde. Der schlechte Baugrund gestattete es jedoch nicht, den Aufbau so zu gestalten, daß der Schornstein über zwei oder drei stehenden Elektrofiltern zwischen Kessel- und Pumpenhaus errichtet wurde, wobei die Tragkonstruktion der Filter als Unterstützung gedient hätte. Die beiden vorgesehenen gemauerten Schornsteine wurden daher neben dem Kesselhaus aufgestellt. Das Kraftwerk arbeitet mit Rückkühlung. Man wollte Zwischenüberhitzung vermeiden, jedoch auf einen möglichst hohen Druck gehen, der mit Rücksicht auf die Feuchtigkeit noch zugelassen werden kann. Man entschloß sich zur Wahl eines Turbineneintrittsdruckes von 80 at, der einer Endfeuchtigkeit zwischen 12 und 13 % entspricht. Das Kraftwerk ist mit Bensonkesseln ausgerüstet, die für einen Konzessionsdruck von 130 at gebaut sind. Jede Maschineneinheit kann 50 MW abgeben. Durch Drucksteigerung ist eine Überlastung auf 55 MW möglich. Der Vollausbau umfaßt 8 Kessel je 100/135 t/h. Je 2 Kessel bilden planungsgemäß mit einer Turbine und dem zugehörigen Umspanner eine Gruppe. Zwei Gruppen wurden auf je einen Schornstein geschaltet. Da die Schornsteine vor dem Kesselhaus stehen, aber auch die Bauplatzbreite beschränkt ist, war es erforderlich, die Elektrofilter horizontal über den Dreizugkesseln unterzubringen. Der untere Teil der Schornsteinsäulen war daher frei und wurde zur Unterbringung der Gemeinschaftswarte und eines Teiles der 400-Volt-Eigenbedarfsschaltanlage ausgenutzt. Die Kohle wird mittels Kübelwagen dem Bunker- und Brechergebäude zugeführt. Die Weiterförderung der Kohle zu den Kesselbunkern geschieht über Becherwerke und reversierbare Bandförderer. Die Hilfsmaschinen, Verdampfer und Vorwärmer sind hier in einem Teil des Kesselhauses auf der Maschinenhausseite untergebracht. Eine Trennwand ist weder zwischen Maschinen- und Hilfsmaschinenraum, noch zwischen diesem und dem Kesselhaus vorhanden. Oberhalb des Speisepumpenraumes ist der Rohrleitungsboden und darüber die 6-kV-Eigenversorgungsschaltanlage untergebracht. Dieser Platz ist hier

insofern sehr zweckmäßig gewählt, als er, auf die Länge der Leistungskabel bezogen, sozusagen im Schwerpunkt des hauptsächlichen Eigenverbrauches liegt.

Für die Deckung des Eigenbedarfes wurde hier außer der Speisung von den Hauptgeneratorklemmen und Netztransformatoren die Aufstellung von mit den Hauptgeneratoren gekuppelten Hausmaschinen vorgesehen. Um die Maschinensätze nicht zu lang werden zu lassen, sind die Erregermaschinen getrennt mit gesonderten Antrieben an der Maschinenhauswand aufgestellt worden. Aus demselben Grunde war man auch bestrebt, mit einer Zweizylinderturbine mit einflutigem Niederdruckteil auszukommen. Es war dazu notwendig, die letzten Schaufelreihen möglichst zu entlasten. Man entschloß sich daher, bei der 3,5 ata Anzapfstufe nicht nur den Dampf für die Speisewasservorwärmung, sondern auch noch für den Antrieb der Speisepumpenturbinen und der Kondensationspumpen zu entnehmen. Zur Sicherung der Dampfversorgung dieser wichtigen Hilfsbetriebe dienen kleine Dampfgefällespeicher, von denen je einer einem Hauptturbinensatz zugeordnet ist und die neben dem Maschinenhaus im Freien zwischen den Umspannern aufgestellt sind. Die Umspanner stehen ebenfalls außerhalb des Maschinenhauses zwischen den Speichern und sind mit den Generatoren durch blanke Schienen verbunden. Die Schaltanlage ist in Freiluftausführung gebaut.

Es kommt in dieser Querschnittszeichnung, wie auch bei den anderen Beispielen der im 18. Abschnitt hervorgehobene, heute im Kraftwerksbau allgemein geltende Grundsatz deutlich zum Ausdruck, für das ganze Kraftwerk eine einheitliche Bedienungsflurhöhe zu schaffen. Auch die Gemeinschaftswarte liegt auf derselben Höhe. In einem Anbau befinden sich die Betriebsbüros und Nebenräume. Werkstatt, Lager usw. sind in gesonderten Bauwerken untergebracht.

Dieser Entwurf weist, bedingt durch die knappen Platzverhältnisse, eine große Geschlossenheit und ein Zusammendrängen der einzelnen Bauelemente auf einen verhältnismäßig kleinen Raum auf. Die Übersichtlichkeit und gute Zugänglichkeit der einzelnen Teile bleiben jedoch gewahrt. Auch dieses Werk ist aus Gründen der Eiseneinsparung in Eisenbeton erstellt.

War bei den bisher erörterten Beispielen die Flachbauweise der Kessel mit 2 bis 3 Zügen ein gemeinsames Merkmal, so stellt im Gegensatz dazu der in Abb. 127 gezeigte Kraftwerksentwurf eine Anlage in Hochbauweise dar. Es handelt sich zwar um ein großes Vorschaltkraftwerk, die baulichen Gesichtspunkte würden jedoch auch ebenso für ein Kondensationskraftwerk gelten, weshalb diese Anlage hier mit besprochen werden soll. Das Werk umfaßt 4 Turbosätze mit je rd. 220 t/h Dampfverbrauch. Jedem Turbosatz sind 2 Kessel mit 90/112 t/h Lei-

stung zugeordnet. Zur Verfeuerung gelangt salzhaltige Braunkohle. Mit Rücksicht auf die zu erwartende starke Verschlackung sind noch 2 Bereitschaftskessel, also insgesamt 10 Kessel, vorgesehen. Die Kessel sollen Mühlenfeuerung erhalten. Um den nötigen Kohlenvorrat unterzubringen, sind auch hier, ähnlich wie in Abb. 124, 2 Bunkerreihen vorgesehen worden, die auch eine einfache Zuführung der Kohle zu den Mühlen gestatten. Oberhalb der einen Bunkerreihe gelangen die Speisewasserbehälter zur Aufstellung. Der Raum über der zweiten Bunkerreihe dient zur Aufstellung von Luftvorwärmer, Elektrofilter und Saugzug. Um die Bauhöhe nicht zu groß werden zu lassen, sind die Kessel als sogenannte $1^1/_2$-Zug-Kessel vorgesehen worden, so daß der Rauchgas austritt unmittelbar über den Kesselbunkern erfolgt. Auf diese Weise wird trotzdem eine Bauhöhe erreicht, die es gestattet, praktisch ohne Schornstein auszukommen bzw. nur möglichst kurze Schornsteinstummel über Dach zu führen.

Die gesamte Überwachung wird in einer Wärmewarte zusammengefaßt, die im Kesselhaus liegt und dieses somit in zwei Teile teilt. Der elektrische Eigenbedarf ist unterhalb der Warte untergebracht.

Die hier gezeigten Entwürfe von Kraftwerken mit einreihigem Kesselhaus seien noch durch einige Beispiele von solchen mit zweireihigem Kesselhaus ergänzt. Abb. 128 zeigt Grundriß und Querschnitt eines Steinkohlenkraftwerkes mit Frischwasserkühlung, das 6 Einheiten zu je 34 MW und 2 Einheiten zu je 12 MW, also eine Maschinenleistung von insgesamt rd. 230 MW umfaßt. Die Kesselanlage ist für 32 at ausgelegt und besteht aus 8 Einheiten zu je 120/150 t/h, die mit Stokerfeuerung ausgerüstet sind. Der günstigsten Maschinenbelastung von 27 MW entspricht auch die wirtschaftlichste Kesselleistung von 120 t/h. 8, wenn auch nicht gleich große Maschineneinheiten stehen also 8 Kesseln gegenüber, so daß sich eine Kesselzuordnungszahl von 1 ergibt. Das zweireihige Kesselhaus ergab sich trotz der Aufstellung von 1 Kessel je Turbine aus der verhältnismäßig großen Breite der Kessel. 4 Kessel bilden einen Block mit gemeinsamem Schornstein, der auf dem Kesselhaus errichtet ist. Die Kessel sind in Hochbauweise ausgeführt. Der räumliche Entwurf wurde so getroffen, daß später der Einbau von Elektrofiltern noch hätte vorgenommen werden können, falls sich dies als notwendig erwiesen hätte. An das Kesselhaus schließt sich in üblicher Weise das Hilfsmaschinenhaus mit einem Rohrleitungsboden im oberen Geschoß an, von dem die Dampfleitungen über Flur zu den Maschinen geführt werden, eine Anordnung, deren wiederholte Anwendung in Deutschland nicht bekannt geworden ist. Die beiden kleineren Turbinen dienen für die Eigenversorgung (davon 1 in Reserve) bzw. zum Fahren der Nachtlast, da das Werk ursprünglich als Tagesgrundlastwerk gedacht war. An der Maschinenhaus-Außenwand befinden sich die Zellen für

die Umspanner. Parallel zum Maschinenhaus, durch eine Werkstraße getrennt, liegt das Schalthaus, zwischen beiden die elektrische Schaltwarte. Die Eigenbedarfs-Schaltanlage ist hier in einem Anbau an der Kesselhaus-Außenwand untergebracht. Die Kohle wird den Kesselbunkern über Bandförderer zugeführt.

Ein Kraftwerk mit zweireihigem Kesselhaus, bei dem jeder Turbine 2 Kessel zugeordnet sind, zeigt Abb. 129. Es handelt sich um ein geplantes Braunkohlenkraftwerk mit Rückkühlung, das für einen Dampfzustand von 80 at und 500° C am Kessel ausgelegt ist. Es gelangen im Vollausbau 4 Maschinensätze zu je 35 MW zur Aufstellung, so daß sich eine installierte Maschinenleistung von 140 MW ergibt. Der Einbau einer größeren Leistung kommt mit Rücksicht auf die begrenzte Zusatzwassermenge, die für eine Erweiterung darüber hinaus nicht ausreichend ist, nicht in Frage. Jeder Maschine sind als Gruppe zusammengefaßt, 2 Kessel mit je 80 t/h max. Dauerleistung zugeordnet, die mit Mühlenfeuerung ausgerüstet sind. 2 weitere Kessel dienen mit Rücksicht auf die zur Verfeuerung gelangende, sehr aschereiche Kohle als Reserve. Um die Kesselhausbreite zu beschränken, sind $1^1/_2$-Zug-Kessel vorgesehen worden. Die Entstaubung der Rauchgase erfolgt in mechanischen Abscheidern. 5 Kessel sind auf einen Schornstein geschaltet. Die Schornsteine befinden sich in der Mitte der Kesselgruppen auf einer Eisenbeton-Tragkonstruktion. Die Kohle wird den Kesselbunkern von einer Aufbereitungsanlage mittels Bandförderer zugeleitet. Zwischen Kessel- und Maschinenhaus befindet sich wieder das Hilfsmaschinenhaus. Im Hinblick auf die beschränkte Ausdehnung des tragfähigen Baugrundes wurde hier auf eine möglichst geschlossene Bauweise des Werkes gesehen.

Eine ähnliche Anordnung, wie die hier dargestellte, wurde bereits in Abb. 120 gezeigt. In der letzteren Abbildung sind 3-Zug-Kessel und an Stelle der mechanischen Abscheider über den Kesseln angeordnete Elektrofilter vorgesehen worden.

Der Vollständigkeit halber sei als letztes Beispiel noch ein Kraftwerk in T-Anordnung behandelt. Das in Abb. 130 gezeigte, mit Frischwasserkühlung arbeitende Kraftwerk besitzt im ersten Ausbau 2 Maschinensätze zu 24/30 MW und 6 Kessel mit je 50/65 t/h Leistung. Es sind somit jeder Turbine 3 Kessel zugeordnet. Der Dampfzustand am Kessel beträgt 35 at und 410° C. Die Kessel sind teilweise mit Wanderrostfeuerung für Steinkohle, teilweise mit Gasfeuerung ausgerüstet. Das Gas wird von einem in der Nähe gelegenen Hochofenwerk geliefert. Je 3 Kessel besitzen einen gemeinsamen gemauerten, neben dem Kesselhaus stehenden Schornstein, in dessen Fuß eine mit Wasserfilm arbeitende Naßentstaubung (System ter Linden) eingebaut ist. Die Turbinen sind hintereinander angeordnet. Für den Eigenbedarf ist ein Hausturbosatz aufgestellt, der im Hilfsmaschinenhaus unter-

gebracht ist. Die Speisepumpen stehen hier im Kondensationskellerflur. Die Speisewasseraufbereitung ist darüber eingebaut. Die Schaltanlagen für 55 kV mit der elektrischen Warte befinden sich in einigem Abstand vom Werk.

Die vorstehend skizzierten Kraftwerksentwürfe zeigten nur eine beschränkte Auswahl. Ihre Erörterung sollte lediglich den Zweck erfüllen, das in dem vorhergehenden Abschnitt Gesagte und die Grundgedanken der neuzeitlichen Kraftwerksplanung kurz zu erläutern.

20. Die elektrische Schaltanlage im Rahmen der Gesamtplanung.

Die Wahl der Bauform der elektrischen Schaltanlage und ihre örtliche Lage gegenüber dem eigentlichen Kraftwerksblock gehören gleichfalls zu den im Rahmen der Gesamtplanung zu treffenden Festlegungen. Im Sinne des im III. Hauptabschnitt Gesagten ist bei neuzeitlichen Kraftwerken zu unterscheiden zwischen

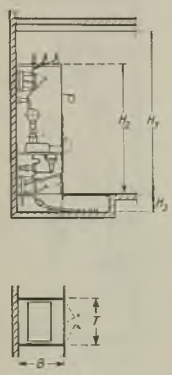
1. der Eigenbedarfsschaltanlage, die die Schaltgeräte für die Energiezufuhr zu den Hilfsbetrieben des Kraftwerkes enthält, und

2. der Hauptschaltanlage, in der die Schalteinrichtungen für die von den Generatoren den Verbrauchern zuzuführende Energie untergebracht sind.

Bedenkt man, daß in einer früheren Entwicklungsstufe des Kraftwerksbaues, gekennzeichnet durch das Überwiegen einer Mittelspannungsverteilung und eines verhältnismäßig geringen Eigenbedarfsanteiles der Kesselanlage der zweckmäßigste Ort für die Unterbringung der Eigenbedarfsschaltanlange das Hauptschalthaus oder die diesem zugekehrte Front des Maschinenhauses war, so ist das häufige Antreffen dieser Lage der Eigenbedarfsversorgung verständlich, ja man findet sie sogar noch bei neuzeitlichen Großkraftwerksbauten, wobei offenbar etwas die Überlieferung eine Rolle spielen mag. Bei der starken Verlagerung des Schwerpunktes der Eigenversorgung nach dem Kesselhaus hin und der bei größeren Kraftwerken immer mehr angewandten Gruppenschaltung Generator/Umspanner, die auch für die Speisung des Eigenbedarfes, wie im 15. Abschnitt dargelegt, andere Voraussetzungen schafft, muß bezweifelt werden, ob die Beibehaltung dieser Lage des Eigenbedarfes wirtschaftlich und auch betrieblich gerechtfertigt ist. In Erkenntnis dieser Eigenbedarfsverlagerung wurde bereits bei einem etwa um 1928 gebauten Kraftwerk die Eigenbedarfsschaltanlage in einen Anbau an die Kesselhausaußenfront gelegt. Bei in letzter Zeit gebauten bzw. geplanten Kraftwerken der öffentlichen Versorgung findet man in wachsendem Maße diesem Gesichtspunkt Rechnung getragen und die Eigenversorgungsanlage entweder ins Kesselhaus selbst

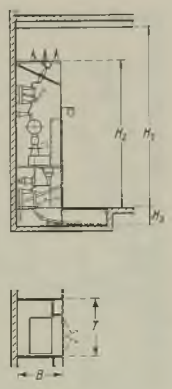
Einfachsammelschienen (Wandzelle).

Bauform 1
100 MVA.



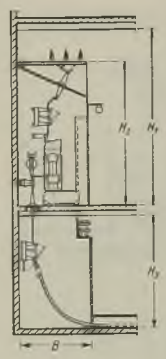
ohne Betätigungsschrank.

Bauform 2
200 MVA.



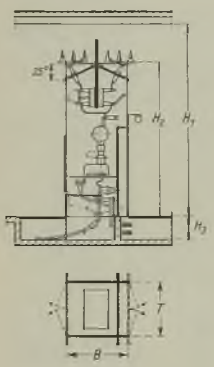
mit Betätigungsschrank.

Bauform 3
400 MVA.

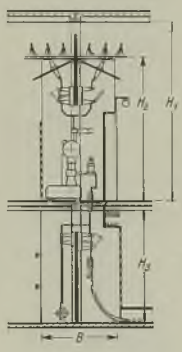


Doppelsammelschienen (freistehende Zelle).

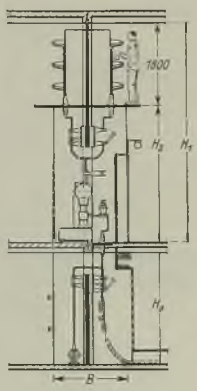
Bauform 4
100—200 MVA



Bauform 5
400—600 MVA



Bauform 6
400—600 MVA



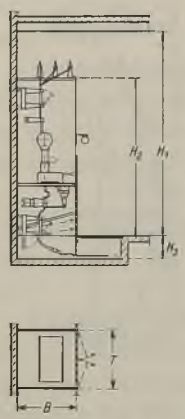
Maßtabelle für überschl. Raumbestimmung bis 600 A Betriebsstrom.

Maße in mm	Einfachsammelschienen			Doppelsammelschienen				
	Form 1	Form 2	Form 3	Form 4	Form 5		Form 6	
	100 MVA	200 MVA	400 MVA	100/200 MVA	400 MVA	600 MVA	400 MVA	600 MVA
H_1	3800	4200	4000	4300	4100	4100	5000	5000
H_2	3000	3400	3300	3500	3300	3300	3200	3200
H_3	400	400	2500	400	2500	2500	2500	2500
B	1000	1000	1500	1400	1700	1800	1700	1800
T	1100	1400	1600	1100	1200	1400	1200	1400

Abb. 131 a. Einheitsbauformen der Reihenspannung 10 kV.

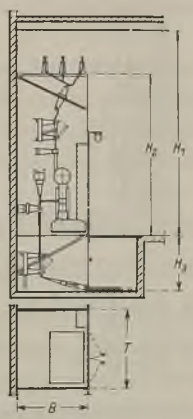
Einfachsammelschienen (Wandzelle).

Bauform 1
100 MVA.



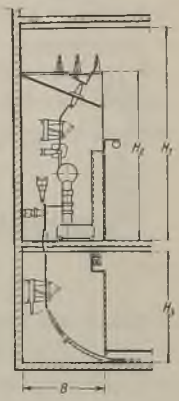
ohne Betätigungsschrank.

Bauform 2
200 MVA.



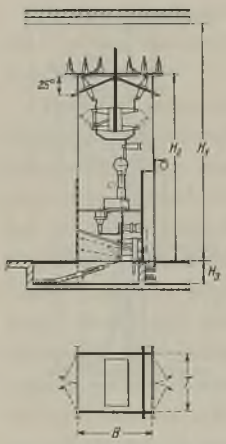
mit Betätigungsschrank.

Bauform 3
400 MVA.

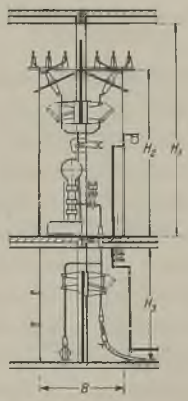


Doppelsammelschienen (freistehende Zelle).

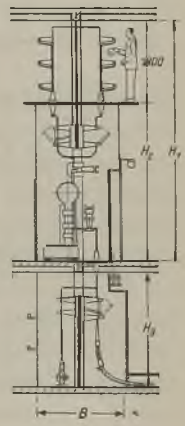
Bauform 4
100 MVA.



Bauform 5
200—600 MVA.



Bauform 6
200—600 MVA.



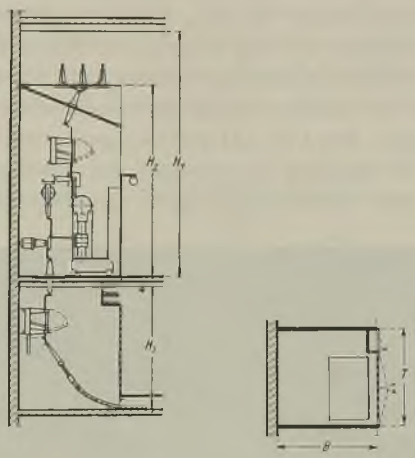
Maßtabelle für überschl. Raumbestimmung bis 600 A Betriebsstrom.

Maße in mm	Einfachsammelschienen			Doppelsammelschienen						
	Form 1	Form 2	Form 3	Form 4	Form 5			Form 6		
	100 MVA	200 MVA	400 MVA	100 MVA	200 MVA	400 MVA	600 MVA	200 MVA	400 MVA	600 MVA
H_1	4500	4600	4800	5400	4700	4900	4900	5300	5500	5500
H_2	3500	3600	3800	4400	3700	3900	3900	3500	3700	3700
H_3	500	1200	2500	500	2500	2500	2500	2500	2500	2500
B	1300	1600	1850	1800	1800	1800	1900	1800	1800	1900
T	1400	1800	1800	1400	1400	1400	1500	1400	1400	1500

Abb. 131b. Einheitsbauformen der Reihenspannung 20 kV.

Einfachsammelschienen (Wandzelle).

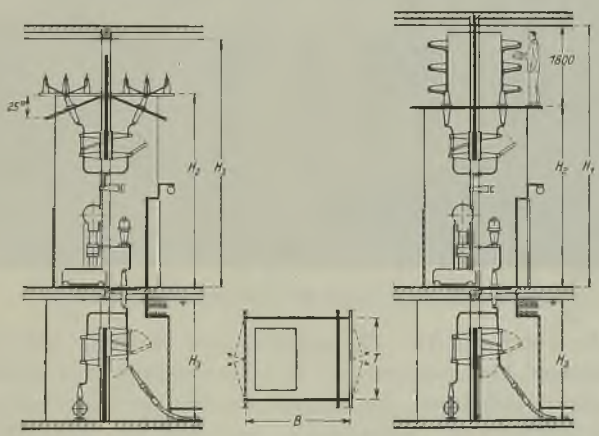
Bauform 1
200—400 MVA.



Doppelsammelschienen (freistehende Zelle).

Bauform 2
200—600 MVA.

Bauform 3
200—600 MVA.



Maßtabelle für überschl. Raumbestimmung bis 600 A Betriebsstrom.

Maße in	Einfach-sammelschienen	Doppelsammelschienen			
	Form 1	Form 2		Form 3	
mm	200/400 MVA	200/400 MVA	600 MVA	200/400 MVA	600 MVA
H_1	5600	5700	5800	6000	6000
H_2	4200	4400	4500	4200	4200
H_3	2750	2750	2750	2750	2750
B	2200	2200	2300	2200	2300
T	2200	1700	1800	1700	1800

Abb. 131c. Einheitsbauformen der Reihenspannung 30 kV.

(Abb. 127) oder zwischen Maschinen- und Kesselhaus (Abb. 126) oder auch quer zum Kessel- und Pumpenhaus gelegt. Diese Unterbringung der Eigenbedarfsschaltanlage ist ohne Zweifel richtig, denn sie ergibt kurze Kabelverbindungen zu den wichtigsten Eigenantrieben.

Für die Eigenbedarfsschaltanlage haben sich bewährte Bauweisen herausgebildet, die den Anforderungen an weitgehendste Betriebssicherheit Rechnung tragen. Die Abb. 131 zeigt eingeschossige Bauformen von Schaltzellen, wie sie für den Eigenbedarf mit Einfach- oder Doppelsammelschienen und Abschaltleistungen bis 200 MVA Anwendung

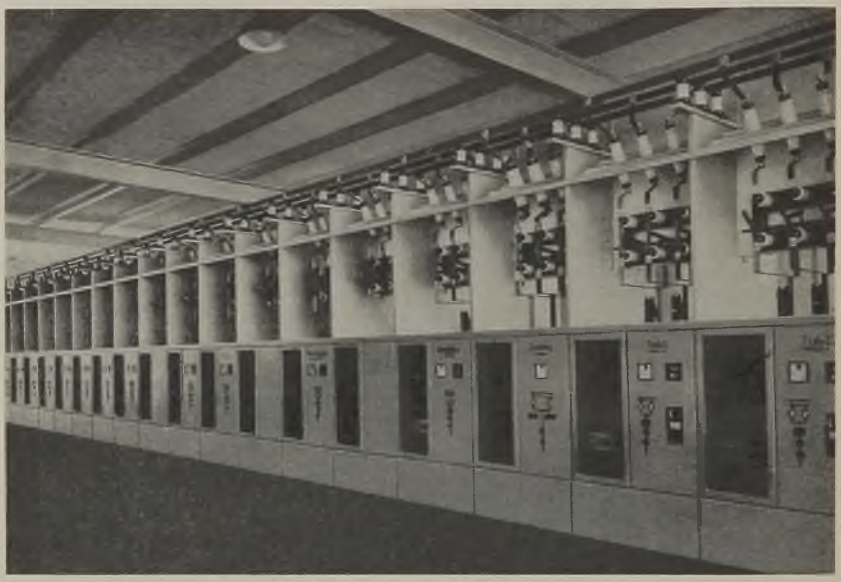


Abb. 132. Blick in eine Mittelspannungsschaltanlage.

finden. Die unter der Abb. 131 aufgeführte Zahlentafel gibt auch die hauptsächlichen Abmessungen an. Die Verwendung von ölarmen bzw. öllosen Leistungsschaltern, der Einbau von Sammelschienenlichtbogen- und Schaltfehlerschutz, übersichtliche und zugleich werkstoffsparende Anordnung sind die Kennzeichen dieser neuzeitlichen Bauformen, von denen die Abb. 132, die den Blick auf die Zellenreihe einer 5-kV-Eigenbedarfsschaltanlage, ausgerüstet mit Apparaten der Reihe 10 zeigt, ein Beispiel gibt. Es hat sich dabei eine gewisse Regelbauweise herausgebildet, in der einzelne Bauelemente nach dem Baukastensystem je nach den örtlichen Verhältnissen miteinander kombiniert werden.

Diese Bauformen werden aber auch für Mittelspannungshauptschaltanlagen über 30 kV, bei niedrigen Abschaltleistungen (kleinere Kraftwerke für Nahversorgung mit entsprechend begrenzten Kurzschluß-

leistungen) verwendet. Für Nahkraftwerke mit größeren Abschaltleistungen bis in die Größenordnung von 600 MVA wurde eine mehrgeschossige Bauweise entwickelt. Der Querschnitt einer solchen Anlage für 6 kV Betriebsspannung mit Dreifachsammelschienen in U-Anordnung ist in Abb. 133 wiedergegeben. Das oberste Geschoß enthält zwei Sammelschienen mit den Trennschaltern, das darunter befindliche den

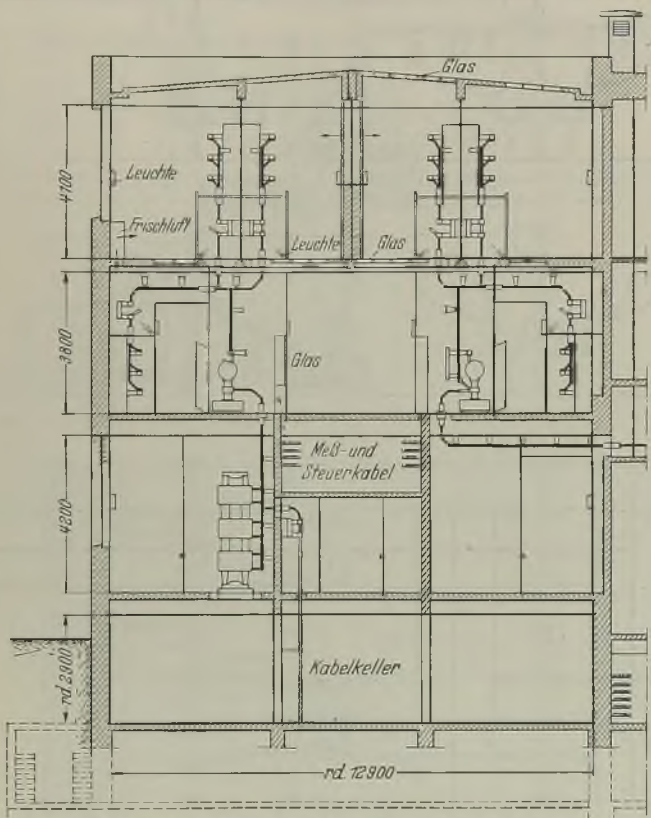


Abb. 133. Schnitt durch eine 6-kV-Schaltanlage mit Dreifach-Sammelschienen.

Hauptbedienungsgang mit den Leistungsschaltern, dahinter, von besonderen Bedienungsgängen aus zugänglich, die dritte Sammelschiene mit zugehörigen Trennschaltern. Im Erdgeschoß sind dann die Drosselspulen, die Leitungstrennschalter und die Kabelendverschlüsse untergebracht. Zu beachten ist die Beobachtungsmöglichkeit aller Sammelschienentrennschalter vom Bedienungsstand aus, trotz des auch hier folgerichtig durchgeführten Lichtbogenschutzes zwischen System und System bzw. zwischen Sammelschienen und Trennschalter. Diese Anordnung wird sinngemäß bei Anlagen der Spannungsreihe 30 kV angewandt.

Abgesehen von Großkraftwerken für die Versorgung von Großstädten mit Schaltanlagen für Betriebsspannungen von 60 kV, deren Bauformen denen für 110-kV-Spannung nahekommen, ist für Schaltanlagen größerer in die Verbundwirtschaft eingegliederter Kraftwerke letztere Spannung die gebräuchliche. Auch bei diesen Hochspannungsschaltanlagen haben

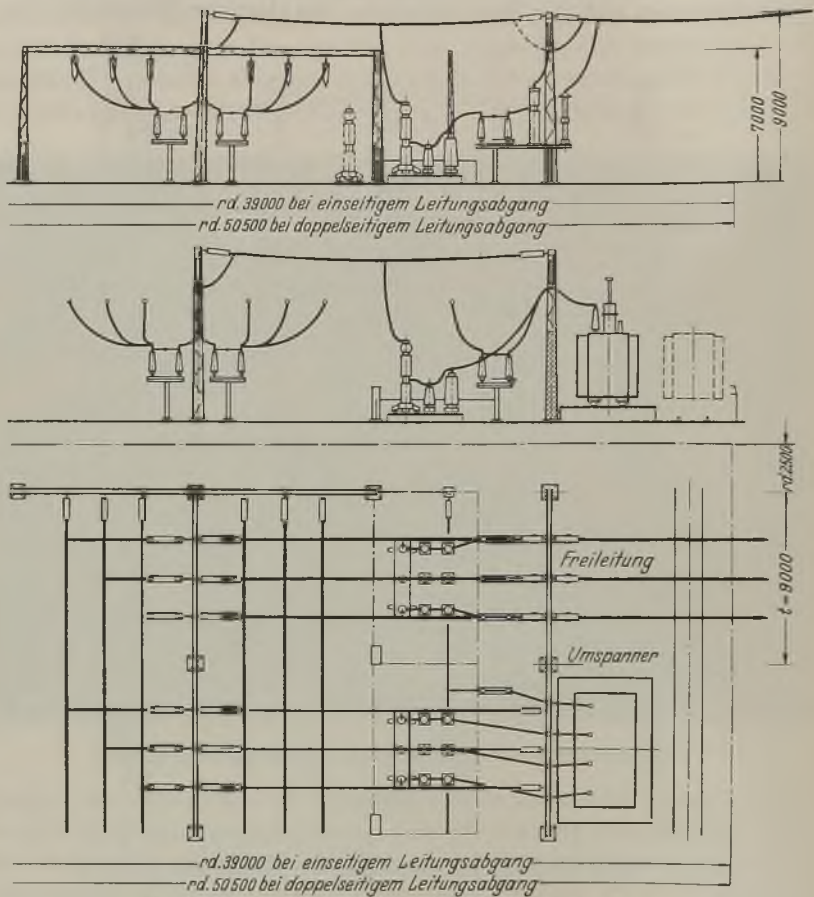


Abb. 134. 110-kV-Freiluftschaltanlage in halbhoher Bauweise.

sich ebenso wie bei den Mittelspannungsanlagen in letzter Zeit Regelbauweisen herausgebildet, die auf dem Baukastensystem beruhen und so trotz der weitgetriebenen Vereinheitlichung der einzelnen Bauelemente eine den örtlichen Bedingungen angepaßte Abwandlungsfähigkeit im Zusammenbau gestatten. In Abb. 134 ist die Ausführung einer 110-kV-Freiluftschaltanlage in der sogenannten halbhohen Bauweise mit Zweifachsammelschienen dargestellt, und zwar zeigt der obere

Schnitt die Freileitungsfelder, der untere ein Umspannerfeld. Im Grundriß sind beide Felder nebeneinander gezeichnet. Die Bauelemente sind

die Sammelschienen mit den Sammelschienentrennschaltern,

die Leistungsschaltergruppe mit Strom- und Spannungswandler, und

die Abzweiggruppe, bestehend aus Leitungstrennschalter, Ableiter und Telephoniegerät.

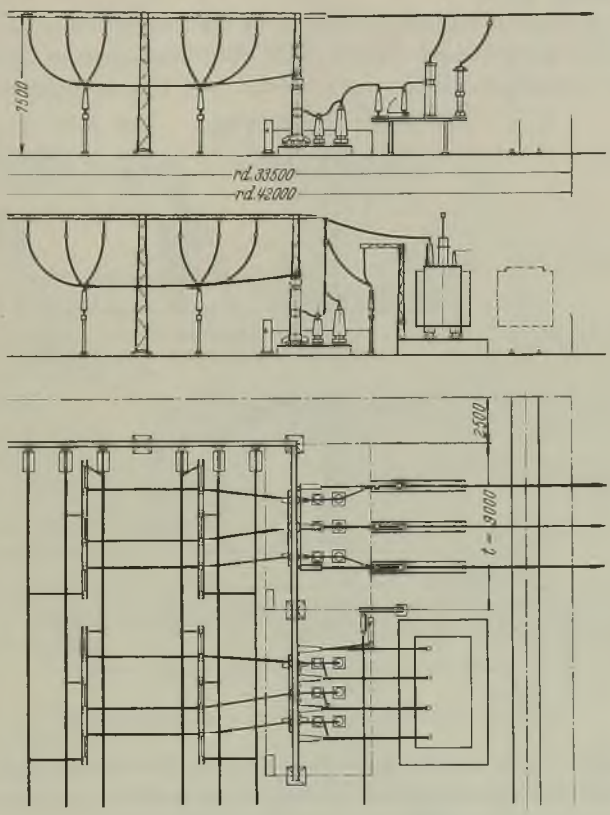


Abb. 135. 110-kV-Freiluftschaltanlage in Kiellinienbauform.

In Abb. 135 ist dieser halbhohen Bauweise eine Anordnung gegenübergestellt, bei der die Trennschalter nicht neben-, sondern hintereinander in sogenannter „Kiellinie" angeordnet sind, eine Bauform, die in letzter Zeit im Schaltanlagenbau Eingang gefunden hat. Auch hier erkennt man wieder dieselben Bauelemente. Wie der Vergleich der Abmessungen zeigt, ergeben sich bei der Kiellinienbauform unter Wahrung reichlicher Sicherheitsabstände für Überholungsarbeiten sowohl eine geringere Bauhöhe, als auch eine geringere Breite des Feldes. Außer-

dem wird das Überspannen der Sammelschienen vermieden. Eine dritte und auch vierte Sammelschiene lassen sich in einfacher Weise durch Hinzufügen einer Sammelschienengruppe, wie in der Abb. 135 angedeutet, anbringen. Bei einseitigem Leitungsabgang ist dies auch noch nachträglich ohne an der vorhandenen Anlage irgendwelche Änderungen vorzunehmen, möglich, vorausgesetzt natürlich, daß genügend Grundfläche zur Verfügung steht.

Für beschränkte Raumverhältnisse ist als Sonderlösung die Hochmastbauform entwickelt worden (Abb. 136), wenn man in diesem Fall nicht eine Innenraumausführung vorzieht. Die Überspannung von vier

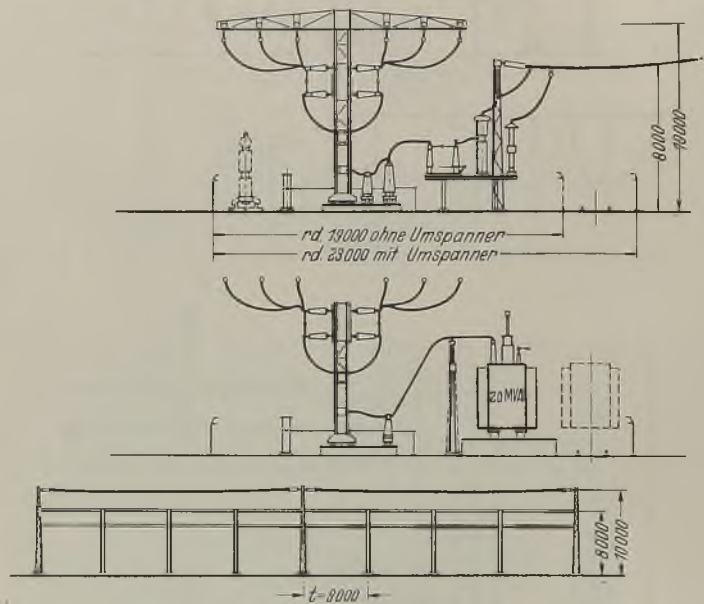


Abb. 136. 110-kV-Freiluftschaltanlage in Hochmastbauform.

Schaltfeldern durch die Sammelschienen ohne Zwischenstützen ermöglicht es, die Eisenkonstruktion in der Zwischenfeldern nur bis zu den Trennschaltern hochzuführen und so den Materialaufwand etwas zu beschränken.

Auch die ursprüngliche Bauweise der Hochspannungsschaltanlagen, die Innenraumausführung, hat im Zuge der technischen Entwicklung eine beachtenswerte Vervollkommnung in konstruktiver und wirtschaftlicher Hinsicht erfahren. Die Abb. 137 und 138 zeigen neuzeitliche Ausführungen von Innenraumanlagen für 110 kV mit Zweifach- und Dreifachsammelschienen, bei denen auf leichte Zugänglichkeit der Anlageteile und gute Übersichtlichkeit bei weitgehender Raumausnutzung Wert gelegt wurde. Abb. 139 zeigt einen interessanten Entwurf, dem der

Grundgedanke zugrunde lag, auch für die Innenraumausführung ein Baukastensystem zu entwickeln. Dieses ist hinsichtlich der Sammelschienenzahl erweiterungsfähig und dürfte bei mehr als zwei Sammelschienen Vorteile erbringen.

Wird die Frage gestellt, unter welchen Voraussetzungen man Freiluft- oder Innenraumausführung wählen soll, so sind drei grundsätzliche Gesichtspunkte von ausschlaggebender Bedeutung:

1. die Kostenfrage,
2. die gegebenen Platzverhältnisse,
3. betriebliche Gesichtspunkte.

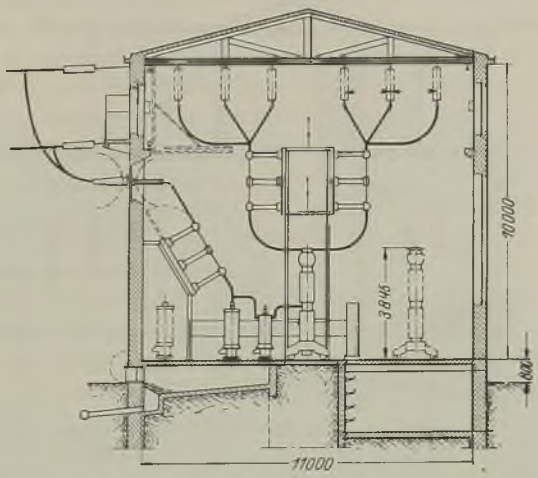


Abb. 137. Grundbauform für 110-kV-Innenraum-Schaltanlage mit Expansionsschalter (in Freiluftausführung). Schnittfl. = 110 m², mind.: Teilung = 5800 mm, normal: Teilung = 6000 mm.

Über die beiden ersten Punkte gibt Abb. 140 Aufschluß, in der für eine 110-kV-Anlage der mittlere Grundflächenbedarf und die Anlagekosten für Freiluft- (Flachbauweise) und Innenraumausführung sowie für letztere auch der Raumbedarf je Schalt- und Kuppelfeld in Abhängigkeit von der Sammelschienenzahl aufgetragen sind. Die Schaubilder zeigen, daß von zwei Sammelschienen aufwärts die Freiluftausführung der Innenraumbauart kostenmäßig überlegen ist. Mit zunehmender Sammelschienenzahl steigen die verhältnismäßigen Mehrkosten der Innenraumausführung erheblich

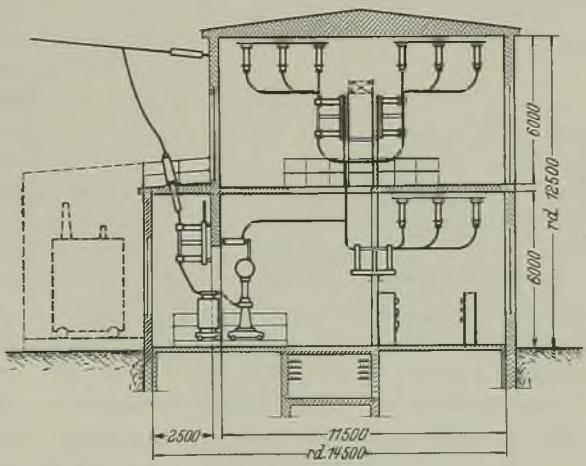


Abb. 138. 100-kV-Innenraum-Schaltanlage mit Dreifach-Sammelschienen. Teilung: t = 6000 (möglich 5500); Schnittfläche: 188 m²; Raumbedarf pro Teilung: 1130 m³.

an, dagegen ist umgekehrt der Grundflächenbedarf der Innenraumausführung der Größenordnung nach etwa nur $^1/_3$ einer Freiluftanlage in Flachbauweise.

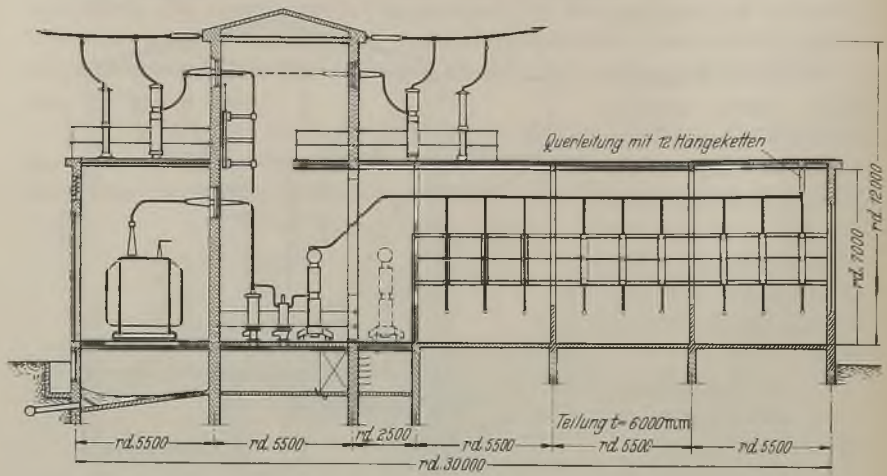


Abb. 139. Hochvolt-Innenraumschaltanlage nach dem Baukastensystem. Sammelschiene überspannt. (Querleitung im Rohr.) Vorschlag 1.

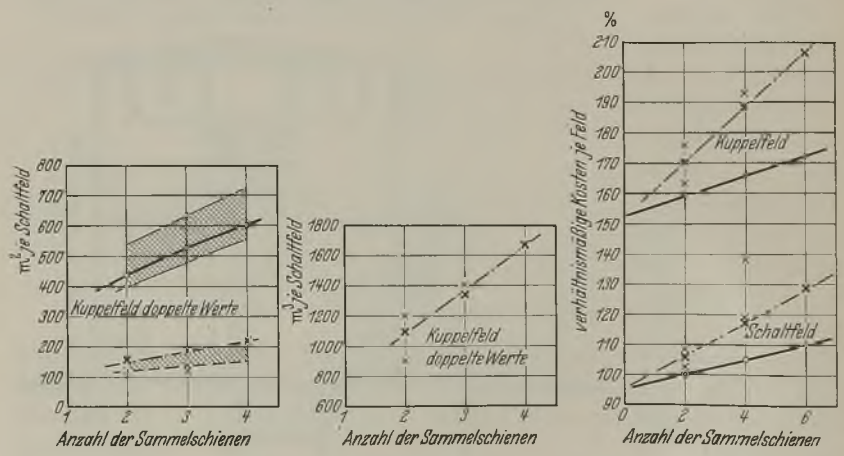


Abb. 140a. Grundflächenbedarf Abb. 140b. Raumbedarf Abb. 140c. Verhältnismäßige Anlagekosten

von Schaltanlagen für 110 MW in Freiluft- und Innenraumausführung.
○ ——— Freiluftanlage (Flachbauweise)
× — — — Innenraumanlagen
stark hervorgehobene Punkte: SSW-Baukastensystem

Vom betrieblichen Standpunkt aus gesehen spielt die Luftverunreinigung eine Rolle. Wenn auch in letzter Zeit Verfahren zur Reinigung der gegen Erde isolierenden Anlageteile im Betrieb entwickelt wurden und hierüber günstige Betriebserfahrungen bekannt geworden

sind, so wird man sich gerade bei Schaltanlagen neben Braunkohlenkraftwerken mit ihren Kühlturmschwaden und bei besonders ungünstiger chemischer Zusammensetzung der Abgase oder hohem Flugaschengehalt aus betrieblichen Gründen zur Innenraumausführung entschließen, wie dies auch in letzter Zeit in Fällen, für die solche Verhältnisse gegeben waren, geschehen ist. Liegen solche betriebliche Bedenken nicht vor, oder kann die Schaltanlage in einiger Entfernung vom Kraftwerk und den Gruben unter Berücksichtigung der Windrichtung gebaut werden, so wird bei angemessenen Grundstückspreisen und genügend Raum die Freiluftausführung aus wirtschaftlichen Gründen vorzuziehen sein. Die Mehrkosten für den Unterhalt der Freiluftanlage sind bei normalen Verhältnissen jedenfalls geringer als der höhere Kapitaldienst für die Innenraumanlage.

Im allgemeinen werden bei kleineren Werken oder Nahkraftwerken (Städt. Elektrizitätswerke, Spitzen- und Reservewerke) Spannungen bis 60 kV, bei großen in der regionalen Verbundwirtschaft eingegliederten Werken 110 kV für den Abtransport der erzeugten Energie Anwendung finden. Mit zunehmendem Ausbau eines überregionalen 220-kV-Netzes wird bei solchen Großkraftwerken mit 200 bis 300 MW Leistung deren Anschluß an das 220-kV-Netz und die Energieabgabe zum großen Teil an dieses als zweckmäßig angesehen werden müssen. Es taucht nun im Rahmen der Gesamtplanung die Frage auf, in welcher Weise man die Kupplung des Werkes mit dem 220-kV-Netz durchführt. Grundsätzlich kommen zwei Fälle in Betracht:

1. Das geplante Kraftwerk liegt im Zuge einer 220-kV-Trasse,
2. das Werk ist an eine in gewisser Entfernung gelegenen Schaltstation des 220-kV-Netzes anzuschließen.

Die beiden für den ersten Fall bestehenden Möglichkeiten sind im oberen Teil der Abb. 141 dargestellt. Nach dem linken Schaltbild arbeiten zunächst die 50-MW-Generatoren über die 10/110-kV-Maschinenumspanner von 60 MVA auf eine 110-kV-Sammelschiene, an die 110-kV-Abzweige und die Umspanner 110/220 kV angeschlossen sind. Auf der 220-kV-Seite sind eine ankommende und eine abgehende Doppelleitung ins Werk eingeführt. Die mit 220 kV abzugebende Energie wird also zunächst auf 110 kV und dann auf 220 kV aufgespannt. Für die Aufspannung von 110 auf 220 kV wird die als Wandertransformator ausgebildete Einheitskonstruktion von 100 MVA Leistung verwendet. Das rechte Schaltbild zeigt den Fall, daß ein Teil des Werkes auf 110 kV, der andere direkt über 60 MVA Maschinenumspanner (10/220 kV) auf die 220-kV-Sammelschienen arbeitet.

Der Fall 2 ist durch die beiden unteren Schaltbilder gekennzeichnet. Im links dargestellten Schaltbild sind alle Maschinenumspanner für 10/110 kV ausgelegt und das Kraftwerk mit der 220-kV-Netzstation

über 110-kV-Leitungen verbunden. Das 220-kV-System ist in der angedeuteten Weise zu erweitern. Das rechts unten gezeichnete Schaltbild entspricht sinngemäß dem darüber befindlichen. Die an das 220-kV-Netz abgegebene Energie wird über Maschinenumspanner mit einem Übersetzungsverhältnis 110/220-kV- und 220-kV-Verbindungsleitungen der 220-kV-Netzstation zugeführt. Bei den einzelnen Schaltbildern sind

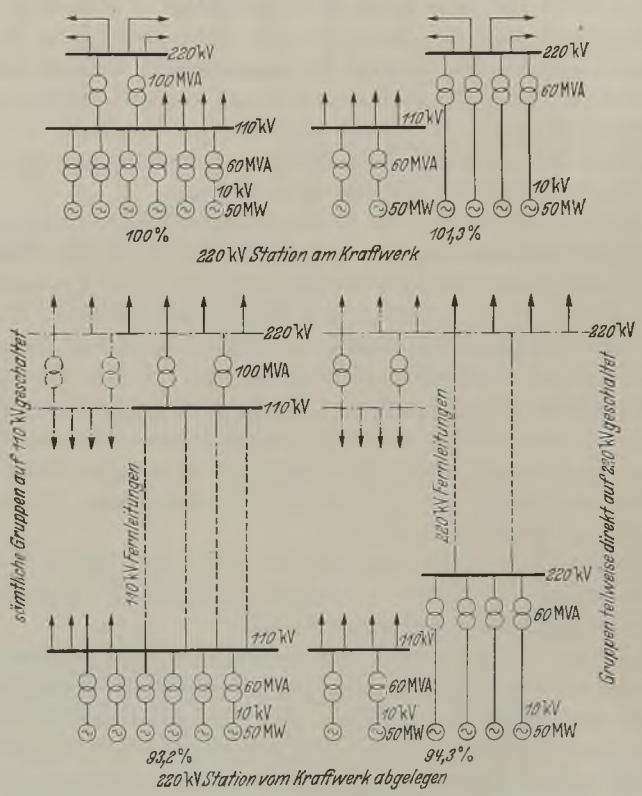


Abb. 141. Möglichkeiten für den Anschluß eines Großkraftwerkes von 300 MW an das 220-kV-Netz. Kostenverhältnis der Freiluft-Schaltanlagen einschl. Umspanner in %.

die verhältnismäßigen Kosten der Schaltanlage einschließlich der Umspanner unter Berücksichtigung von Doppelsammelschienen, der Kupplungsfelder und des Zubehörs in dem in den Schaltbildern angedeuteten Umfang (voll ausgezogener Teil) angegeben. Der Vergleich zeigt, daß sowohl im Falle 1 als auch 2 die beiden behandelten Schaltungen praktisch denselben Kostenaufwand erfordern. Da auch die Anlagekosten von zwei 110-kV-Doppelleitungen ungefähr in der gleichen Größenordnung liegen wie die einer 220-kV-Doppelleitung, so ergeben sich im Falle 2, auch im ganzen gesehen, keine Kostenunterschiede. Es sind

also betriebliche und herstellungsmäßige Gesichtspunkte entscheidend, und diese sprechen für die links gezeichneten Schaltungen; betrieblich, weil sie eine größere Beweglichkeit in der Lastverteilung gestatten, herstellungsmäßig, weil der Einheits-Wanderumspanner mit Reguliersatz für 100 MVA genügt und nicht noch ein zweites Modell entsprechend der Generatorenleistung verwendet werden muß.

Interessant ist, daß der Anschluß an eine 200-kV-Netzstation (untere Schaltbilder) geringere Anlagekosten für die Schaltanlage bedingt, als die Einschleifung der 220-kV-Leitung in das Kraftwerk. Welche Lösung in dieser Hinsicht letzten Endes als gesamtes betrachtet günstiger ist, hängt von der Lage des Kraftwerksstandortes zur Netzfigur und dessen Knotenpunkte ab.

21. Die Gesamtanordnung der Kraftwerksanlage.

Das Dampfkraftwerk erfordert außer den im eigentlichen Krafthausblock untergebrachten Einrichtungen eine Reihe von Nebenbetrieben und Baulichkeiten, deren Planung und zweckmäßige Anordnung nicht weniger sorgfältig zu überlegen sind, als der bauliche Entwurf des Krafthauses selbst. Zu diesen außerhalb des Krafthausblocks und der Schaltanlage liegenden Einrichtungen gehören:

die Anlagen für Kohlenzufuhr und -lagerung,

die Einrichtungen für die Entaschung und Ascheabtransport,

die Kühlwasser- und Gebrauchswasserversorgung des Werkes sowie bei Rückkühlbetrieb die Kühltürme,

Werkstatt,

Lager,

Verwaltungs- und Betriebsbüros, Laboratorien, Wasch- und Aufenthaltsräume für die Gefolgschaft,

Gemeinschaftshaus,

Unterstellräume für Transportmittel (Kraftwagen und Lokomotiven).

Während sich für die Gestaltung des Krafthauses selbst bestimmte Bauformen herausgebildet haben, die sich mit gewissen Abweichungen wiederholen, so zeigt naturgemäß die Gesamtanordnung der Kraftwerksanlage eine Mannigfaltigkeit, die durch die verschieden gelagerten örtlichen Verhältnisse bedingt ist. Größe und Form des zur Verfügung stehenden Baugrundes, seine Lage zu den Verkehrsstraßen, die für den Brennstoff- und Materialantransport herangezogen werden sollen, seine Beschaffenheit und der Kühlwasserkreislauf bestimmen weitgehend die Gesamtanordnung im einzelnen Falle. Trotz dieser örtlichen Abhängigkeit des Gesamtentwurfes gelten für diesen einige grundsätzliche Gesichtspunkte, die beachtet werden sollen. Diese Gesichtspunkte können wie folgt umrissen werden:

1. In die Forderung eines möglichst geradlinigen Energieflusses auf kürzestem Weg durch das Kraftwerk ist auch die Kohlenzufuhr von der Entladung aus dem Transportmittel über das Kohlenlager bis zum Kesselhaus einzubeziehen. Für eine genügende Kohlenlagerungsmöglichkeit beim Kraftwerk, deren notwendiger Umfang von Fall zu Fall unter Berücksichtigung der Anzahl der Zufuhrwege und der möglichen Unterbrechungszeit der Zufuhr zu bestimmen ist, ist beim Entwurf Sorge zu tragen.

2. Auf eine Erweiterungsmöglichkeit des Kraftwerkes ist bei der Gesamtdisposition Rücksicht zu nehmen. Selbst wenn die endgültige Ausbauleistung, z. B. wegen der begrenzten Kühlwassermenge, der Grubenleistung bei Braunkohlenkraftwerken oder aus Gründen der Energiefortleitung eindeutig festliegt, sollte, um spätere aus betrieblichen Gründen sich wünschenswert zeigende Ergänzungen nicht von vornherein auszuschließen, wenigstens der Raum für die zusätzliche Aufstellung einer Einheit frei gehalten werden. Es kann z. B. der Fall eintreten, daß bei einem Kraftwerk mit aufeinander abgestimmter Kessel- und Maschinenleistung nach Vorliegen von Betriebserfahrungen die Aufstellung eines zusätzlichen Kessels als zweckmäßig angesehen wird, da die Beschaffenheit des Brennstoffes häufigere Reinigungen bedingt, als man annahm, und man daher eine größere Kesselreserve notwendig hält. Eine solche Möglichkeit sollte man sich nicht durch eine Einengung des Krafthauses nach beiden Seiten verbauen.

3. Der Kühlwasserkreislauf soll aus wirtschaftlichen Gründen so kurz wie möglich gehalten werden. Bei Frischwasserkühlung ist zu prüfen, welch kleinster Abstand zwischen Einlauf und Auslauf zulässig ist, um ein Rückfließen und Umpumpen von Warmwasser zu verhindern. Andererseits sind Vorkehrungen zu treffen, um im Winter bei Vereisungsgefahr warmes Wasser zum Einlaufbauwerk zurückleiten zu können. Bei Rückkühlbetrieb ist anzustreben, die Kühltürme so anzuordnen, daß entsprechend der Hauptwindrichtung die Schwaden vom Werk abgetrieben werden; vor allem gilt dies hinsichtlich der Lage der Kühltürme gegenüber einer etwaigen Freiluftanlage und den abgehenden Freileitungen.

4. Die mit Gleisanschluß zu versehenden Anlageteile, das sind Kohlenlager, Maschinenhaus, Umspanneranlage, Werkstätten, Güterschuppen, bei Aschenabtransport in Wagen das Ascheabsetzbecken bzw. der Aschebunker, sind so auf dem Gelände anzuordnen, daß deren Gleisanschlüsse durch eine einfach und übersichtlich aufgebaute Schienenanlage möglich ist, wobei besonders für die Kohlenzufuhr auf die Durchführbarkeit eines durch andere Abladungen ungehinderten Rangierbetriebes Rücksicht zu nehmen ist.

5. Die Lage der einzelnen Baulichkeiten ist entsprechend ihrer Be-

ziehung zueinander zu wählen. Kurze Verbindungswege zwischen diesen sind wichtig, wobei die häufiger zu begehenden so angelegt werden sollten, daß es nicht notwendig ist, ins Freie zu treten. Mit diesen betrieblichen Gesichtspunkten ist das berechtigte Streben des Architekten in Einklang zu bringen, dem das Kraftwerk durch den Hauptzugang betretenden Besucher den Eindruck einer architektonisch gut durchdachten und entworfenen Gebäudeanordnung zu vermitteln.

In diesen vorstehenden fünf Punkten wurde versucht, einige wesentliche Gesichtspunkte für den Entwurf der Gesamtanordnung zu umreißen, deren Verwirklichung je nach den örtlichen Verhältnissen zu den

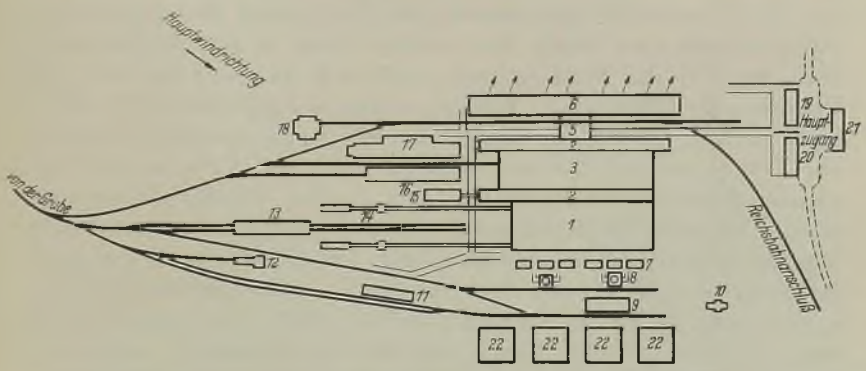


Abb. 142. Gesamtanordnung eines Braunkohlenkraftwerkes mit Rückkühlung.

1 Kesselhaus	*8* Schornsteine	*15* Gemeinschaftshaus
2 Pumpenhaus	*9* Entaschungsbecken	*16* Lager
3 Maschinenhaus	*10* Pumpstation	*17* Werkstatt
4 Eigenbedarf und technische Betriebsbüros	*11* Güterschuppen	*18* Trafowerkstatt
5 Warte	*12* Lokomotivschuppen	*19* Verwaltung
6 110-kV-Schalthaus	*13* Tiefbunker	*20* Werksgasthof
7 Elektrofilter	*14* Bekohlung mit Brecherhaus	*21* Garage
		22 Kühltürme

verschiedensten Lösungen führen kann. Es ist daher, wie schon eingangs erwähnt, nicht möglich, hier Grundschemen für die Geamtanordnung vorzuführen. Es seien aus der Fülle von Lösungen zwei Beispiele herausgegriffen und an diesen die Voraussetzungen und die Gedanken, die der Planung zugrunde lagen, aufgezeigt.

Abb. 142 gibt die Gesamtanordnung eines großen Dampfkraftwerkes für rd. 200 MW Leistung wieder, das in Grubennähe zur Errichtung gelangt und wegen des Mangels an Wasserläufen mit ausreichendem Abfluß mit Rückkühlung arbeiten muß. Das für den Kraftwerksbau gewählte Grundstück hat längliche Form. Diese war bestimmend für die Anordnung der Baulichkeiten, der gewissermaßen als Fluchtpunkt die Einmündung der werkseigenen Kohlenbahn auf das Kraftwerksgelände dient und die sich von hier aus verbreiternd bis zu dem im Vordergrund liegenden Krafthaus entwickelt. Um bei Unterbrechung in der Kohlenzufuhr infolge von Störungen an den Grubeneinrichtungen

oder an der Verbindungsbahn bzw. Einstellung der Förderung an Feiertagen zu Überholungsarbeiten eine genügende Brennstoffreserve zu haben, wurde beim Kraftwerk ein Kohlenvorrat für 4 Tage Vollastbetrieb vorgesehen, der in die zweireihig angeordneten Kesselbunker gelegt wurde. Die Anordnung eines Tiefbunkers hätte wegen des hohen Grundwasserspiegels sehr hohe Kosten verursacht. Die Kohle wird in dem Entladebunker aus den elektrisch geförderten Zügen entladen und wird unter Zwischenschaltung von Brecheranlagen über die beiden Bandförderer den Kesselbunkern zugeführt. Der Entladebunker ist zweigleisig eingerichtet. Der Einbau von einer genügenden Anzahl Weichen und die Gleisanordnung gestatten eine weitgehende Freizügigkeit im Rangierbetrieb und bereits das Anfahren eines zweiten Kohlenzuges, wenn der erste das Bunkergebäude noch nicht verlassen hat bzw. das Umsetzen der Lokomotive. Von dem normalspurigen Gleis der Grubenbahn zweigen alle Gleisanschlüsse für die verschiedenen Baulichkeiten ab. Von diesen geht das am Schalthaus unter der Warte an den Umspannerkammern vorbeiführende Gleis in den auf der Ostseite des Werkes liegenden Reichsbahnanschluß direkt über, so daß Grubengleis und Reichsbahnanschluß verbunden sind. Die Anordnung der einzelnen Baulichkeiten geht aus dem Lageplan hervor. Das Gemeinschaftshaus, in dem auch die Aufenthaltsräume für die Gefolgschaft untergebracht sind, ist durch gedeckte Gänge mit dem Krafthausblock verbunden. An der Zufahrt befindet sich die Werksverwaltung und der Werksgasthof. Die Kühltürme sind entgegengesetzt zu den abgehenden Leitungen aufgestellt worden. Die vorherrschende Windrichtung ist angedeutet. Die anfallende Asche wird zur Grube zurückgefahren (Anschlußgleise von der Grubenbahn zum Entaschungsbecken). Die in Abb. 142 dargestellte Anordnung zeigt eine gute Ausnutzung des zur Verfügung stehenden Geländes und ist ein Beispiel für eine gedrängte, dabei auf die Zusammenhänge zwischen den einzelnen Baulichkeiten Rücksicht nehmende Unterbringung der einzelnen Teile.

Im Gegensatz zu dem in Abb. 142 behandelten Fall eines in Grubennähe liegenden Kraftwerkes zeigt die Abb. 143 das Beispiel der Gesamtanordnung eines weitab von der Kohlenbasis errichteten Steinkohlenkraftwerkes etwa derselben Leistungsgröße, dem der Brennstoff in der Hauptsache auf dem Wasserwege zugeführt wird. Die vorgesehene Möglichkeit, die Kohle während der Frostzeit, in der die Schiffahrt wegen der Vereisung eingestellt werden muß, auch mit der Bahn heranbringen zu können, ermöglicht es, den Kohlenlagerplatz kleiner zu halten, als wenn man nur auf den Wasserweg allein angewiesen wäre. Während beim ersten Beispiel nur auf die Aufstellung einer weiteren Betriebseinheit bei der Platzaufteilung Rücksicht genommen zu werden brauchte, ist hier eine größere Erweiterungsmöglichkeit vorgesehen und das Ge-

lände in genügendem Umfang gekauft, sowie die Gleisanlage entsprechend angelegt worden. Im Gegensatz zum vorigen Fall gestattet die Form des Baugeländes einen Gleisring, durch den das Umkehren der Kohlenzüge vermieden wird. Dieses Werk ist mit einer größeren Freiluftanlage versehen. Die Umspanner stehen an der Außenwand des Maschinenhauses. Neben dem Transportgleis für die Umspanner ist für die Freiluftanlage ein besonderer Gleisanschluß vorhanden. Die übrigen Einzelheiten, wie Kühlwasserkreislauf, Anordnung der Nebenbauten, gehen aus dem Lageplan hervor und bedürfen keiner besonderen Er-

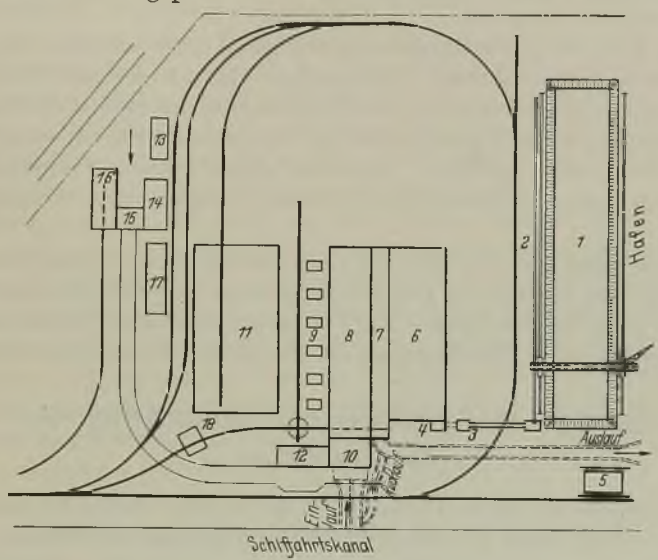


Abb. 143. Gesamtanordnung eines Steinkohlenkraftwerkes mit Teichwasserkühlung.

1 Kohlenlager
2 Förderband
3 Brecherhaus
4 Elevator
5 Aschenabsetzbehälter
6 Kesselhaus
7 Hilfsmaschinenhaus
8 Maschinenhaus
9 Umspanner
10 Hilfs- und Pumpenhaus, darüber elektrische Warte
11 Freiluftschaltanlage
12 Betriebsbüros, Labor, Aufenthalts- und Waschräume
13 Garage
14 Lager
15 Zwischenbau
16 Werkstatt
17 Verwaltung, Gemeinschaftshaus
18 Trafowerkstatt

läuterung. Das größere zur Verfügung stehende Baugelände gestattet die Offenhaltung der Erweiterungsmöglichkeit, die Notwendigkeit eines großen Kohlenlagerplatzes dagegen bedingt eine viel weitläufigere Anordnung als im ersten Falle. In beiden Beispielen, so verschiedenartig sie sind, findet man das Streben nach Verwirklichung der vorhin angeführten Gesichtspunkte für die Planung der Gesamtanlage.

Aus den hier angestellten Betrachtungen ergeben sich auch die Anforderungen, die an den Bauplatz für ein großes Dampfkraftwerk zu stellen und bei Wahl der Baustelle zu beachten sind; denn die Entscheidung über den Standort im Sinne des 7. Abschnittes läßt im all-

gemeinen einen genügenden Spielraum zu, um den Aufstellungsort im engeren Sinne nach baulichen Zweckmäßigkeitsgründen festzulegen. Diese sind vornehmlich:

1. guter Wasser- und Bahnanschluß,
2. nicht zu teure Kühl- und Gebrauchswasserbeschaffung,
3. günstige Leitungsabführung,
4. guter und dabei billiger Baugrund,
5. die Möglichkeit der Unterbringung der Asche mit tragbarem Kostenaufwand,
6. nicht zu empfindliche Nachbarschaft.

Die Wahl des Aufstellungsortes im engeren Sinne erfordert also auch eingehende und sorgfältige Überlegungen. Es sei hier noch besonders auf Punkt 5 hingewiesen, dem bei Kohlensorten mit hohem Aschegehalt und unangenehmen Eigenschaften der Asche eine nicht zu unterschätzende Bedeutung zukommt. Auch die wirtschaftliche Verwertbarkeit der Asche (sei es als Steine oder als Zement) spielt in diese Erwägungen hinein.

Bei der Auswahl der Baustelle von Kraftwerken, die nicht in oder am Rand von Städten zur Errichtung gelangen, ist noch auf ausreichendes, in der Nähe des Werkes zur Verfügung stehendes Gelände für die Werkssiedlung zur Unterbringung der Belegschaft Rücksicht zu nehmen.

22. Die architektonische Gestaltung des Kraftwerkes.

Ein technisch hochwertiges Bauwerk verlangt auch ein passendes Gewand; denn dieses ist letzten Endes der Ausdruck des Wollens seiner Gestalter, etwas möglichst Vollkommenes zu schaffen. Diese notwendige Harmonie zwischen dem äußeren Gewand und dem sachlichen Inhalt herzustellen, bedarf eines engen, auf das gemeinsame Ziel gerichteten Zusammengehens von Kraftwerksingenieur und Architekt, und zwar von den ersten Anfängen des Entwurfes an. Es erfordert viel gegenseitiges Einfühlen. Der im Industriebau erfahrene Architekt muß Verständnis dafür aufbringen, daß die Raumaufteilung weitgehend betrieblichen Notwendigkeiten entspricht, daß z. B. eine gute natürliche Durchlüftung der Betriebsräume und ein genügender Lichteinfall, also eine zweckentsprechende Fensteranordnung, aus betrieblichen Gründen erforderlich sind. Der Kraftwerksingenieur dagegen muß den Architekten in seinen künstlerischen Bestrebungen unterstützen und ihm dort in der Formgebung und räumlichen Gestaltung freie Hand lassen, wo dem zwingende betriebliche Gründe nicht entgegenstehen. Die Verbindung von technischer Zweckmäßigkeit mit ästhetischer Schönheit muß das Ziel dieser Zusammenarbeit sein.

Eine Erörterung der Gesichtspunkte für den Gesamtentwurf von Dampfkraftwerken wäre unvollständig, wenn sie nicht zumindest auch einen kurzen Überblick über die Entwicklung und die Ziele der heutigen Kraftwerksarchitektur geben und diese an Hand von einigen ausgewählten Beispielen neuzeitlicher Kraftwerksentwürfe veranschaulichen würde.

Die Grundeinstellung in der Frage der architektonischen Gestaltung von Dampfkraftwerken hat im Laufe der letzten Jahrzehnte einen tiefgreifenden Wandel erfahren, der von einer mit allen möglichen Zieraten versehenen Bauweise, die auch die Zweckbestimmung der einzelnen Bauwerksteile verdecken wollte, zum industriellen Zweckbau führte. Gefördert wurde dieser Weg sicherlich durch die Entwicklung, die die Kraftwerkstechnik genommen hat und einen Krafthausblock erstehen ließ, der dem Architekten die Möglichkeit gibt, in erster Linie den Baukörper selbst wirken zu lassen und durch klare Linienführung, geschickte Verteilung von Glas und Mauerwerk und zweckmäßige Wahl des Verkleidungsmaterials diese Wirkung zu unterstützen.

Wenn man die Entwicklung der Kraftwerksarchitektur verfolgt, wird man aber auch finden, daß eine künstlerisch befriedigende Einfügung des Schornsteins in das architektonische Gesamtbild von seiten des Architekten offenbar als schwierige Aufgabe empfunden wurde und der Schornstein bzw. seine mögliche Weglassung bei allen architektonischen Erwägungen eine nicht unbedeutende Rolle spielt. Die Wirksamkeit neuzeitlicher Entstaubungsanlagen und die Hochbauweise des Kesselhauses lassen, wie im 18. Abschnitt erörtert wurde, unter gewissen Voraussetzungen grundsätzlich eine Weglassung des Schornsteines zu, wovon, wie bereits im 19. Abschnitt gezeigt wurde und auch weiter unten noch dargelegt wird, in verschiedenen Fällen Gebrauch gemacht worden ist.

Man kann heute unter dem Einfluß der Gestaltung der Rauchgasabführung drei bauliche Richtungen feststellen:

1. das Krafthaus mit dem bewußt als notwendigen Bauteil und unter Betonung seines Zweckes ausgebildeten Schornstein,

2. das Kesselhaus mit einem durch entsprechende Verkleidung „getarnten“ Schornstein,

3. das schornsteinlose Kraftwerk.

Die Wirkung der Schornsteine ist von dem Charakter der Umgebung abhängig; sie wird in Wohngegenden (z. B. bei örtlichen Spitzenkraftwerken oder Heizkraftwerken für die öffentliche Wärmeversorgung) anders sein als bei Kraftwerken, die in Industriegebieten oder abseits von größeren geschlossenen Siedlungen oder in an Naturschönheiten armen Gegenden zur Errichtung gelangen. Die Abb. 144 und 145 zeigen die Entwürfe von zwei Kraftwerken mit hohen neben dem Kesselhaus aufgestellten Schornsteinen, für die letztere Voraussetzungen gelten.

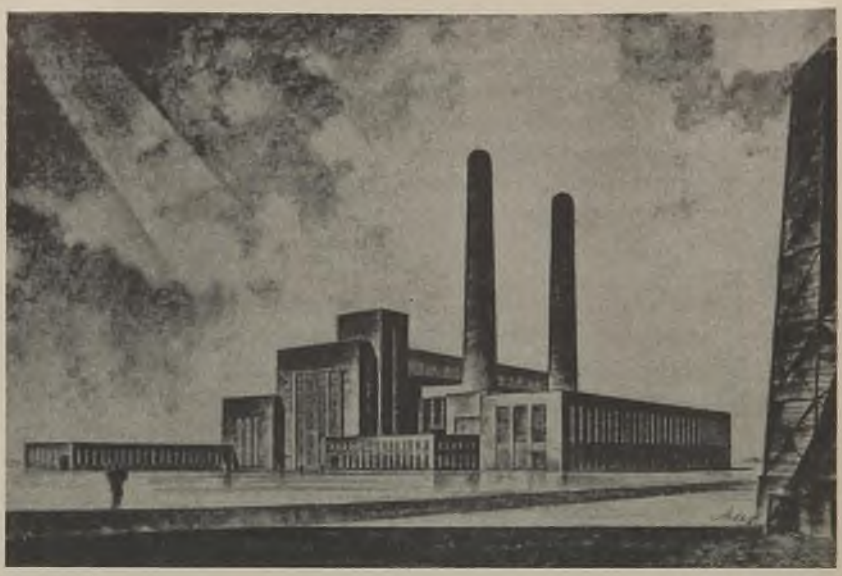


Abb. 144. Kraftwerk mit neben dem Kesselhaus aufgestellten Schornsteinen.

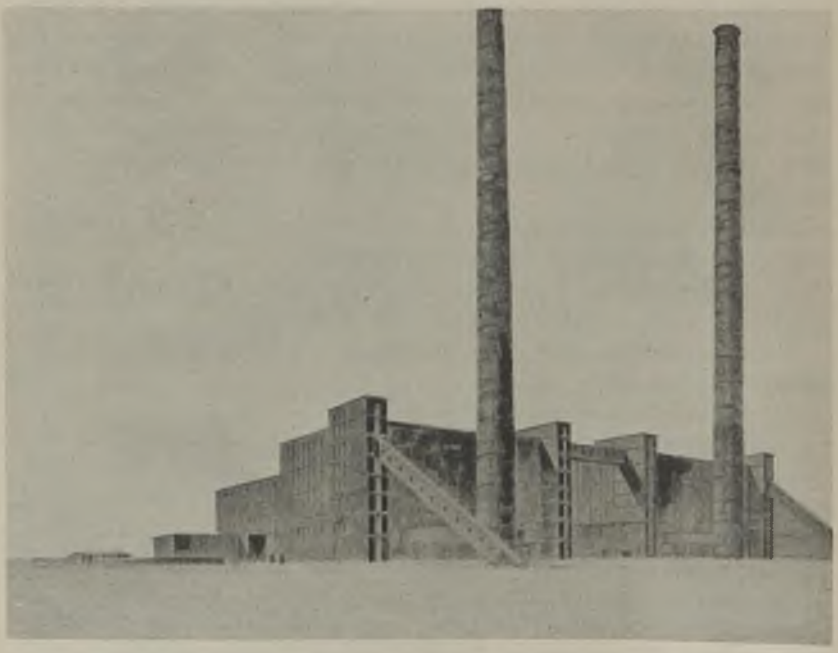


Abb. 145. Kraftwerk mit Hochschornsteinen und getrennten Kesselhäusern.

Man erkennt in beiden Fällen das Bestreben, die Schornsteine, die in Abb. 144 auf einem breiten zur Aufnahme von Nebeneinrichtungen ausgenutzten Unterbau ruhen, mit dem Krafthausblock zu einem einheitlichen Gesamtbild zu verschmelzen und durch die Schornsteine die Gesamtwirkung des Kesselhauses zu unterstreichen. Durch geschickte Verteilung von Fenster und Wandauskleidung, durch die bauliche Gliederung kommt das Bauwerk bei aller zweckgebundenen Sachlichkeit zu

Abb. 146. Der Schornstein als Blickmittelpunkt.

einer ästhetisch ansprechenden Wirkung. Beim Entwurf nach Abb. 145 bestand architektonisch die Aufgabe, zwei getrennte in gewissen Abständen errichtete Kesselhäuser architektonisch zusammenzufügen. Die Gestaltung der Kesselhausfronten versucht gleichsam um die Schornsteine als Mittelpunkt einen Rahmen zu bilden. Ein interessantes Beispiel für einen Entwurf, bei dem der Schornstein besonders betont und gewissermaßen zum Mittelpunkt gemacht wird, ist in Abb. 146 wiedergegeben. Der neben dem Kesselhaus aufgestellte gemauerte Schornstein liegt in der Achse der Zufahrtstraße und verleiht der ganzen Anlage eine eindrucksvolle wuchtige Wirkung. Aber auch bei auf dem Kesselhaus aufgesetzten Schornsteinen ist eine ästhetisch geschlossene Wirkung

zu erzielen, wie die Abb. 147 erkennen läßt. Die Unterstreichung der Höhenentwicklung des Kesselhauses durch hohe Fenster trägt zur har-

Abb. 147. Kraftwerk mit Schornsteinen auf dem zweireihigen Kesselhaus.

Abb. 148. Kraftwerk mit „getarntem" Schornstein.

monischen Verbindung des Kesselhauses mit den Schornsteinen bei.

War bei den oben behandelten Entwürfen die bewußte Betonung des Schornsteines als Bauelement des Kraftwerkes ein hervortretendes Gestaltungsmerkmal, so ist im Gegensatz dazu bei dem in Abb. 148 gezeigten Kraftwerk der Schornstein „getarnt". Es handelt sich um ein mitten in Wohnvierteln gelegenes Heizkraftwerk, bei dessen äußerer Gestaltung auf die Umgebung weitgehend Rücksicht zu nehmen war. Die verhältnismäßig kleinen Kessel konnten von einer Hochbauweise des Kesselhauses eine hier ausreichende Austrittshöhe der Rauchgase nicht erwarten lassen; zudem hätte ein hohes Kesselhaus sich nicht der Umgebung anpassen lassen. Man wählte die Lösung, ein flaches Kesselhaus mit einem Turm zu errichten, in dem der Schacht für die Abführung der Rauchgase und das Becherwerk für die Bekohlung untergebracht

sind. Es ist eine Lösung, die grundsätzlich für neue in Wohnvierteln gelegene Heizkraftwerke mit Kohlenfeuerung beachtenswert ist.

Die Abb. 149 zeigt den Entwurf eines Kraftwerkes, bei dem auf dem

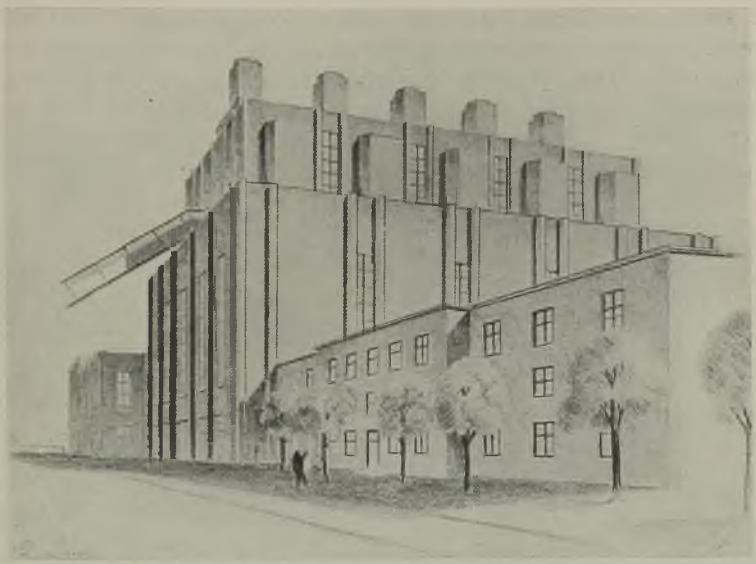


Abb. 149. Kraftwerk mit kurzen Schloten auf dem zweireihigen Kesselhaus. (Bau in Eisenbetonausführung.)

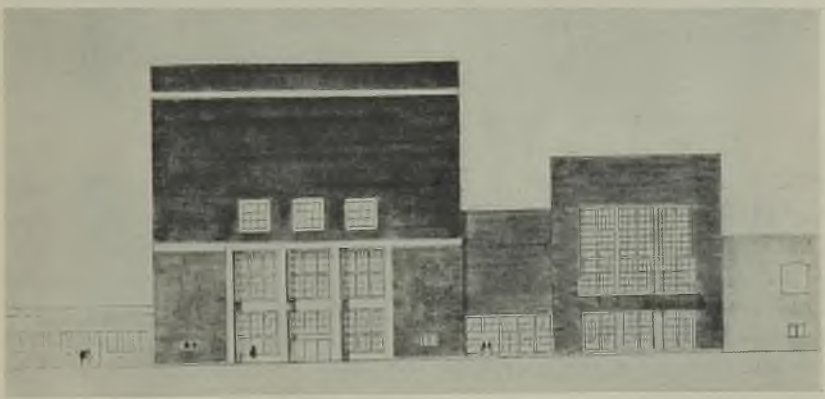


Abb. 150. Schornsteinloses Kraftwerk in Flachbauweise (Eisenbetonausführung).

Kesselhaus nur kurze Schornsteine aufgebaut sind. Von dieser Ausführung ist nur ein kurzer Weg zum schornsteinlosen Kraftwerk. Ein solches ist in den Abb. 150 und 151 dargestellt. Dieses Werk steht in einer ländlichen an Naturschönheiten reichen Gegend. Unter dem Gesichts-

punkt, das Werk so in die Landschaft zu setzen, daß es nicht als Fremdkörper wirkt, wurde bereits der Bauplatz gewählt. Aus dem gleichen Grunde entschloß man sich zu einem schornsteinlosen Kesselhaus unter Beibehaltung der Flachbauweise, für das man die Voraussetzung in der Aufstellung von Elektrofiltern mit hohem Entstaubungsgrad und in der Verwendung von aschearmer Kohle sah. Dem Klinkerbau mit seinen vollkommen glatten Wänden dienen als einziger Schmuck neben einigen Plastiken hellgerahmte Fensterbänder, eine architektonisch sehr interessante Lösung. Im Gegensatz dazu ist der Baukörper des in Abb. 152 gezeichneten schornsteinlosen, gleichfalls in Flachbauweise ausgeführten

Abb. 151. Ansicht der Längsfront des Kraftwerkes Abb. 150.

Kraftwerkes aufgegliedert. Die verkleideten, vertikal an der Kesselhauswand angeordneten Rauchgasentstauber sind in geschickter Weise hierzu verwendet und oben durch eine Mauerkrone verbunden worden.

Die schornsteinlose Ausführung des Kraftwerkes ist natürlich am naheliegendsten, wenn Ein- bzw. $1^1/_2$-Zug-Kessel großer Leistung aufgestellt werden (siehe Abb. 127). Man kommt dann bei über dem Kessel angeordneten Elektrofiltern und Saugzügen zu Bauhöhen, die etwa in der Größenordnung von 50—70 m liegen und in vielen Fällen als Austrittshöhe der Rauchgase genügen. Die äußere Gestaltung solcher schornsteinlosen Kraftwerke in Hochbauweise bietet für den Architekten eine interessante und reizvolle Aufgabe. Die Abb. 153 zeigt das Modell für eine schornsteinlose einreihige Kesselanlage mit 4 Kesseln je 50 t/h Leistung. Dieses Werk soll in einer Industriegegend errichtet

werden. Das Kesselhaus hat eine Höhe von 60 m. Man kann aus der Modellaufnahme das Bestreben des Architekten erkennen, die großen Flächen durch Anbringung von schmalen waagerechten und senkrechten Bändern zu unterteilen und zu beleben. Die unverkennbare Schwierig-

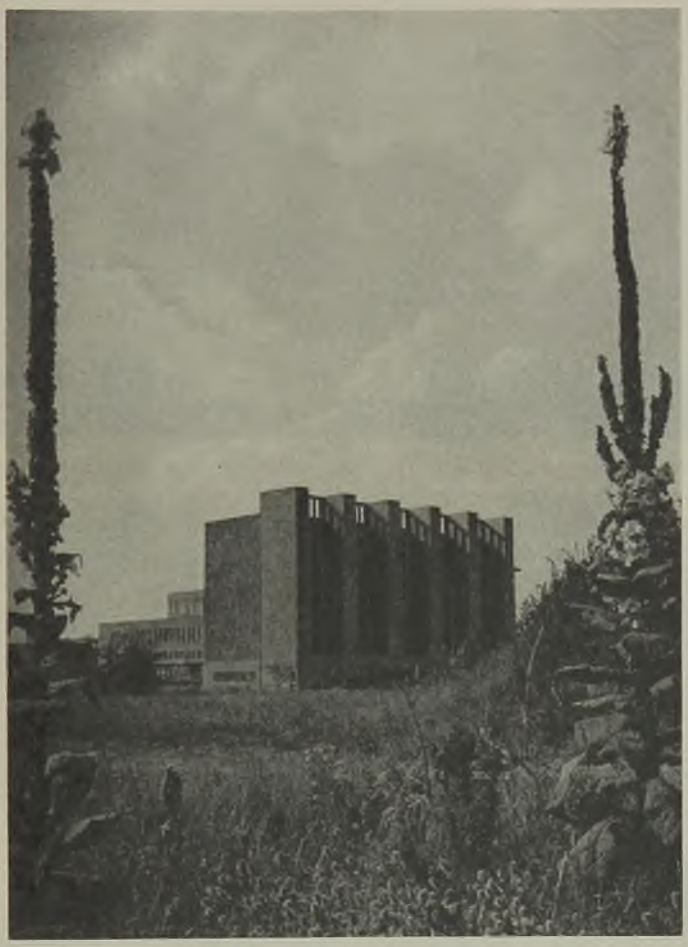


Abb. 152. Schornsteinloses Kraftwerk mit aufgegliederter Fassade.

keit, die große Unsymmetrie des Bauwerkes bei einreihigen Hochkesselhäusern mit den Grundsätzen künstlerischer Formgebung in Einklang zu bringen, hat zu Vorschlägen von Kraftwerken mit zweireihigen Hochkesselhäusern (Abb. 154) und in Weiterverfolgung des Gedankens zu Entwürfen für Hochhauskraftwerke geführt, denen der Gedanke eines sym-

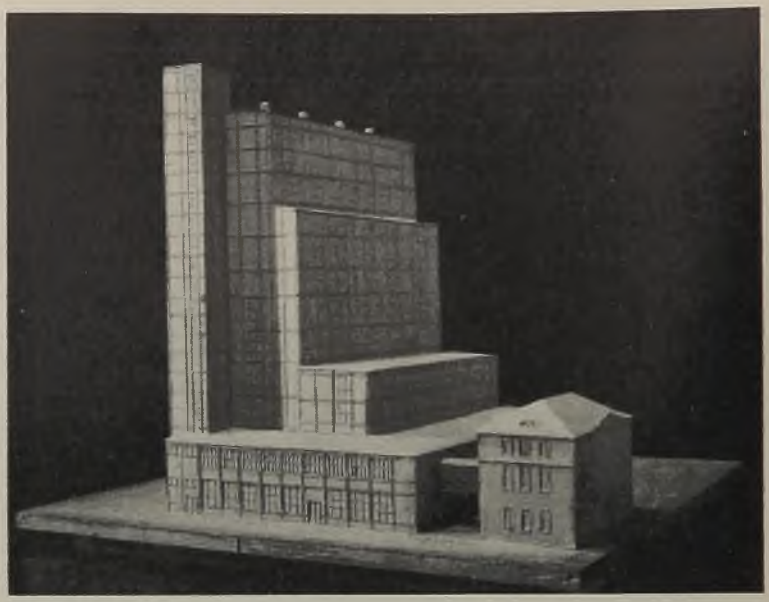


Abb. 153. Schornsteinloses Kraftwerk mit einreihig aufgestellten Kesseln in Hochbauweise.

metrischen Aufbaues zugrunde lag und bei deren Gestaltung weitgehend den künstlerischen Bestrebungen des Architekten Raum gelassen wurde.

Abb. 154. Schornsteinloses Heizwerk mit zweireihiger Kesselanordnung.

Abb. 155. Hochhauskraftwerk.

Abb. 156. Hochhauskraftwerk.

Den Entwurf eines solchen Hochhauskraftwerkes zeigt Abb. 155. Je nach der Zahl der aufzustellenden Kessel sind verschiedene Anordnungen von Kessel- und Maschinenhäusern gedacht. Die Abb. 156 zeigt ein zweites Beispiel eines solchen Hochhauskraftwerkes. Es ist damit eine künstlerisch höchst eindrucksvolle Bauweise von schornsteinlosen Kraftwerken geschaffen worden, die in Fällen sicherlich bemerkenswert ist,

Abb. 157. Kesselhausfassade eines holländischen Kraftwerkes.

bei denen es auf künstlerische Wirkung ankommt (z. B. bei Heizkraftwerken in Wohnvierteln) und eine spätere Erweiterung nicht vorgesehen ist.

Zum Schluß seien noch einige herausgegriffene Bilder von Einzelheiten und Nebeneinrichtungen wiedergegeben. Abb. 157 zeigt die Kesselhausstirnwand eines in T-Anordnung gebauten ausländischen Dampfkraftwerkes. Es sei darauf aufmerksam gemacht, wie die Forderung nach gutem Lichteinfall zwischen und hinter die Kessel mit einer architek-

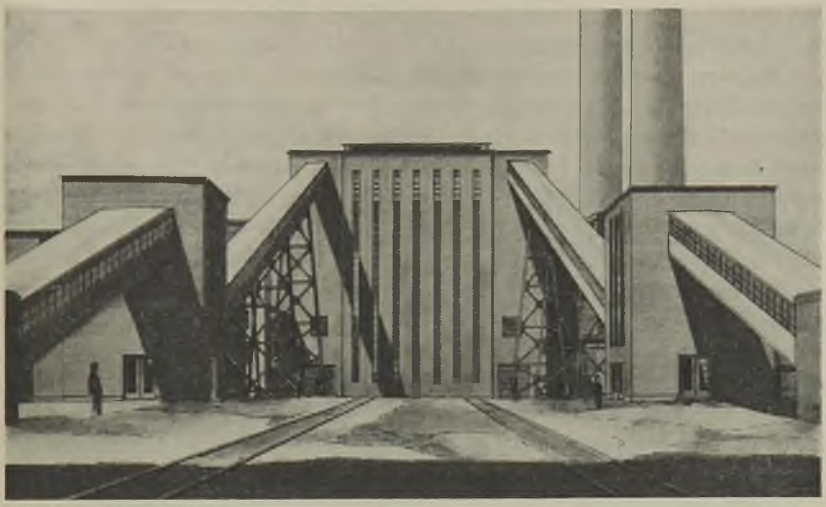


Abb. 158. Kesselhaus-Bekohlung.

tonisch guten Wirkung der Wände in Einklang gebracht wurde. Fahrstuhlschacht und Bekohlungs-Becherwerk ergeben eine Aufgliederung der Stirnwände. Ein Beispiel dafür, daß auch ein rein nach technischen Gesichtspunkten erstellter Bau eine eindrucksvolle Wirkung erzielen kann, ist die in Abb. 158 wiedergegebene Bekohlungsanlage eines Braunkohlenkraftwerkes. Die in Abb. 159 dargestellten 50 m hohen Eisen-

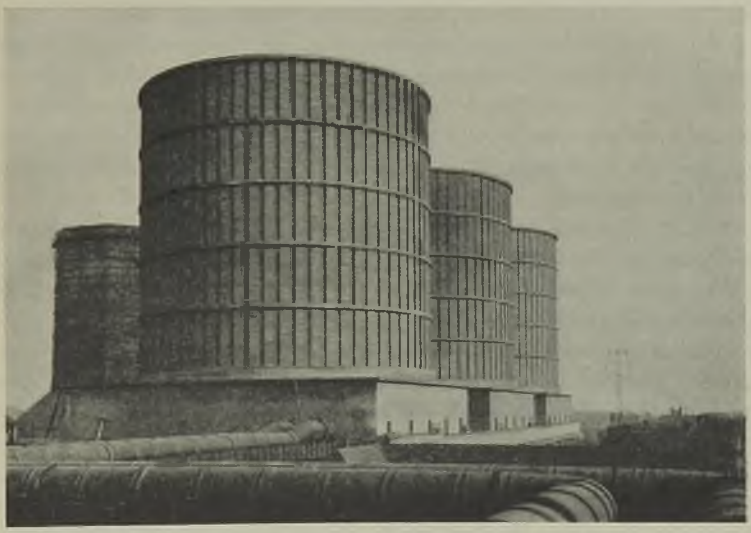


Abb. 159. Betonkühltürme.

betonkühltürme wirken schon allein durch ihre Ausmaße. Schmale Bänder beleben das Bild.

Mit den vorstehenden Ausführungen wurde versucht, gestützt auf einige Beispiele, einen kurzen Überblick über die Wege und Ziele zu geben, die auf architektonischem Gebiete im neuzeitlichen Dampfkraftwerksbau festzustellen sind. Man erkennt, daß eine Mannigfaltigkeit von Lösungsmöglichkeiten vorliegt und dem Architekten auch bei durch technische Notwendigkeiten bedingten Einschränkungen einen genügend weiten Raum zum schöpferischen Gestalten läßt. Die Beispiele dürften aber noch vor Augen geführt haben, wie entscheidend die eingangs erhobene Forderung nach einer engen, verständnisvollen Zusammenarbeit zwischen dem, den technischen Teil entwerfenden Ingenieur und dem Architekten für das Gelingen eines Werkes ist, das technische Zweckmäßigkeit mit architektonischer Schönheit vereinen und seine volkswirtschaftliche Bedeutung in würdiger Form repräsentieren soll.

V. Dampfkraftwerke für Sonderzwecke.

23. Die Auslegung von Vorschaltanlagen.

Die Vorschaltung von Höchstdruckmaschinensätzen vor bestehende Niederdruckanlagen hat große wirtschaftliche Bedeutung. Die erzielte Wärmeersparnis ist, wie weiter unten gezeigt wird, mitunter recht beträchtlich und wirkt sich in einer Streckung der Kohlensubstanz aus, ein Gesichtspunkt, der bei der immer umfassenderen Anwendung der Kohle für Veredlungszwecke immer mehr Beachtung findet.

Wenn auch für die Auslegung von Vorschaltanlagen im allgemeinen sinngemäß dieselben Überlegungen gelten, wie sie bei mit hohen Dampfdrücken arbeitenden Kondensationskraftwerken anzustellen sind, so erscheint es doch gerade im Hinblick auf das oben Gesagte notwendig, einige Punkte zu erörtern, die für die Anwendung von Vorschaltanlagen von Bedeutung sind.

Für die Errichtung einer Vorschaltanlage müssen zunächst zwei grundsätzliche Vorbedingungen gegeben sein. Liegen sie nicht vor, so ist die Leistungssteigerung mittels einer Vorschaltanlage aus den Erwägungen auszuscheiden. Diese beiden Vorbedingungen sind:

1. ein genügender Dampfdurchsatz,
2. ein Zustand der vorhandenen Niederdruckturbosätze, der deren wirtschaftlichen Einsatz noch auf absehbare Zeit gewährleistet.

Die Forderung nach einem genügenden Dampfdurchsatz begrenzt den Anwendungsbereich nach unten. Es kommen nur verhältnismäßig große Kraftwerke in Frage oder aber für einen Komplex von nahe beieinander liegenden Werken (z. B. Grubenkraftwerken) wird eine ge-

meinsame Vorschaltanlage errichtet. Auch der Zustand der vorhandenen Niederdrucksätze ist bei der Entscheidung maßgebend, ob eine Vorschaltanlage errichtet werden soll. Der Kosten- und Materialaufwand für die Vorschaltanlage wäre nicht gerechtfertigt, wenn die Niederdruckturbinen einen sehr schlechten Wirkungsgrad aufweisen oder überaltert sind. In einem solchen Falle ist es richtiger, das vorhandene Werk als Spitzenkraftwerk weiter zu betreiben und ein neues Hochdruckkondensationswerk mit zweckmäßig gewähltem Eintrittsdruck zu errichten.

Bei der Überlegung über die Frage, ob man sich zum Bau einer Vorschaltanlage entschließen soll, wird die Höhe der durch sie erzielten Wärmeersparnis bzw. die aus derselben Brennstoffmenge erreichbare Mehrenergieerzeugung eine ausschlaggebende Rolle spielen. Diese Wärmeersparnis ist kleiner als die, welche man — gleichen Dampfeintrittszustand vor dem Hochdruckteil vorausgesetzt — bei einem neuen Kondensationskraftwerk gegenüber der alten Niederdruckanlage erzielen würde, selbst wenn die vorhandenen Niederdruckturbinen hochwertig sind und beste Wirkungsgrade aufweisen. Der Grund liegt in der Beschränkung, die dem planenden Ingenieur beim Entwurf der Wärmeschaltung für die Vorschaltanlage aus den gegebenen Voraussetzungen heraus auferlegt ist. Sie wird erkennbar, wenn man die Schaltung von ausgeführten Vorschaltanlagen untersucht. In der Abb. 160 sind die grundsätzlichen Schaltungen von 5 Vorschaltanlagen nebeneinander gestellt worden, die für Kraftwerke der öffentlichen Elektrizitätsversorgung errichtet wurden oder sich im Bau befinden. 3 von diesen Anlagen sind für Braunkohlenkraftwerke bestimmt. In den beiden anderen wird Steinkohle verfeuert, in einem Falle hochwertige Kohle, im anderen hauptsächlich nicht transportwürdiger Abfall aus den Zechenbetrieben. Allen Anlagen ist, wie man sieht, ungefähr gleicher Dampfzustand vor der Niederdruckturbine gemeinsam, der zwischen 14 und 16 at und bei 350° C, in einem Falle bei 375° C liegt. Bei der links dargestellten Anlage wurde ein Druck für die Vorschaltturbine gewählt, der die Zwischenüberhitzung vermeidbar macht. Durch die Niedrighaltung des Eintrittsdruckes gegenüber den sonst heute üblichen Werten wurde erreicht, daß auch ohne Zwischenüberhitzung die Senkung der Eintrittstemperatur vor den Niederdruckturbinen und die damit verbundene Verschlechterung von deren Wirkungsgrad in tragbaren Grenzen bleibt. Die hier dargestellte Anlage kann in dieser Hinsicht als Grenzfall angesehen werden. Bei Niederdruckturbinen, die eine höhere Eintrittstemperatur benötigen oder bei höheren Drücken vor der Vorschaltturbine ist die Zwischenüberhitzung nicht zu vermeiden. Bei der zweiten Anlage z. B. wäre ohne Zwischenüberhitzung nur ein Vorschaltdruck von höchstens 40—45 at zulässig, je nachdem, ob man die Frischdampf-

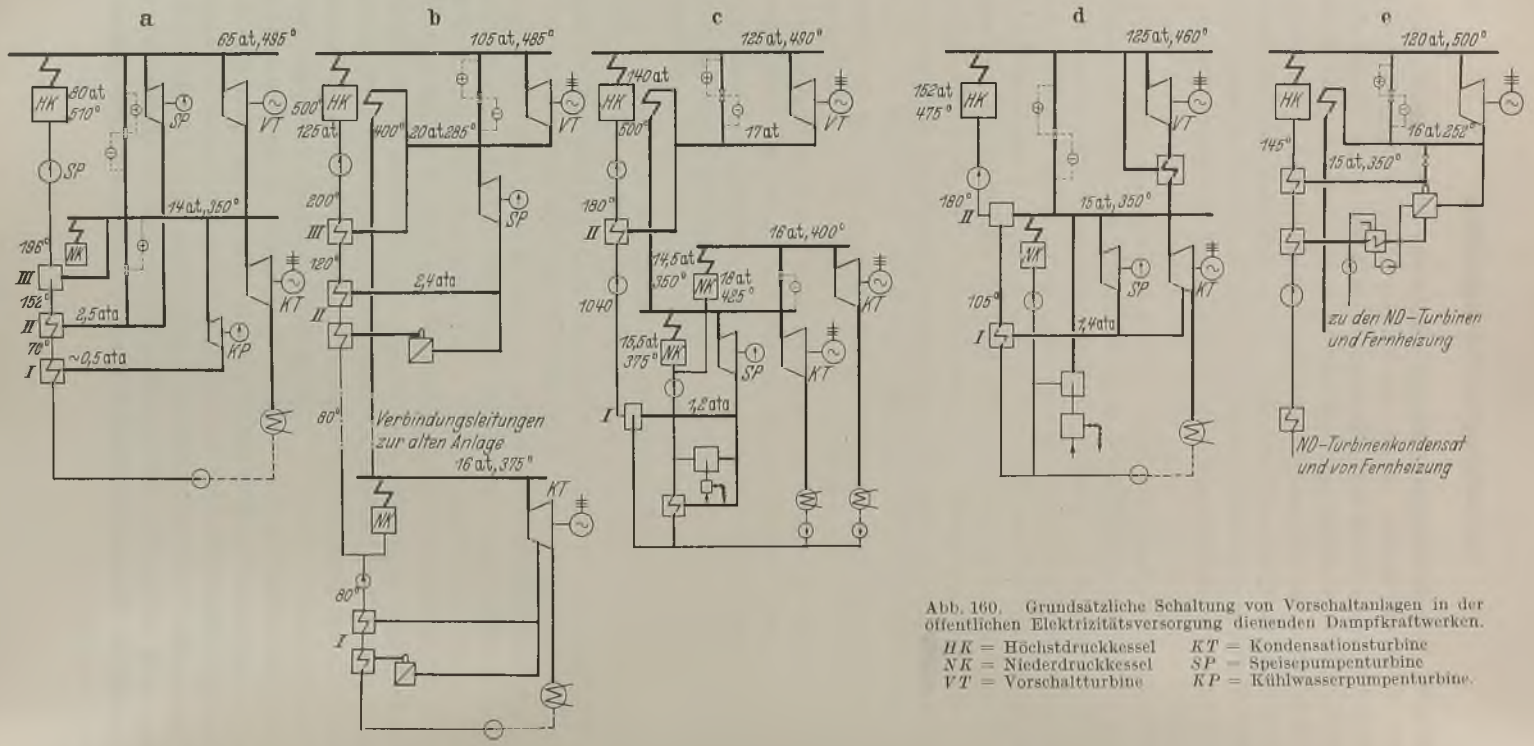


Abb. 160. Grundsätzliche Schaltung von Vorschaltanlagen in der öffentlichen Elektrizitätsversorgung dienenden Dampfkraftwerken.

HK = Höchstdruckkessel — *KT* = Kondensationsturbine
NK = Niederdruckkessel — *SP* = Speisepumpenturbine
VT = Vorschaltturbine — *KP* = Kühlwasserpumpenturbine.

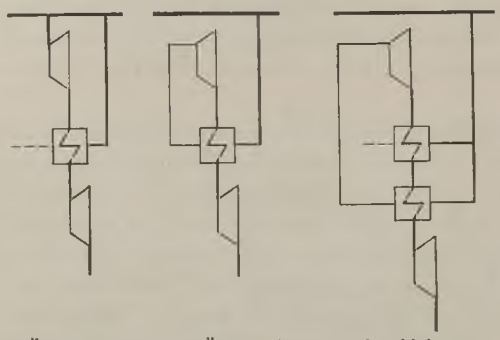
temperatur mit 485° C beibehält oder sie noch etwas steigert. Die zusätzliche Energieausbeute wäre so gering, daß der Aufwand nicht zu vertreten sein würde. Die übrigen dargestellten Anlagen arbeiten daher alle im Druckgebiet zwischen 105 und 125 at und sind bis auf eine Ausnahme mit Rauchgaszwischenüberhitzung ausgestattet. Die Anlage *d* erhielt eine Zwischenüberhitzung mittels kondensierenden Frischdampfes.

Bei den Niederdruckkraftwerken, für die Vorschaltanlagen in Frage kommen, handelt es sich im allgemeinen um einfache Wärmeschaltungen mit nur einer Vorwärmestufe, in der das Speisewasser auf 70 bis 90° C aufgewärmt wird. Manche Niederdruckanlagen besitzen nicht einmal diese. Für Höchstdruckanlagen (in Abb. 160b bis e dargestellt) sollte, wie früher gezeigt wurde, eine vierstufige Speisewasservorwärmung mit einer Endtemperatur von 190 bis 200° C angestrebt werden. Diese vierstufige Vorwärmung ist bei Vorschaltanlagen, vielleicht von einem oder anderem Ausnahmefall abgesehen, nicht durchführbar. Besitzen die Niederdruckturbinen eine Vorwärmestufe, so lassen sich höchstens drei Stufen schaffen; die höchste wird durch den Abdampf der Vorschaltturbinen gespeist, die mittlere kann durch den Abdampf der Speisepumpenturbine beaufschlagt werden. Die Schaltungen a und b der Abb. 160 weisen 3 Vorwärmestufen, die Schaltungen c—e nur 2 Stufen auf. Abb. 46 gibt einen Anhalt dafür, welchen Einfluß diese notwendige Beschränkung der Stufenzahl in der Vorwärmung auf den thermischen Wirkungsgrad bei Höchstdruckanlagen ausübt.

Aber auch die Zwischenüberhitzung kann sich bei Vorschaltanlagen in thermischer Hinsicht nicht in dem Maße auswirken, als dies bei neuen Kondensationskraftwerken möglich wäre. Man ist sowohl bei Festlegung des Zwischenüberhitzungsdruckes als auch der Überhitzungstemperatur durch die Auslegung der Niederdruckturbine gebunden. Ein zusätzlicher Gewinn aus der Zwischenüberhitzung allein ist daher hier nicht zu erwarten, im Gegenteil, es dürfte, rein thermisch gesehen, in den meisten Fällen durch die Zwischenüberhitzung ein Verlust auftreten. Die Zwischenüberhitzung ist hier lediglich ein Mittel zum Zweck, um den für die Niederdruckturbine erforderlichen Dampfzustand herstellen zu können.

Von diesem Gesichtspunkt aus ist bei Vorschaltanlagen auch die Dampfzwischenüberhitzung angewendet worden (z. B. Schaltung d), für die neben dem Vorteil eines kleineren Druckverlustes noch die Vermeidung der Hin- und Rückleitung des Zwischendampfes zwischen Turbine und Kessel und die Unabhängigkeit der Belastungsverteilung innerhalb der Kessel- und Turbinenanlage spricht. Diesen Vorzügen stehen aber Nachteile gegenüber, von denen in erster Linie eine Verschlechterung des thermischen Wirkungsgrades anzuführen ist. Aber auch betrieblich

gesehen erfordert der dampfbeheizte Zwischenüberhitzer eine größere Wartung. Die Aufstellung unter oder neben der Vorschaltturbine, die zu kurzen Rohrleitungsverbindungen führt, hat auch trotz guter Isolierung den Nachteil einer fühlbaren zusätzlichen Beheizung des Turbinenkellers, wenn nicht einer guten Luftzirkulation bei der Planung besondere Beachtung geschenkt wird.



Z.-Ü. mit kondensierendem Frischdampf — Z.-Ü. mit strömendem Frischdampf — kombinierter Z.-Ü.

Abb. 161. Schaltung von dampfbeheizten Zwischenüberhitzern.

Für die Dampfzwischenüberhitzung haben die drei in Abb. 161 dargestellten Schaltungen praktische Anwendung gefunden. Das linke Schema zeigt die Zwischenüberhitzung mit kondensierendem Frischdampf. Unter Ausnutzung der Überhitzungswärme des kondensierten Frischdampfes können höchstens die in Abb. 162 eingetragenen Temperaturen erreicht werden (Kurve *1*). Die der Berechnung zugrunde gelegten Annahmen sind unter der Abb. 162 angegeben. Man sieht, daß diese Art der Zwischenüberhitzung erst in einem Druckbereich über 120 at auf Temperaturen kommt, die praktisch benötigt werden. Für die Abführung des Frischdampfkondensates sind besondere Pumpen erforderlich. Eine wärmewirtschaftliche Einfügung des Kondensates in den Kreislauf macht Schwierigkeiten. Die Einführung des Kondensates in eine geeignete Stufe der Speisepumpe, die bei einer in Deutschland gebauten Vorschaltanlage durchgeführt worden ist, hat Nachteile für die Pumpenkonstruktion und den Betrieb, so daß man die Einleitung des Kondensates in die höchste Vorwärmestufe über Entspannungsgefäße bevorzugt, obwohl damit eine zu-

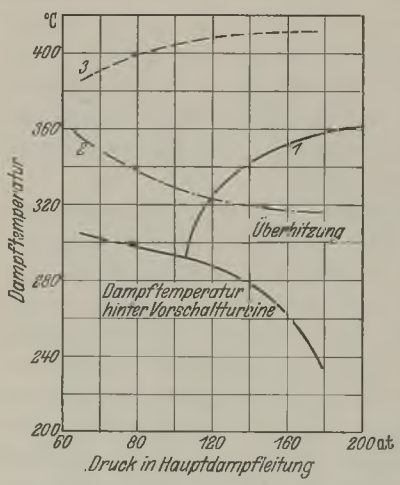


Abb. 162. Erreichbare Dampftemperaturen durch Dampfzwischenüberhitzung (zwischenüberhitzte Dampfmenge gleich Vorschaltturbinendurchsatz). p_2 = 17 at, Frischdampftemperatur 485° C.

1 = Z.-Ü. mit kondensierendem Frischdampf
2 = Z.-Ü. mit strömendem Frischdampf
3 = Z.-Ü. mit kondensierendem und strömendem Frischdampf

sätzliche Verschlechterung des thermischen Wirkungsgrades verbunden ist.

Das zweite Schema zeigt die Zwischenüberhitzung mit strömendem Frischdampf. Der Frischdampf gibt zunächst im Zwischenüberhitzer Wärme ab und tritt dann mit niedrigerer Temperatur in die Turbine ein. In der Abb. 162 sind hierfür gleichfalls die höchstmöglichen Überhitzungstemperaturen aufgetragen (Kurve *2*). Praktisch wird man nicht so weit gehen, da die Eintrittstemperatur in die Turbine zu sehr gesenkt würde. Mit dieser Art der Beheizung erreicht man bei niedrigeren Drücken (gleiche Frischdampftemperatur vorausgesetzt) höhere Überhitzungstemperaturen. Die Kurve *2* gilt für den Fall, daß die zu überhitzende Dampfmenge gleich der Heizdampfmenge ist. Man kann noch höhere Überhitzungstemperaturen dadurch erreichen, daß man vor dem Zwischenüberhitzer noch möglichst viel Dampf für Vorwärmezwecke und für die Speiseturbine entnimmt. Die aufzuheizende Dampfmenge wird dann im Vergleich zur Frischdampfmenge kleiner, so daß sich das Temperaturgleichgewicht nach oben verschiebt. Thermisch ist diese Form der Zwischenüberhitzung wegen der verringerten Turbineneintrittstemperatur noch ungünstiger als die mit kondensierendem Frischdampf arbeitende.

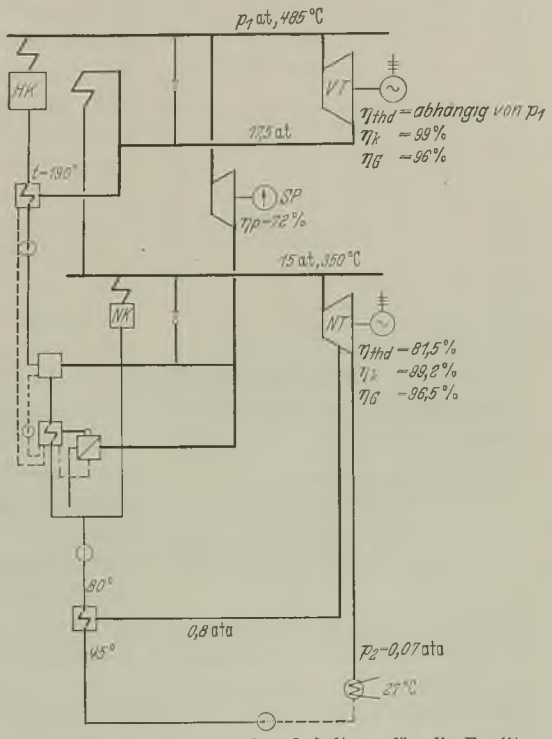


Abb. 163. Angenommene Grundschaltung für die Ermittlung des Wärmeverbrauches von Vorschaltanlagen.

Eine Kombination beider Überhitzungsarten wird im letzten Schema dargestellt. Man kommt auf höhere Temperaturen (Kurve *3*), muß aber die Nachteile beider Schaltungen in Kauf nehmen. Auch die Rohrleitungsanordnung wird verwickelter.

Im Nachstehenden sei versucht, über die Wärmeersparnis ein ungefähres Bild zu geben, die mit der Errichtung von Vorschaltanlagen

erzielt werden kann. Es wurde hierfür das in Abb. 163 aufgezeichnete Wärmeschaltbild zugrunde gelegt, das, wie ein Vergleich mit Abb. 160 zeigt, mittlere Verhältnisse erfaßt. Es wurde die Rauchgaszwischenüberhitzung gewählt. Als Dampfzustand vor der Niederdruckmaschine sind in Anlehnung an Abb. 160 15 at, 350° C angenommen worden. Die Durchrechnung dieses Schaltbildes für verschiedene Frischdampfdrücke ergab unter Berücksichtigung des Eigenbedarfes (die Kesselspeisepumpe ist bereits im Wärmeschaltbild mit erfaßt), der Rohrleitungsverluste und des Umspannerwirkungsgrades die in Abb. 164 eingetragenen Wärmeverbrauchszahlen w_0 für verschiedene Dampfdrücke. Aus dem Schaubild ist außerdem noch das Verhältnis der Vorschalt- zur Niederdruckleistung nud die Mehrenergieausbeute gegenüber dem Niederdruckprozeß bei gleicher Brennstoffmenge ersichtlich. Man sieht, daß die Mehrenergieausbeute aus derselben Brennstoffmenge etwa zwischen 30 und 35 % liegt.

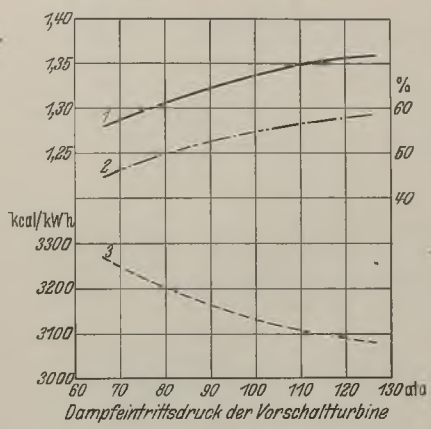


Abb. 164. Wärmeverbrauch von Vorschaltanlagen.
1 Mehrenergieausbeute
2 Leistungsverhältnis $v = \frac{\text{Vorschaltleistung}}{\text{Nachschaltleistung}}$ (%)
3 spez. Wärmeverbrauch (kcal/kWh) w_0 bezogen auf die abgegebene kWh

Die erzielte Wärmeersparnis muß mit entsprechend höheren Anlagekosten erkauft werden, die in starkem Maße von den jeweiligen örtlichen Verhältnissen und der möglichen Art des Zusammenbaues mit der vorhandenen Anlage abhängen und somit in ziemlich weiten Grenzen streuen. Man kann daher nicht mit allgemeiner Gültigkeit den wirtschaftlichen Anwendungsbereich von Vorschaltanlagen feststellen. Es ist aber wohl möglich, ausgehend von den in Abb. 164 enthaltenen Zahlen, die zulässigen Anlagekosten je kW Vorschaltleistung zu erfassen, wenn die Stromgestehungskosten nicht höher sein sollen, als im Kondensationsbetrieb. Man muß zu diesem Zweck die Vergleichsbasis klarstellen, die der Wirklichkeit entspricht. Die beiden Möglichkeiten, die einander gegenübergestellt werden müssen, sind in Abb. 165 angedeutet. Es wird dabei vorausgesetzt, daß in nächster Zeit mit einer Bedarfssteigerung zu rechnen ist. Den beiden oberen Schemen liegt die Annahme zugrunde, daß die vorhandenen Niederdruckkessel erneuerungsbedürftig sind. Im links gezeichneten Falle werden die Niederdruckkessel, denen bisher eine elektrische Leistung N_N entsprach, durch eine Vorschaltanlage ersetzt, deren Dampfabgabe an die Niederdruckmaschinen der bisherigen Niederdruckkesselleistung entspricht. Die zu-

sätzliche Vorschaltleistung ist N_V, so daß dann die Gesamtleistungserzeugung $N_V + N_N$ beträgt. Mit der Aufstellung der Vorschaltanlage ist die Erneuerung der Niederdruckkessel mit der Leistung N_N und die Errichtung eines neuen Kondensationskraftwerkes entsprechend der Schaltleistung N_V zu vergleichen. Bei den beiden unteren Diagrammen dagegen ist vorausgesetzt, daß die vorhandenen Niederdruckkessel noch betriebsfähig sind, der Mehrenergiebedarf aber trotzdem durch eine Vorschaltanlage gedeckt werden soll, um die Kohle wirtschaftlicher auszunutzen. Die zu vergleichende Möglichkeit wäre wieder der Bau eines

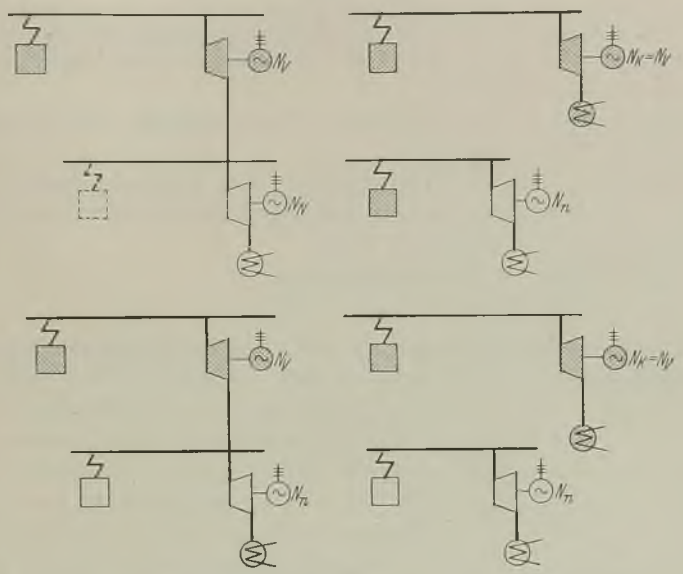


Abb. 165. Schema für die Wirtschaftlichkeitsuntersuchung über Vorschaltanlagen. Neu zu erstellende Anlageteile.

neuen Kondensationskraftwerkes mit der Leistung N_V. Es seien folgende Bezeichnungen eingeführt:

a_V = Anlagekosten der Vorschaltanlage je kW Vorschaltleistung [RM./kW],

a_N = Aufwand für die Erneuerung der Niederdruckkesselanlage je kW Niederdruckleistung [RM./kW],

a_K = Anlagekosten eines neuen Kondensationskraftwerkes [RM./kW],

w_{H_0} = Wärmeverbrauch bei Höchstdruckbetrieb (Vorschalt- und Niederdruckanlage), bezogen auf die wirtschaftliche Leistung [kcal/kWh],

w_{N_0} = Wärmeverbrauch des Niederdruckbetriebes [kcal/kWh],

w_{K_0} = Wärmeverbrauch eines neuen Hochdruck-Kondensationskraftwerkes [kcal/kWh].

Nach der Beziehung 3) auf Seite 14 ist

$$\Delta w / \Delta a = \varkappa \text{ bzw. } \Delta w_0 / \Delta a = \varkappa / \delta,$$

darin war $\varkappa$ das kalorische Kostenäquivalent, für das der Ausdruck

$$\frac{\alpha\,(1+\varepsilon)\cdot r\cdot 10^6}{p_w\cdot t}$$

gilt und dessen Werte aus der Abb. 10 entnommen werden können. Die zulässigen Mehranlagekosten Δa ergeben sich daraus zu

$$\Delta a = \frac{\delta\cdot\Delta w_0}{\varkappa}.$$

Die Wärmeersparnis Δw_0 durch die Vorschaltanlage bei Auslegungsleistung gegenüber der in Abb. 165 rechts dargestellten Möglichkeit errechnet sich wie folgt:

Wärmeverbrauch bei Betrieb der Vorschaltanlage mit Auslegungslast: $(N_N + N_V)\cdot w_{H0}$ kcal/h.

Wärmeverbrauch bei Weiterbetrieb der Niederdruckanlage mit N_N kW und Errichtung einer neuen Hochdruck-Kondensationsanlage mit $N_K = N_V : N_N\cdot w_{N0} + N_V\cdot w_{K0}$.

Die Differenz des Wärmeverbrauches ist

$$(N_N\cdot w_{N0} + N_V\, w_{K0}) - (N_N + N_V)\cdot w_{H0}.$$

Da in beiden Fällen die Leistung $N_N + N_V$ ist, so ist die spezifische Wärmeersparnis

$$\Delta w_0 = \frac{N_N\cdot w_{N0} + N_V\cdot w_{K0}}{N_N + N_V} - w_{H0},$$

mit

$$N_V / N_N = v$$

wird

$$\Delta w_0 = \frac{w_{N0} + v\cdot w_{K0}}{1+v} - w_{H0}.$$

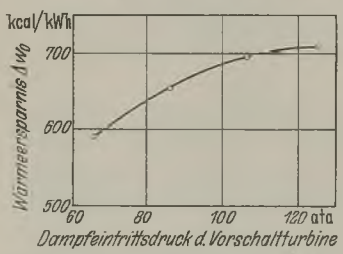


Abb. 166. Wärmeersparnis bei Errichtung einer Vorschaltanlage mit einem Wärmeverbrauch w_{H_0} gemäß Abb. 164 gegenüber dem Betrieb der Niederdruckanlage (w_{N0} = 4180 kcal/kWh) kombiniert mit einem neuen Hochdruckkondensationskraftwerk (w_{K_0} = 3160 kcal/kWh).

Würde man das neue Kondensationskraftwerk für einen Druck von 65 at vor der Turbine bauen, so könnte man entsprechend Abb. 61 mit einem Wärmeverbrauch $w_{K0} = 3160$ kcal/kWh rechnen. Für w_{N0} ergeben sich aus der Durchrechnung des Schaltbildes Abb. 163 4180 kcal je kWh. Mit diesen Werten und dem Vorschaltverhältnis v nach Abb. 164 erhält man die in Abb. 166 eingezeichnete Kurve für die tatsächliche Wärmeersparnis bei Errichtung einer Vorschaltanlage gegenüber einer Kombination aus Niederdruckwerk und neuem Hochdruck-Kondensationskraftwerk bei verschiedenen Vorschaltdrücken. Man sieht, daß über etwa 125 at Vorschaltdruck eine praktisch nennenswerte

Wärmeersparnis durch eine Vorschaltanlage nicht mehr erzielt werden kann, da sich dann nach der oben angegebenen Formel für Δw_0 durch das Größerwerden von N_V/N_N der günstige Einfluß des Wärmeverbrauches w_{K0} des Hochdruck-Kondensationskraftwerkes gegenüber w_{N0} immer stärker bemerkbar macht.

Die zulässigen Mehranlagekosten Δa [RM./kW] ergeben sich wie folgt:

Zusätzliche Gesamtanlagekosten bei Errichtung der Vorschaltanlage $a_V \cdot N_V$.

Anlagekosten bei Erneuerung der Niederdruckkessel und Errichtung eines neuen Kondensationskraftwerkes: $a_N \cdot N_N + a_K \cdot N_V$

$$\Delta a\,(N_N + N_V) = a_V \cdot N_V - (a_N \cdot N_N + a_K \cdot N_V)$$

$$\Delta a\,(1 + v) = a_V \cdot v - a_N - a_K \cdot v.$$

Daraus erhält man die zusätzlichen Anlagekosten für die Vorschaltanlage, bezogen auf 1 kW Vorschaltleistung, zu:

$$a_V = \frac{\Delta a\,(1+v)}{v} + \frac{a_N}{v} + a_K$$

$$= \frac{\delta \cdot \Delta w_0}{\varkappa} \cdot \frac{1+v}{v} + \frac{a_N}{v} + a_K\,. \qquad 10)$$

Die Formel 10) gilt für den Fall, daß die Niederdruckkessel ohnehin erneuert werden müßten. Besteht eine solche Notwendigkeit nicht (untere Schemen der Abb. 165), so ist $a_N = 0$ zu setzen. Für die Benutzungsdauern 4000 und 6000 Stunden, für die Wärmepreise 1,5 und 2,5 RM./10^6 kcal und einen Reservefaktor $r = 1{,}2$, für die die Werte $\varkappa$ aus Abb. 10 abzulesen sind, wurde in Abb. 167 die aus der Formel 10) zu errechnende Anlagekostengrenze für a_V aufgezeichnet. Für a_K sind 270 RM./kW, für a_N auf Grund von Unterlagen über durchgeführte Kesselerneuerungen 75 RM./kW eingesetzt worden. Sind die Anlagekosten der Vorschaltanlage höher als die Kurvenwerte, so ergibt die Aufstellung der Vorschaltanlage teuerere Gestehungskosten der elektrischen Energie. Sind diese niedriger, so bedeutet dies eine Senkung der Gestehungskosten. Die Vorschaltanlage ist also auch vom reinen Kostenstandpunkt aus gesehen wirtschaftlich. Die Abb. 167 läßt erkennen, daß es für die Wirtschaftlichkeit von Vorschaltanlagen wichtig ist, mit hohen Benutzungsdauern zu fahren.

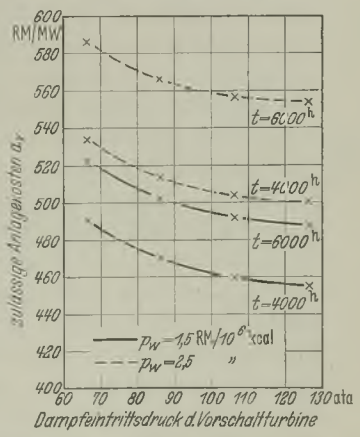


Abb. 167. Zulässige Anlagekosten der Vorschaltanlage bezogen auf 1 MW Vorschaltleistung für das im Abschnitt behandelte Beispiel.

Die zulässigen Kosten für die Vorschaltanlage werden mit steigendem Eintrittsdruck geringer. Dies ist vielleicht zunächst überraschend, hat aber seine Ursache in der gewählten Vergleichsbasis, da für den Vergleichsfall mit dem neuen Kondensationskraftwerk die Leistung des letzteren ebenfalls ansteigt und diese Kombination dann niedrigere Gestehungskosten ergibt. Man sieht ferner aus dem Diagramm den Einfluß des Wärmepreises auf den wirtschaftlichen Betrieb einer Vorschaltanlage.

Ist die vorhandene Niederdruck-Kesselanlage noch nicht erneuerungsbedürftig, so ist nach Formel 10) von den in Abb. 167 eingetragenen zulässigen Anlagekosten der Aufwand für die Erneuerung der Kesselanlage $a_{N/v}$ abzusetzen ($a_N = 75$ RM./kW gesetzt).

Diese so ermittelte Wirtschaftlichkeit sollte bei der Entscheidung über die Errichtung einer Vorschaltanlage nicht allein ausschlaggebend sein. Es muß, wie schon eingangs erwähnt, auch die Kohlenwirtschaft in die Betrachtung einbezogen werden. Der Wert der Kohlensubstanz ist nicht zahlenmäßig zu erfassen, er muß aber doch berücksichtigt werden. Bei Braunkohlenkraftwerken z. B. kann die Errichtung der Vorschaltanlage die Hinausschiebung eines Neuaufschlusses durch Streckung der Kohlenvorräte um eine gewisse Zeit gestatten. In einem Falle lagen zwei Gruben, die ein großes Kraftwerk versorgen, in der Nähe der Grenze der Förderleistung. Durch die Errichtung der Vorschaltanlage ist eine Steigerung der Leistungserzeugung möglich, ohne vorläufig zu einem Neuaufschluß schreiten zu müssen. Auch die Kühlwasserbeschaffung kann eine Rolle spielen. Die Vorschaltanlage gestattet es, mit derselben Kühlwassermenge auszukommen. Die Errichtung eines neuen Kondensationskraftwerkes dagegen macht unter Umständen größere Aufwendungen für die Versorgung des Werkes mit Kühlwasser notwendig.

Auf der anderen Seite ist es möglich, im Falle der Errichtung eines neuen Kondensationskraftwerkes durch zweckmäßige Lastverteilung zwischen altem und neuem Werk den Mehrwärmeverbrauch zu verkleinern, wenn es möglich ist, das neue Werk als Grundlastwerk mit hoher Benutzungsdauer, die alte Anlage als Spitzenwerk zu betreiben. Diese Möglichkeit ist besonders bei nicht zu hoher Benutzungsdauer der Belastungsspitze gegeben. Ist t_N die Benutzungsdauer der Niederdruckanlage und t_K die des neuen Kondensationskraftwerkes, so gilt mit den früher eingeführten Bezeichnungen

$$t_N \cdot N_N + t_K N_V = t\,(N_N + N_V)$$
$$t_N = t\,(1 + v) - t_K \cdot v.$$

Der Wärmeverbrauch bei Kondensationsbetrieb wird

$$w_{N0} \cdot N_N \cdot t_N \cdot \delta_N + w_{K0}\; N_V \cdot t_K \cdot \delta_K\,.$$

ATS-GESELLSCHAFT
BÜRO GLEIWITZ

In diesem Falle wird der Wert Δw_0

$$\Delta w_0 = \frac{w_{N0}\, t_N\, \delta_N + w_{K0} \cdot v \cdot t_K \cdot \delta_K}{(1+v) \cdot t \cdot \delta} - w_{H0}.$$

In Abb. 168 ist unter Berücksichtigung einer solchen Lastverschiebung die Wärmeersparnis durch eine Vorschaltanlage mit 105 at Turbineneintrittsdruck dargestellt und mit der Wärmeersparnis Δw_0 verglichen. Die Berechnung wurde wieder für die beiden Benutzungsdauern 4000 und 6000 Stunden durchgeführt. Aus dem linken Diagramm ist der Zusammenhang zwischen t_K und t_N ersichtlich, das rechte zeigt den Unterschied in der Wärmeersparnis. Man sieht, daß die Wärmeersparnis von rd. 700 kcal/kWh, die bei gleicher Lastverteilung zwischen neuem und altem Werk eintreten würde, sich

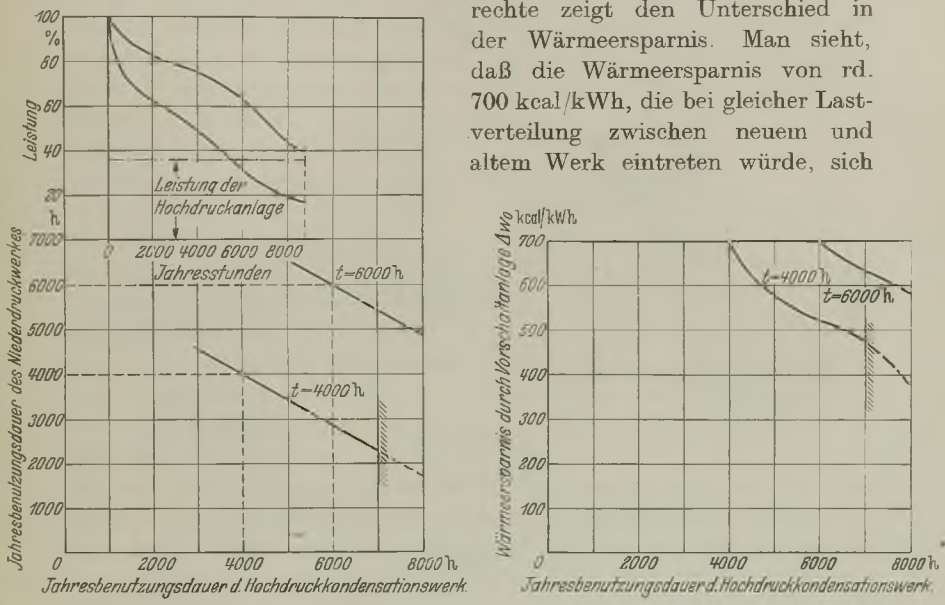


Abb. 168. Erzielbare Wärmeersparnis durch eine Vorschaltanlage gegenüber dem Betrieb der Niederdruckanlage mit erneuerten Kesseln und eines neuen Hochdruckkondensationskraftwerkes mit der Vorschaltanlage entsprechenden Leistung.

bei einer Benutzungsdauer von 4000 Stunden auf rd. 470 kcal/kWh vermindert. Dementsprechend verringern sich nach der Formel 10) auch die zulässigen Anlagekosten für die Vorschaltanlage. Bei einer Benutzungsdauer von 6000 Stunden wirkt sich die Lastverschiebung naturgemäß viel weniger aus.

Diese Darlegungen zeigen, daß bei Beurteilung der Frage, ob eine Vorschaltanlage errichtet werden soll, eine ganze Reihe von Gesichtspunkten Beachtung finden müssen, die eine sorgsame Prüfung erfordern. Vor allem ist eine hohe Benutzungsdauer, d. h. genügende Nachtlast notwendig.

24. Die bauliche Gestaltung von Vorschaltanlagen.

Vorschaltanlagen bilden Ergänzungen zu vorhandenen Werken. Man wird daher im Interesse der Niedrighaltung der Anlagekosten bestrebt sein, möglichst weitgehend bestehende Baulichkeiten zu verwenden und die vorhandenen Anlageteile auch für die Vorschaltanlage nutzbar zu machen. Dieses Planungsziel und die meist beschränkten Raumverhältnisse legen dem planenden Ingenieur bei der baulichen Gestaltung von Vorschaltanlagen Einschränkungen auf und führen von Fall zu Fall zu Sonderlösungen. Abb. 169 zeigt ein Ausführungsbeispiel für die Verwendung des vorhandenen Kessel- und Maschinenhauses. Zur Erstellung der Vorschaltanlage, die ohne Zwischenüberhitzung arbeitet (Schaltung Abb. 160 a) entschloß man sich, da einerseits ein Teil der Kessel überaltert war und die vorhandene Leistung nicht ausreichte, andererseits die beiden in der Abb. 169 angedeuteten neueren 16-MW-Maschinen sich in so vortrefflichem Betriebszustand befanden, daß über ihre weitere Verwendung kein Zweifel bestehen konnte. Für die Vorschaltkessel wurde ein Teil des Kesselhauses durch Abtragen überalterter Kessel frei gemacht und die Vorschaltturbine mit 8 MW Leistung des ersten Ausbaues an Stelle einer alten 8-MW-Kondensationsturbine auf ein neues Fundament gesetzt. Da mit der Erneuerung weiterer Niederdruckkessel gerechnet werden muß, sind die beiden Hochdruckkessel größer bemessen worden und reichen für eine zweite Vorschaltmaschine gleicher Leistung aus. Einer der Kessel ist als Zwangsumlaufdampferzeuger gebaut. Der Querschnitt des vorhandenen Schornsteins genügte auch für die vergrößerte Rauchgasmenge. Die Zugerzeugung wurde durch den Einbau von Saugzuganlagen verstärkt. Da Entstaubungsanlagen eingebaut werden mußten, ergab sich wegen des Schornsteinstandortes direkt neben dem Kesselhaus eine etwas schwierige Rauchgasführung. Durch Verwendung von Leitblechen im Rauchgaskanal konnte der sonst zu befürchtende hohe Strömungswiderstand wesentlich herabgesetzt werden. Die Saugzuganlage mußte wegen der beengten Raumverhältnisse entgegen der sonst üblichen Anordnung vor den Elektrofiltern eingebaut werden. Der mangelnde Platz in den vor-

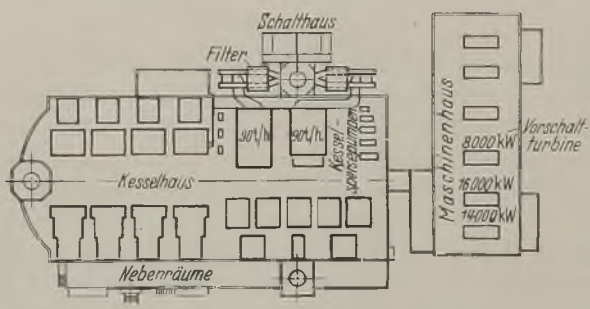


Abb. 169. Lageplan einer Vorschaltanlage.

handenen Schalthäusern und der Gesichtspunkt, die Eigenbedarfsschaltanlage nicht zu weit von den hauptsächlichen Verbrauchsstellen unterzubringen, führten zur Errichtung eines neuen Eigenbedarfsschalthauses für die Vorschaltanlage am Fuße des Schornsteins. Der Platz zwischen dem Speisepumpen- und Maschinenhaus war mit Rücksicht auf die Lichtverhältnisse frei zu halten. Die Erläuterung des Aufbaues dieser Vorschaltanlage läßt erkennen, wie es hier unter weitgehender Ausnutzung vorhandener Anlageteile möglich war, eine verhältnismäßig billige Lösung zu finden.

Abb. 170 zeigt eine Höchstdruckvorschaltanlage (Schaltung Abb. 160e), die der Niederdruckanlage in einem besonderen Bau angegliedert ist.

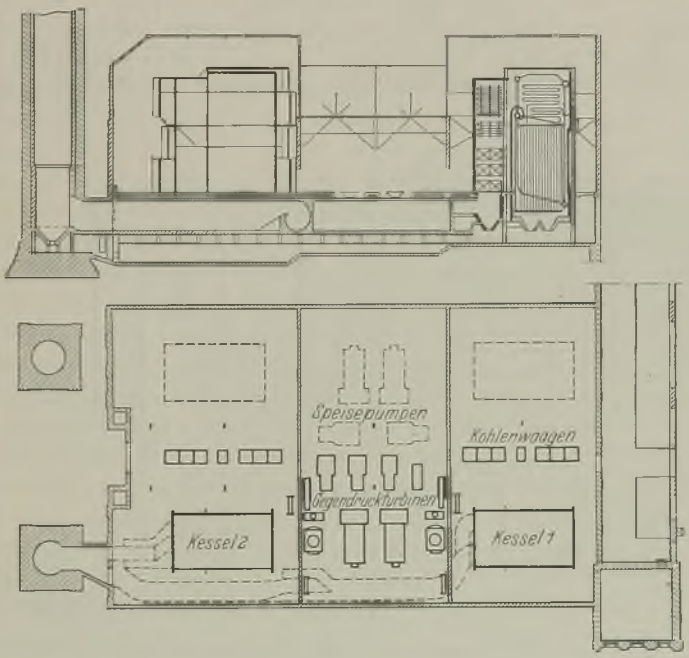


Abb. 170. Grundriß und Querschnitt einer Vorschaltanlage 120 at, 500°; Gegendruck 16 at, 2 Kessel je 96/120 t/h, 2 Maschinensätze 9200/11000 kW.

Die Anlage umfaßt 4 Kessel zu je 96/120 t/h und 4 Vorschaltturbinen zu je 9200/11000 kW Leistung. Diese Anlage ist durch ihre Anordnung interessant. Sie ist zweiachsig symmetrisch und die Maschinenanlage zwischen den beiden Kesselanlagen eingebaut. Das Hilfsmaschinenhaus ist mit dem eigentlichen Maschinenhaus kombiniert. Dieser Zusammenbau war durch die gegebenen Raumverhältnisse bedingt, verkörpert aber auch den Gedanken, daß die Vorschaltturbine als Reduziereinrichtung,

allerdings mit Nutzbarmachung des Wärmegefälles, einen Bestandteil der zugehörigen Dampferzeugungsanlage bildet, um so mehr, als der Dampf wieder in die Kessel zur Zwischenüberhitzung zurückgeleitet wird. Abgesehen von dem klaren äußeren Aufbau ergibt sich hier auch eine verhältnismäßig einfache Schaltung der Einheiten. Die Rauchgas-

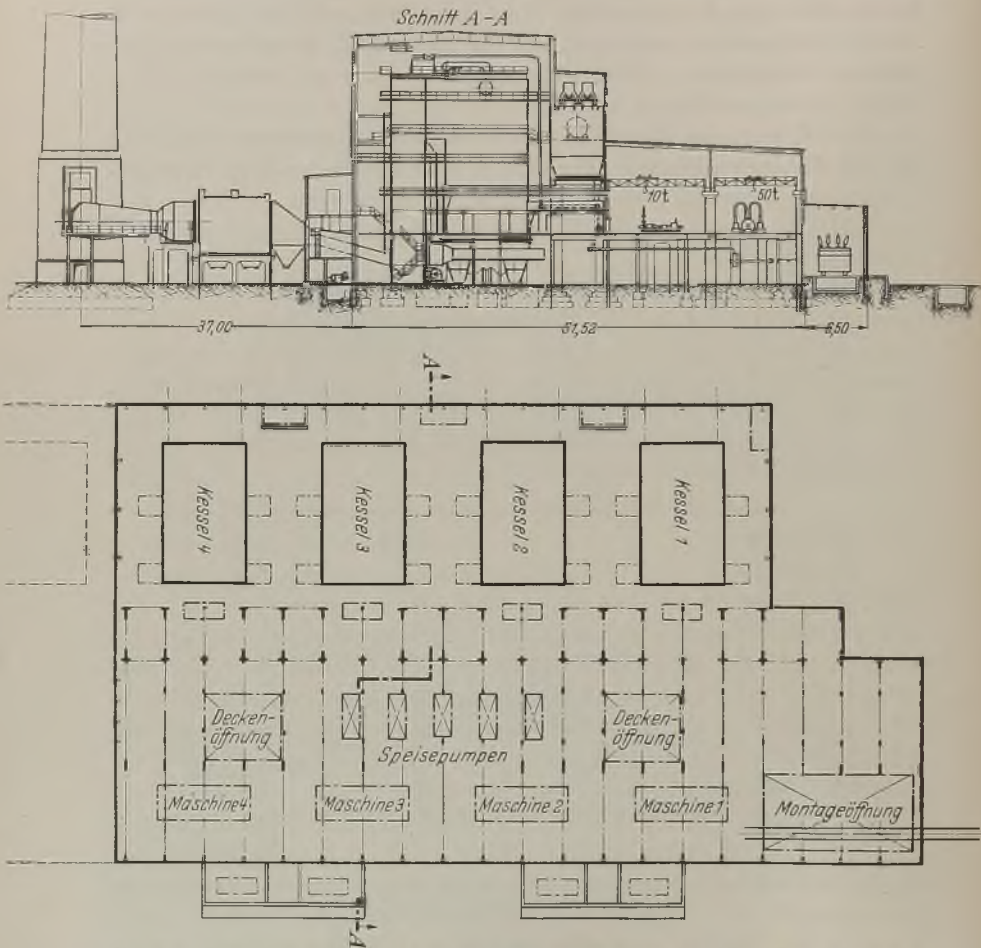


Abb. 171. Querschnitt und Grundriß einer Vorschaltanlage 125 at 500°. Kesselleistung: 200 t/h. Maschinenleistung: 20 MW.

abführung ist, wie die Skizze andeutet, dagegen etwas schwerer zu lösen gewesen.

Abb. 171 endlich zeigt eine Vorschaltanlage (Schaltung Abb. 160 b), die vom vorhandenen Braunkohlen-Niederdruckkraftwerk baulich vollkommen getrennt ist und deren erster Ausbau sich zur Zeit in Ausfüh-

rung befindet. Für den Entschluß, in diesem Falle auf die Ausnutzung vorhandener Baulichkeiten und Hilfsanlagen zu verzichten, sprachen verschiedene Gesichtspunkte. Das Niederdruckwerk ist in der alten T-Anordnung gebaut. Die Maschinenanlage besteht aus einem neueren Teil mit guten wirtschaftlich arbeitenden Einheiten großer Leistung und einem älteren Teil von 16-MW-Maschinen, die zwar unwirtschaftlich, jedoch infolge ihrer robusten Konstruktion als durchaus betriebssicher anzusehen sind. 2 Kesselhäuser sind bereits durch moderne Niederdruckkessel mit Mühlenfeuerung erneuert worden. Die anderen Kesselhäuser sind bzw. werden in absehbarer Zeit erneuerungsbedürftig. Es war nun der Gedanke naheliegend, die älteren Maschinen mit den bereits erneuerten Niederdruckkesseln zu einer Anlage zusammenzufassen, die hauptsächlich für das weit ausgedehnte Versorgungssystem mit großer Kraftwerksleistung als Verbundreserve zur Übernahme zusätzlicher Leistungsanforderung dienen sollten, während die Erneuerung der der moderneren Maschinenanlage entsprechenden Dampfleistung zweckmäßig durch eine Vorschaltanlage geschehen sollte, die eine erheblich bessere Ausnutzung der vorhandenen Kohlensubstanz gestattet. Bei der Größenordnung der zu erneuernden Dampfleistung ergaben die angestellten Untersuchungen eine Vorschaltleistung von 120 MW bei 125 at Kesseldruck. Bei dieser Leistung war die Aufstellung von Vorschaltmaschinen mit je 20 MW das Gegebene. Die Zwischenüberhitzung ließ die Zuordnung eines Kessels je Turbine in Gruppenschaltung naheliegend erscheinen, so daß jede Vorschaltmaschine mit einem 220-t/h-Kessel zusammengeschaltet ist. Da die bereits erneuerten Kessel zwischen den zu erneuernden liegen, stand in den alten Kesselhäusern eine ausreichende Grundfläche nicht zur Verfügung; denn eine Teilung der Vorschaltanlage schied wegen der Schwierigkeiten in der Rohrleitungsführung und im Betrieb aus. Die großen Kessel hätten außerdem eine weitgehende Änderung der vorhandenen Baulichkeiten notwendig gemacht. Berücksichtigt man noch den während der Bauzeit in diesem Falle entstehenden Leistungsausfall, so konnte die Entscheidung für ein neu zu errichtendes baulich getrenntes Hochdruckwerk nicht zweifelhaft sein, das bei der Größe (6 × 20-MW-Maschinensätze) auch wirtschaftlich tragbar ist. Die Gründe für die Errichtung eines getrennten Baues wurden hier deshalb so ausführlich dargelegt, um zu zeigen, welche Erwägungen bei der Planung eine Rolle spielen.

Dieses Vorschaltkraftwerk liegt parallel zur Niederdruckanlage, von dieser durch den Kohlenbunker getrennt, aus dem auch die Vorschaltanlage beschickt wird. Diese ist, abgesehen von Nebeneinrichtungen wie Lager, Werkstatt usw., der einzige gemeinsame Anlageteil. Wasserversorgung, Zusatzwasseraufbereitung und Entaschungsanlage mußten neu geplant und errichtet werden. Durch die hier gegebene Freiheit in

der baulichen Gestaltung war es möglich, die Parallelanordnung und die Gliederung des Werkes in Anlehnung an die Beispiele von Kondensationskraftwerken Abb. 124 und 125 zu wählen.

Ähnliche Voraussetzungen beherrschten auch die Planung des Vorschaltwerkes, das bereits in Abb. 127 wiedergegeben ist.

Die hier erörterten Beispiele haben den Zweck, die Verschiedenartigkeit der Aufgabestellung und die Notwendigkeit zu kennzeichnen, sich bei der Planung in die örtlichen Gegebenheiten einzufügen und mit Sorgfalt die verschiedenen Möglichkeiten zu prüfen.

25. Die Auslegung von Spitzen-, Ergänzungs- und Bereitschaftskraftwerken.

Aus der Erörterung der Standortfrage im 7. Abschnitt ergab sich u. a., daß für die Festlegung der Lage des Kraftwerkes die Benutzungsdauer eine wesentliche Rolle spielt und daß bei kleinen Benutzungsdauern die Kosten für den Stromtransport diejenigen für die Beförderung des Brennstoffes überwiegen. Ebensowenig wie eine rein örtliche Erzeugung, die einen Rückschritt zu den technischen Anfängen der Elektrizitätserzeugung darstellen würde, in Betracht kommen kann, ist die reine Fernversorgung aus Großkraftwerken unter Fortleitung des Stromes jeder Benutzungsdauer als das anzustrebende Ziel der elektrizitätswirtschaftlichen Entwicklung anzusehen. Im verbundwirtschaftlich über große Räume sich erstreckenden Ausgleich zwischen den Energieträgern Wasser, Stein- und Braunkohle, haben die großen, möglichst in die Nähe der Gewinnungsstätten der Kohle gerückten Dampfkraftwerke die Aufgabe, Rückgrat der Energieversorgung und Hauptstützpunkte im überregionalen und bezirklichen Verbundnetz zu sein. Sie liefern die Dauerleistung, auf deren niedrigen Arbeitspreis es ankommt. Es wäre falsch, die Übertragungsanlage noch mit Spitzenleistungen zu belasten. Für deren Deckung wird auch in Zukunft das örtliche Spitzenkraftwerk in den ausgeprägten Belastungsschwerpunkten, wie sie durch große Siedlungen gebildet werden, die gegebene Lösung darstellen. Der Ausbau unserer Verbundwirtschaft in Verbindung mit der weitgehenden Ausnutzung der Wasserkräfte und die Berücksichtigung der im 5. und 7. Abschnitt erörterten Gesichtspunkte werden zwangsläufig dazu führen, daß die bestehenden und noch zu errichtenden Stadtkraftwerke immer mehr den Charakter von Spitzenkraftwerken erhalten dürften. Diesen örtlichen Spitzenkraftwerken können zweckmäßig neben der Übernahme des oberen Teiles des Belastungsdiagrammes noch folgende Aufgaben zugeteilt werden:

a) Einsatz als Schnellreserve, z. B. bei Gewitterspitzen oder sonstigen plötzlich auftretenden Mehrbelastungen,

b) die Spannungsregelung und zusätzliche Blindstromlieferung.

Die Benutzungsdauer wird im allgemeinen unter 2000 Stunden liegen.

Sind Spitzenkraftwerke in großen Verbundnetzen mit gemischter Erzeugung aus Gründen der wirtschaftlichen Stromversorgung wertvoll, so sind Ergänzungskraftwerke in Netzen mit überwiegender Wasserkrafterzeugung zur Sicherstellung des Bedarfes und zum Ausgleich zwischen diesen und dem Energieanfall notwendig. Man findet solche Kraftwerke in Ländern mit ausgesprochener Wasserkraftversorgung. Eine Reihe von Dampfkraftwerken in Schweden, Norwegen, Italien, der Schweiz, Anlagen mit größten Leistungen im Westen der USA. sind Beispiele für solche Werke. Ihre verbundwirtschaftliche Aufgabe kann wie folgt gekennzeichnet werden:

a) Deckung der Spitzenbelastung in Jahren mit normaler Wasserführung während der Wintermonate, um unter Übernahme eines Teiles der ungünstigsten Belastung an Stelle neu zu errichtender Wasserkraftwerke den Ausnutzungsgrad der vorhandenen Anlagen zu verbessern und damit die mittleren Erzeugungskosten für das Verbundsystem herabzusetzen.

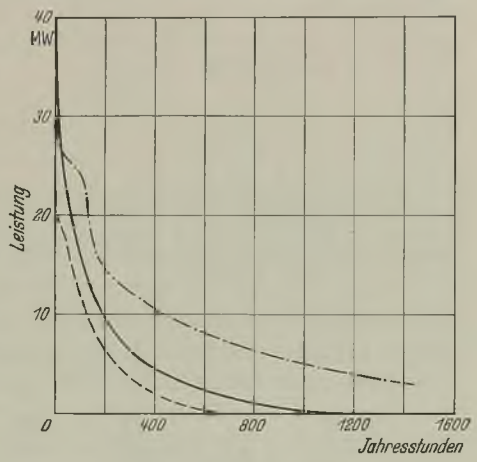


Abb. 172. Jahresbelastungslinien für ein Ergänzungsdampfkraftwerk.

b) Deckung des Energieausfalles in Jahren mit niedriger Wasserführung infolge der dadurch bedingten Mindererzeugung der Wasserkraftwerke. Daneben fallen diesen Ergänzungswerken bei günstiger Lage zu den Verbrauchsschwerpunkten noch die beiden oben bei Spitzenwerken genannten Aufgaben zu.

Entsprechend dem verschiedenartigen Verlauf der Abflußkennlinien der einzelnen Wasserkräfte, den mannigfaltigen Kombinationsmöglichkeiten für das Zusammenarbeiten solcher Anlagen und dem wechselnden Charakter des Belastungsverlaufes je nach Zusammensetzung des Verbraucherkreises sind auch die Belastungsverhältnisse solcher Ergänzungskraftwerke voneinander abweichend. Abb. 172 zeigt beispielsweise drei geordnete Jahresbelastungsdiagramme eines Ergänzungskraftwerkes in einem großen Landesversorgungsnetz, das aus vier Wasserkraftwerken beliefert wird. Während der Anteil des Ergänzungswerkes an der Höchstlast im Mittel etwa 14 % beträgt, liegt der arbeitsmäßige Anteil

bei etwa nur 0,4 %. Die Benutzungsdauern der in den 3 Jahren abgegebenen Höchstleistungen betrugen 120, 155 und 520 Stunden. Ein anderer Fall ist in Abb. 173 dargestellt. Es ist der Verlauf der täglichen Höchstlast einer Großstadt, innerhalb eines Jahres wiedergegeben, die in der Hauptsache aus Wasserkräften, daneben aber aus örtlichen Dampfkraftwerken mit elektrischer Energie versorgt wird. Auch hier dienen die Dampfkraftwerke der Ergänzung der Wasserkraftanlagen. Man erkennt aus dem Schaubild, welch verschiedenartige Betriebsverhältnisse sich im Laufe des Jahres für das Dampfkraftwerk ergeben können.

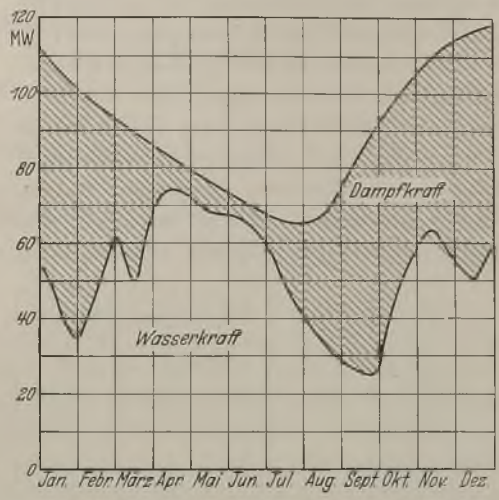


Abb. 173. Verlauf der täglichen Leistungsspitzen einer Großstadt und des Anteils der Zulieferung aus Wasserkraftwerken.

In einem solchen Verbundbetrieb muß bei der Lastverteilung Grundsatz sein, die zur Verfügung stehende hydraulische Energie möglichst restlos auszunutzen und nur den darüber hinausgehenden Bedarf durch Wärmekraftwerke zu decken. Ein richtig

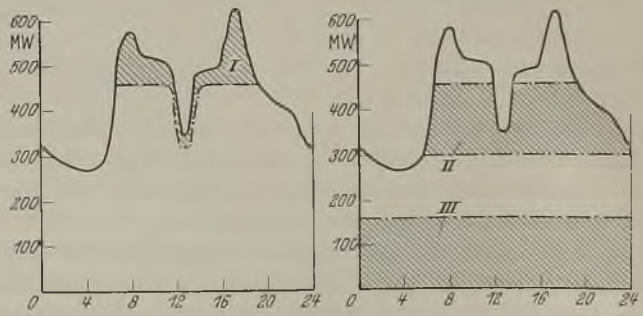


Abb. 174. Betriebsschema für ein Zusatzwärmekraftwerk.
I = Einsatz bei günstiger Wasserführung
II = ,, ,, ungünstigerer Wasserführung
III = ,, ,, ungünstigster Wasserführung

aufgestellter Einsatzplan ist daher grundlegend für die wirtschaftliche Zusammenarbeit des Zusatzwerkes mit den Wasserkraftwerken, besonders wenn letztere über Speicherungsmöglichkeiten verfügen. Die Abb. 174 gibt schematisch den Einsatz von Ergänzungswerken im

Winterbelastungsdiagramm an. Wie man sieht, schwankt die Tagesbenutzungsdauer während der Wintermonate zwischen wenigen Stunden bei Spitzendeckung und 24 Stunden bei ungünstiger Wasserführung. Im allgemeinen dürfte die mittlere Jahresbenutzungsdauer von derartigen Ergänzungswerken nach angestellten Erhebungen bei etwa 200 Jahresstunden liegen, wenn die Werke hauptsächlich Reservezwecken und zur Aufnahme vorübergehender Spitzen dienen und bis gegen 800 bis 900 Stunden ansteigen, wenn längerer Einsatz im Winter verlangt wird. Die jährliche Betriebsstundenzahl dürfte im ersten Fall der Größenordnung nach etwa das 6 bis 9fache, im zweiten Fall das 4 bis 5fache der Jahresbenutzungsdauer ausmachen.

Im 8. Abschnitt wurde darauf hingewiesen, daß in vermaschten Verbundnetzen aus wirtschaftlichen und betrieblichen Gründen eine Aufteilung der Bereitschaftshaltung auf die zusammenarbeitenden Kraftwerke anzustreben ist, daß aber bei strahlenförmigen Netzgebilden (Abb. 36) praktisch der Fall eintreten kann, einem im Verbraucherschwerpunkt liegenden Dampfkraftwerk den Hauptanteil an der Bereitschaftshaltung überlassen zu müssen. Von einem Einsatz als reines Bereitschaftswerk wird man allerdings aus betrieblichen und wirtschaftlichen Gründen absehen, vielmehr die Aufgabe der Bereitschaftshaltung mit der der Spitzendeckung bzw. Lieferung von Ergänzungsleistung kombinieren. Die Spitzen- und Ergänzungswerke werden also bei entsprechender Netzstruktur besonders in Systemen mit überwiegender Wasserkraftversorgung auch in stärkerem Maße zur Bereitschaftshaltung herangezogen werden.

Aus der Kennzeichnung der Einsatzweise solcher Werke ergeben sich auch die bei der Auslegung zu berücksichtigenden besonderen Betriebsbedingungen: Kleine Benutzungsdauer, häufiges An- und Abstellen, rasches Anfahren, gute Regelfähigkeit. Sollen diese Spitzen- und Ergänzungswerke den Anforderungen in betrieblicher und wirtschaftlicher Hinsicht genügen, so sind bei der Auslegung über die allgemeingültigen Grundsätze hinaus verschiedene Gesichtspunkte zu beachten. Bei den in Frage kommenden kleinen Benutzungsdauern müssen nicht nur die kapitalabhängigen Kosten, sondern auch der leistungsabhängige Anteil der Brennstoffkosten klein gehalten werden. Dieser erfaßt bei solchen Werken nicht nur den reinen Leerlauf, sondern auch die Verluste infolge des häufigen An- und Abstellens bzw. Bereithaltens der Kessel und Maschinen.

Das wirtschaftliche Auslegungsverhältnis der Kessel und Maschinen ist möglichst klein zu halten. Geringe Speicherfähigkeit des Materials, also kleine zu erwärmende Massen, sind von Wichtigkeit. Die betrieblichen und wirtschaftlichen Anforderungen gehen hier in gleicher Richtung. Bei Kesseln genügen diesen Forderungen am besten Strahlungs-

kessel mit kleiner oder ohne Berührungsverdampfungsheizfläche, da es auf Erreichung von besonders guten Wirkungsgraden bei den kleinen Benutzungsdauern nicht ankommt. Es ist hier auf verschiedene Arten von Zwangslaufkesseln sowie auf besonders für diese Verhältnisse entwickelte Kesselkonstruktionen hinzuweisen (54). Welche Bedeutung diese Forderungen für die Wirtschaftlichkeit haben, zeigt Abb. 175, in der der Wirkungsgradverlauf bei einem reinen Strahlungskessel mit einem Minimum von Speicherfähigkeit mit dem eines normalen Kessels in der Anfahrperiode verglichen ist. Bei häufigem An- und Abstellen kann der Mehrverlust bei nicht richtig gewählten Kesselkonstruktionen die Gestehungskosten erheblich beeinflussen.

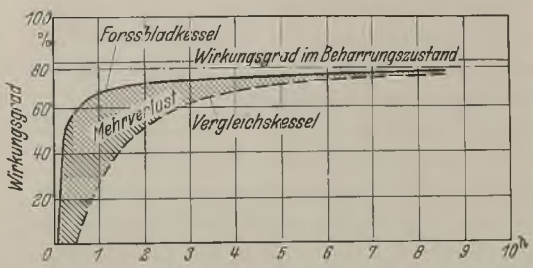


Abb. 175. Wirkungsgradverlauf bei einem Dauerversuch an einem Forssbladkessel für 40 t/h; Anheizen von kaltem Zustande aus.

Bei den Turbinen führen diese Forderungen zu kurzer eingehäusiger Bauart, geringer Stufenzahl, großem Schaufelspiel. Eine hierfür geeignete Turbinenkonstruktion ist ohne Zweifel die Gegenlauf-Radialturbine. Bei den Turbinen bestehen folgende Möglichkeiten, die Anlagekosten herabzusetzen, wenn der Wärmeverbrauch infolge der kurzen Betriebszeit nur von geringer Bedeutung ist:

1. durch Wahl einer Turbine mit niedriger Güteziffer,
2. durch Verkleinerung der Kondensatorkühlfläche,
3. durch Verringerung der Kühlwassermenge, die sich nicht nur auf den Kondensatorpreis, sondern auch auf den Kostenaufwand für die Kühlwasser-Zu- und -Abfuhr auswirkt.

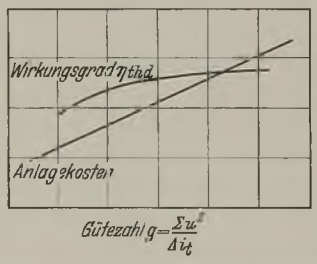


Abb. 176. Abhängigkeit zwischen Gütezahl, thermodynamischem Wirkungsgrad und Anlagekosten.

Den grundsätzlichen Zusammenhang zwischen Wirkungsgrad, Anlagekosten und Güteziffer läßt Abb. 176 erkennen. Der Einfluß der Auslegung der Kondensationsanlage geht aus Abb. 177 hervor. Es ist hier die $a - w_0$-Kurve für eine 15000-kW-Turbine mit Kondensation (ohne Generator) für verschiedene Gütezahlen, Kühlwassermengen und Kühlflächen aufgezeichnet worden. Man erkennt, daß die Verknappung der Kühlfläche bei höheren Wärmeverbrauchsziffern in stärkerem Maße die Anlagekosten beeinflußt als die Verringerung der Güteziffer. Ein durch-

gerechnetes Beispiel für 900 und 200 Benutzungsstunden jährlich zeigt, daß bei 900 Benutzungsstunden, einem mittleren Zinssatz von 5 % und einem Wärmepreis von 3 RM./10^6 kcal volle Kühlwassermenge und Kühlfläche, bei 200 Benutzungsstunden eine Kühlfläche von knapp 60 % der normalen das wirtschaftliche Optimum ergibt (54).

Bei diesen Werken mit niedriger Benutzungsdauer ist die richtige Abstimmung von Anlagekosten und Wärmeverbrauch von grundlegender Bedeutung und auch bei Wahl des Dampfzustandes und der Gruppenzahl zu beachten. Die Untersuchungen zeigen, daß der wirtschaftliche Dampfdruck für solche Anlagen im allgemeinen unter 40 at liegt. Für diese Werke kann auch der früher erwähnte Stufendruckbetrieb von Vorteil sein. Da die Betriebszeit dieser Werke verhältnismäßig kurz ist und sie selbst die Funktion von Reserveanlagen haben, so genügt es im allgemeinen, die installierte Leistung entsprechend der für die nächste Zeit zu erwartenden größten Spitzen- bzw. Ergänzungsleistung zu bemessen. Man wird daher aus wirtschaftlichen Gründen eine möglichst geringe Zahl von Einheiten anstreben.

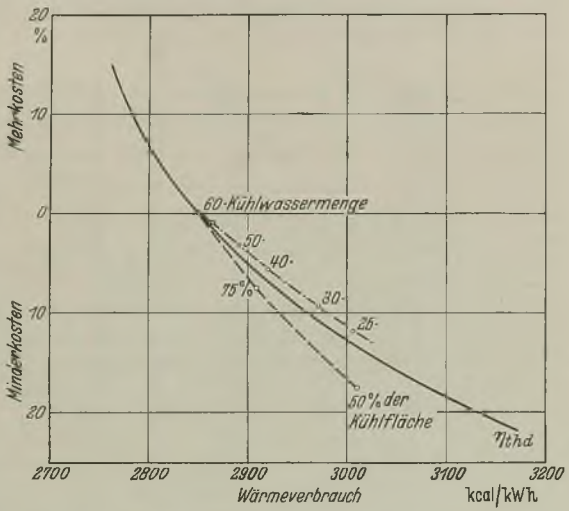


Abb. 177. Auswirkung der Verschlechterung der Güteziffer und der Verknappung von Kühlwassermenge und Kühlfläche auf Anlagekosten der Turbine + Kondensation und auf den Wärmeverbrauch. $N = 15000$ kW; $p_1 = 30$ at, 425° C; Kühlwasser 15° C; Kühlfläche 27 m²/t/h Dampf = 100 %.

Wesentliche Ersparnisse an Anlagekosten lassen sich auch durch eine einfache Gesamtanordnung und durch eine zweckmäßige Schaltung erzielen. Bei den hier vorliegenden Betriebsverhältnissen wird die Zuordnung eines Kessels je Turbine und die direkte Aufeinanderschaltung der Aggregate die zweckmäßigste Lösung sein. Bei der geringen Zahl der Betriebsgruppen kommt man dann zu einer sehr einfachen Schaltung des Kraftwerkes. In Abb. 178 ist die Schaltung eines Ergänzungswerkes mit 2 Einheiten zu je 7,5 MW, 30 atü wiedergegeben. Man hat sich hier aus wirtschaftlichen Gründen im Hinblick auf die geringe Benutzungsdauer mit einer einstufigen Vorwärmung auf rd. 130° C beschränkt, die durch die Einschaltung der Verdampferanlage gebildet wird. Wie die

Abb. 178 zeigt, ist in die Schaltung eine Notturbine für den Eigenbedarf und ein Dampfgefällespeicher eingefügt, auf deren Zweck weiter unten noch näher eingegangen wird.

Wie eine Analyse von Betriebsstatistiken ergibt, ist auch der leistungsabhängige Teil des Aufwandes für Bedienung und Unterhalt auf die Gestehungskosten von großem Einfluß. Auf eine Kleinhaltung des Bedienungsaufwandes ist schon bei der Planung des Werkes abzuzielen. Personaleinschränkungen lassen sich durch Anwendung der selbsttätigen Regelung, Fernsteuerung, selbsttätige Anfahrsteuerungen bei einzelnen Betriebsmitteln usw. erzielen. Es wird daher zu prüfen sein,

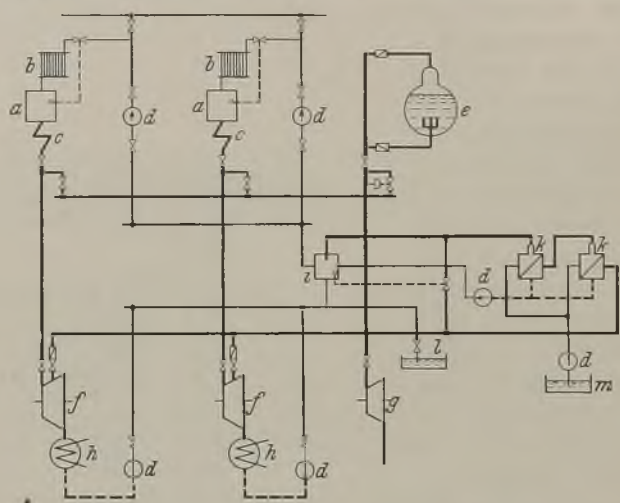


Abb. 178. Schaltung eines Ergänzungs- und Reservewerkes für 35 at, 435°.

a = Kessel	e = Dampfspeicher	i = Mischvorwärmer
b = Ekonomiser	f = Hauptturbine	k = Verdampfer
c = Überhitzer	g = Notturbine für Eigenbedarf	l = Kondensatbehälter
d = Pumpe	h = Kondensator	m = Rohwasserbehälter

wie sich die Anwendung von automatischen Schaltungen auf die leistungsabhängigen Kosten auswirkt und bei welchem Grad der Automatisierung die Differenz aus der Ersparnis an Bedienungskosten und der zusätzlichen kapitalabhängigen Kosten für die Automatik den günstigsten Wert ergibt. Eine gewisse Automatisierung der Schalthandlungen auf der Wärmeseite ist bei solchen Werken auch vom Gesichtspunkt der Bereitschaftshaltung aus vorteilhaft.

Für den Entwurf eines solchen Spitzen- oder Ergänzungswerkes ist es von grundsätzlicher Bedeutung, welche Anforderungen man an den Bereitschaftswert des Werkes stellt. Hierbei ist zwischen Schnell- und Augenblicksbereitschaft zu unterscheiden. Während bei der ersteren eine gewisse Zeit zugelassen wird, um das Werk anzufahren, ist dies bei letzterer nicht der Fall. Von Augenblicksbereitschaft kann man

sprechen, wenn die für die Bereitschaft bestimmten Betriebsmittel ihre volle Leistung in der Zeit erreichen können, in der der Geschwindigkeitsregler einer Turbine von Leerlauf auf Vollast öffnet. Darüber hinausgehende Zeiten fallen unter den Begriff der Schnellbereitschaft. Sie ist nach oben zeitlich begrenzt durch die Möglichkeit, Störungen oder zusätzliche Belastungen zu erfassen, die sich nicht plötzlich voll auswirken bzw. eine gewisse Zeit vorausgesehen werden können. Die Frage, wann eine Schnellbereitschaft genügt oder die Forderung nach Augenblicksbereitschaft erhoben werden muß, läßt sich allgemein nicht beantworten. Sie ist zu sehr von der Struktur des Netzes, der Eigenart der zusammenarbeitenden Kraftwerke und den Betriebserfordernissen der Abnehmer abhängig.

Augenblicksbereitschaft erfordert mitlaufende Betriebsmittel. Die bereits im 8. Abschnitt angestellten Überlegungen gelten auch hier. Bei großen Bereitschaftsgraden kann die Anwendung der Speicherung wirtschaftlich und betrieblich zweckmäßig sein; sie ist in Abb. 37 gezeigt als Überbrückungsspeicher, um die Anfahrzeit der stillstehenden Kessel zu überbrücken oder als Regelspeicher, um beim Hochfahren der Kessel von Leerlauf oder Teillast auf volle Leistung den dem Kessel fehlenden Wasserinhalt zu ersetzen und die Dampfabgabe während der Regelzeit des Kessels in der gewünschten Höhe zu ermöglichen (siehe Abb. 39).

Es ist noch zu erörtern, wie sich die Forderung nach Schnellbereitschaft auf den Entwurf eines Spitzen- oder Ergänzungskraftwerkes und dessen Wirtschaftlichkeit auswirkt. Man wird zunächst die Frage erheben, ob einem stillstehenden Kraftwerk überhaupt ein Bereitschaftswert zugesprochen werden kann. In Systemen mit Wasserkraftversorgung treten, wie die Erfahrung lehrt, vielfach Leistungsausfälle ein, mit denen man schon eine gewisse Zeit vorher rechnen kann (z. B. Abschleusen von Treibeis), in der dann die nötige Leistung bereitgestellt werden muß. Aber auch bei Spitzenwerken in anderen Netzen können plötzliche Belastungen auftreten, die gewisse Zeit vorher gesehen werden (z. B. Gewitterspitzen). Die heute erreichbaren kurzen Anfahrzeiten von zweckmäßig konstruierten Strahlungskesseln (Velox-Dampferzeuger) und Turbinen ermöglichen in vielen Fällen die Verwendung von Dampfkraftwerken für ein Anwendungsgebiet, das man sonst allgemein Dieselmotoren vorbehalten hat.

Als zusätzliche Maßnahmen, um die Anfahrzeit bei Schnellbereitschaft abzukürzen, sind verschiedene Vorschläge gemacht worden. Ein solcher ist bei Kesseln die sogenannte Stettiner Schaltung (55), die in der Literatur mehrfach beschrieben wurde. Bei La-Mont-Kesseln könnte nach einem Vorschlage von Münzinger (56) die reichlich bemessene, vom Kessel abschaltbare Trommel dauernd unter Druck gehalten und während der Hochfahrzeit des Kessels als Dampfspeicher benutzt werden.

Um die Anfahrzeit von Dampfturbinen abzukürzen, sind ebenfalls verschiedene Schaltungen vorgeschlagen worden. Eine selbsttätige Anfahrsteuerung an einer 15-MW-Turbine, die sich bestens bewährt hat, ist an anderer Stelle beschrieben worden (57). Außerdem sind noch folgende Maßnahmen in Erwägung zu ziehen:

1. die Möglichkeit des gleichzeitigen Hochfahrens von Kessel und Turbine,
2. die rasche Inbetriebnahme des Eigenbedarfes,
3. die einfache, übersichtliche Anordnung, Erleichterung der Inbetriebnahme durch teilweise Automatisierung.

Das gleichzeitige Hochfahren von Kesseln und Turbinen aus kaltem Zustand ist mittels des obenerwähnten Vorschlages von Münzinger oder mittels eines Anfahrspeichers möglich, der den Dampf zum Anwärmen der Rohrleitungen und zum Hochfahren der Turbine bis zur Lastübernahme bzw. Dampfabgabe aus den Kesseln liefert. Diesem Zweck dient der im Schaltbild Abb. 178 eingezeichnete Dampfspeicher. Es handelt sich um verhältnismäßig kleine Behälter. Für eine 3000-tourige, eingehäusige 20/24-MW-Turbine beträgt der Dampfverbrauch bei normalem Hochfahren bis zum Parallelschalten nach Messungen 2 t. Legt man den Speicher für ein Druckgefälle von 15 auf 5 ata aus, bei welchem Druck die Turbine noch mit Sicherheit im Leerlauf betrieben werden kann, so genügt ein Speicher von 40 m^3 Inhalt, in dem noch eine erhebliche Sicherheitsreserve liegt.

Für die Bereitschaftshaltung bei solchen Ergänzungswerken ist auch die Eigenbedarfsversorgung wichtig. Wie früher gezeigt wurde, ist bei kleinen Benutzungsdauern an und für sich der Dampfantrieb für den Eigenbedarf der wirtschaftlichere. Handelt es sich um ein Kraftwerk, das in möglichst kurzer Zeit vom Stillstand auf eine bestimmte Leistungsabgabe gebracht werden muß, so ist vom Gesichtspunkt des raschen Anfahrens jedenfalls elektrischer Antrieb vorzuziehen. Ist mit der Möglichkeit zu rechnen, daß beim Hochfahren des Werkes kein Fremdstrom zur Verfügung steht, so wäre ein Notaggregat aufzustellen, das die Eigenbedarfsantriebe so lange versorgt, bis die Stromlieferung durch die Hauptturbinen aufgenommen werden kann. Die Speisung dieses Notaggregates könnte ebenfalls aus dem entsprechend größer bemessenen Anfahrspeicher erfolgen (siehe Abb. 178).

26. Die bauliche Gestaltung von Spitzen-, Ergänzungs- und Reservewerken.

Im vorhergehenden Abschnitt wurde versucht, die Eigenart des Betriebes von Spitzen-, Ergänzungs- und Reservewerken darzulegen und einen Überblick über die Maßnahmen zu geben, die für eine wirt-

schaftliche Stromerzeugung Voraussetzung sind. Ebenso wie bei der Auslegung ist auch bei der baulichen Gestaltung auf Niedrighaltung der Anlagekosten und auf Übersichtlichkeit zwecks Vereinfachung der Be-

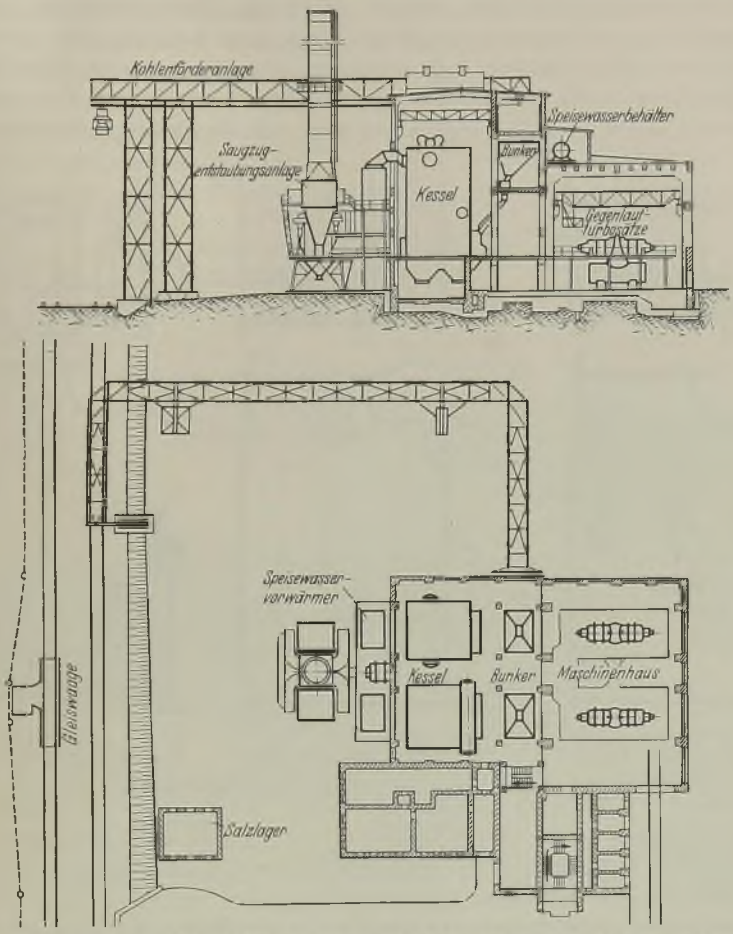


Abb. 179. Dampfkraftwerk für 13 MW Leistung, 29 at, 425° C, 2 Maschinen zu 6,5 MW, 2 Kessel zu 35 t/h.

1 Kohlenförderanlage
2 Kohlenbunker
3 Selbsttätige Kohlenwaage
4 Kessel
5 Hilfsheizkessel
6 Speisewasser-Vorwärmer
7 Saugzugentstaubungsanlage
8 Speisewasserbehälter
9 Gegenlaufturbosätze
10 Maschinenhauskran
11 Kesselhauskran
12 Permutit-Enthärtung
13 Haustransformatoren

dienung zu sehen. Auch hier seien an Hand von zwei Beispielen einige Gesichtspunkte für die bauliche Gestaltung erörtert. Abb. 179 zeigt Grundriß und Querschnitt eines Spitzen- und Ergänzungskraftwerkes mit einer Leistung von 13 MW, aufgeteilt auf zwei Betriebsgruppen.

Durch Weglassung der Trennwand zwischen Kessel- und Maschinenhaus, durch die Anordnung der Speisepumpen unter dem Kohlenbunker unter Verzicht auf ein besonderes Hilfsmaschinenhaus wird nicht nur der Kostenaufwand erniedrigt, sondern auch die Übersichtlichkeit verbessert und die Bedienung erleichtert. Dies spielt besonders eine Rolle, wenn rasches Hochfahren vom Stillstand aus verlangt wird. Als Maschinentypen wurden Gegenlauf-Radialturbinen verwendet. Der sonst übliche Kondensationskeller fällt hier weg. Die Maschinen sind auf dem

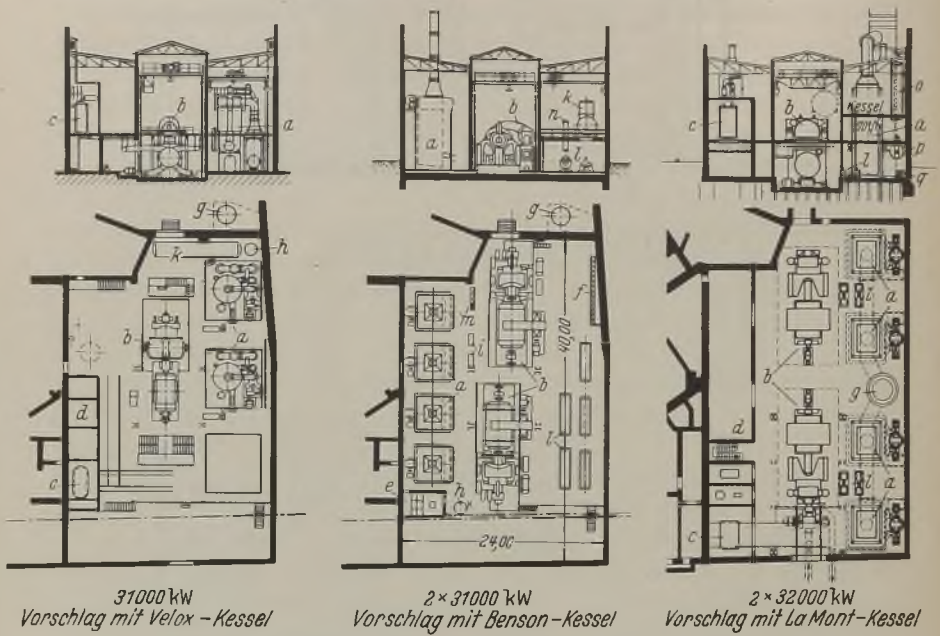


Abb. 180. Vergleich verschiedener Projekte für ein Ergänzungskraftwerk.

a = Kessel	g = vorhandener Kamin	m = Vorwärmer u. Filter
b = Turbosatz	h = Ölbehälter	n = Vorwärmer
c = Transformator	i = Ölpumpen	o = Ausdampftrommel
d = Schaltanlage	k = Speisewasser-Behälter	p = Gebläse
e = Warte	l = Speisepumpen	q = Umwälzpumpe
f = Schalter		

Kondensator gelagert und, wie man aus der Abbildung sieht, von einem Bedienungspodest in gleicher Höhe mit dem Bedienungsflur der Kessel umgeben. Zwecks Verringerung der Baukosten ist der absteigende Kesselzug mit dem Economiser ins Freie verlegt worden. Die Nachbarschaft von Wohnvierteln führte zwecks Verringerung der Flugaschenbelästigung zur Anwendung einer Rostfeuerung in Verbindung mit einer mechanischen Entstaubungsanlage. Die Bekohlung erfolgt mittels einer Elektrohängebahn. Die Anlagekosten dieses Werkes machen etwa 60 % derjenigen eines Grundlastwerkes derselben Größe und gleichen Dampfzustandes aus.

Ein anderes Beispiel ist in Abb. 180 wiedergegeben. Es handelt sich hier um ein Ergänzungs- und Reservekraftwerk in einem größeren Verbundnetz mit Wasserkraftwerken. Es war die Aufgabe gestellt, diese Anlage im alten Teil eines städtischen Kraftwerkes unterzubringen, wobei niedrige Anlagekosten, übersichtlicher Zusammenbau und gute Anpassungsfähigkeit an die verschiedenartigen Betriebsverhältnisse gefordert wurden. Für dieses Werk sind drei Vorschläge mit ölgefeuerten Zwangslaufkesseln ausarbeitet worden, die alle drei interessante Lösungen darstellen. Links ist die Aufstellung einer eingehäusigen 31-MW-Kondensationsturbine mit 2 Zwangsumlaufkesseln System Velox gezeigt, im

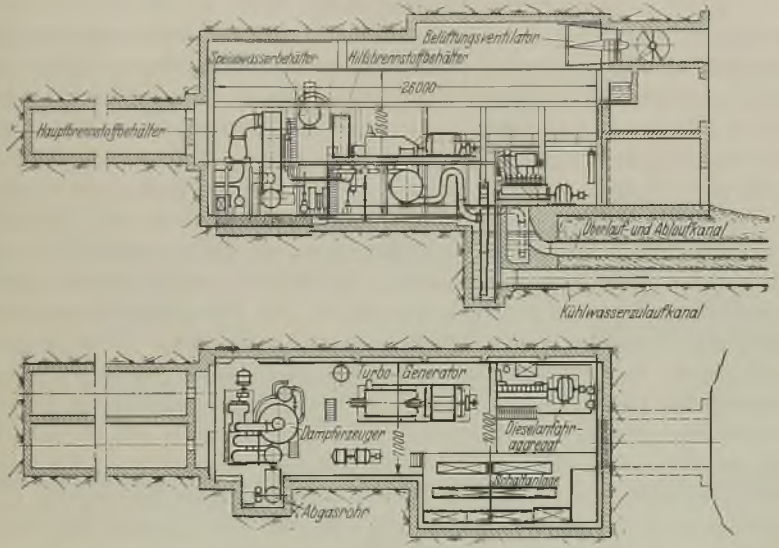


Abb. 181. Unterirdisches Reservekraftwerk für 9000 kW Leistung, Anlaufzeit 15 Minuten. Brennstoffvorrat 8 Tage. — Die Kesselanlage kann durch Fernsteuerung angelassen werden.

mittleren Bild der Einbau von 2 Turbinen gleicher Einzelleistung in Verbindung mit 4 Zwangsdurchlaufkesseln (System Benson), im rechten Bild 2 Maschinen je 32 MW mit 4 Zwangsumlaufkesseln System La Mont. Die Dampferzeuger sind als Einzugkessel ausgebildet, um einen möglichst geringen Grundflächenbedarf zu erreichen. Beim mittleren Vorschlag ist noch die Aufstellung des Turbosatzes bemerkenswert. Hinsichtlich des Raumbedarfes sind alle drei Vorschläge gleichartig; denn bei der Lösung mit Velox-Dampferzeugern wäre es offensichtlich möglich gewesen, auch zwei Maschinensätze unterzubringen. Man sieht, daß auf einer Grundfläche von $24 \times 40 = 960\ m^2$ 62 bis 64 MW untergebracht wurden, das sind rd. 65 kW/m². Auch hier sind Maschinensätze, Kessel und Hilfsmaschinen in einem Raum angeordnet.

Eine besondere Art von Reservekraftwerken ist in Abb. 181 dar-

gestellt. Es handelt sich um ein ausländisches, unterirdisch angelegtes, bombensicheres Dampfkraftwerk, das die Aufgabe hat, die Versorgung von lebenswichtigen Betrieben bei Ausfall von anderen Kraftwerken sicherzustellen. Auch diese Anlage ist mit einem Velox-Kessel ausgestattet und in ihrem Zusammenbau auf engem Raum gut durchdacht.

27. Gesichtspunkte für die Auslegung von Heizkraftwerken.

Die Hintereinanderschaltung von Krafterzeugungsanlagen und Heiznetzen, die sogenannte Heizkraftkupplung, dürfte im Rahmen der zukünftigen Entwicklung unserer Energiewirtschaft im Zusammenhang mit den Bestrebungen, unsere Kohlenvorräte mit höchstem Wirkungsgrad auszunutzen, erhöhte Bedeutung gewinnen. Ihr wird daher bei den auf weite Sicht abgesteckten energiewirtschaftlichen Großplanungen eine viel bedeutendere Rolle zukommen als bisher. Man muß sich hierbei vor Augen halten, daß der Anteil der öffentlichen Energieversorgung an dem Gesamtkohlenverbrauch verhältnismäßig gering ist und von allen anderen größeren Verbrauchergruppen erheblich übertroffen wird. Neben der Bahn sind es vor allem Hausbrand und Industrie, deren Kohlenbedarf ein Mehrfaches desjenigen der Elektrizitätsversorgung beträgt, und die z. T. die Kohle mit sehr schlechtem Wirkungsgrad verwerten. Beim Hausbrand sind es die mit großen Wärmeverlusten arbeitenden Ofenheizungen, aber auch vielfach Zentralheizungsanlagen mit unwirtschaftlichen Heizkesseln, bei der Industrie oft überalterte Kesselanlagen ohne Economiser und Überhitzer, die direkt auf das Heiznetz geschaltet sind, ohne den Dampf vorher zur Krafterzeugung auszunutzen. Wer Gelegenheit hat und sich die Mühe nimmt, Kesselstatistiken zu studieren, der wird erstaunt sein, wieviel technisch und wirtschaftlich überalterte Kessel in verschiedenen Industriezweigen heute noch für Heizzwecke in Betrieb sind. Aber selbst bei neuzeitlichen Zentralheizungen und Kesseln führt die Heizkraftkupplung zu nennenswerten Brennstoffersparnissen. Zwei Beispiele mögen dies deutlich machen:

Beispiel A: Für die Wärmeversorgung von Wohnvierteln sei die Errichtung eines Heiznetzes mit einem Anfangsdruck von 3 ata und eines Gegendruckkraftwerkes mit 105 atü Anfangsdruck geplant, um ein möglichst hohes Wärmegefälle für die Stromerzeugung ausnutzen zu können. Die an Stelle der Zentralheizung einzubauenden Warmwasserbereiter hätten einen Wirkungsgrad von 97 %, das Fernheizungsnetz einen solchen von 85 %. Je 10^6 kcal beim Abnehmer wären also ab Werk

$$\frac{10^6}{0{,}85 \cdot 0{,}97} = 1{,}21 \cdot 10^6 \text{ kcal}$$

aufzuwenden. Legt man das in Abb. 185 behandelte Beispiel zugrunde, so können je 10^6 kcal beim angenommenen Druckgefälle 290 kWh erzeugt werden. Dieser Wert wird als Stromkennzahl bezeichnet. Je 10^6 kcal Wärmeabgabe beim Abnehmer fallen somit

$$1{,}21 \cdot 290 = 350 \text{ kWh}$$

an. Nach derselben Abbildung wären je kWh beim Druckgefälle von 106 bis auf 3 ata 4500 kcal je abgegebene kWh aufzuwenden. Der Gesamtwärmebedarf, um 10^6 kcal beim Abnehmer und 350 kWh ab Kraftwerk abgeben zu können, beträgt somit

$$350 \cdot 4500 = 1{,}57 \cdot 10^6 \text{ kcal}.$$

Würde man auf die Heizkraftkupplung verzichten, die Zentralheizungen wie bisher weiter betreiben und die sonst im Gegendruckbetrieb anfallende elektrische Energie im reinen Kondensationsbetrieb erzeugen, so stellt sich der Wärmeaufwand wie folgt:

Bei der Zentralheizung für eine Wärmeabgabe von 10^6 kcal bei einem durchschnittlichen Wirkungsgrad der Heizungsanlage von 60 %
$10^6/0{,}6$ $= 1{,}67 \times 10^6$ kcal,
für die Stromerzeugung von 350 kWh bei einem Wärmeverbrauch von 3150 kcal je abgegebene kWh 3150×350 $= 1{,}1 \times 10^6$ kcal

$$2{,}77 \times 10^6 \text{ kcal}.$$

Die Wärmeersparnis durch die Kupplung beträgt

$$\frac{2{,}77 - 1{,}57}{2{,}77} \cdot 100 = 43{,}5\,\%.$$

Man wäre also in der Lage, an anderer Stelle im Kondensationsbetrieb aus der hier ersparten Kohlemenge zusätzlich

$$\frac{1{,}2 \cdot 10^6}{3150} = 380 \text{ kWh}/10^6 \text{ kcal}$$

beim Verbraucher gemessen, zu erzeugen.

Beispiel B: Verschiedene in einem gewissen Bereich liegende wärmeverbrauchende Industriebetriebe sollen an ein gemeinsames Heizkraftwerk angeschlossen werden. Der Heizdampf wäre unter Berücksichtigung der Netzverluste ab Heizkraftwerk mit 12 ata und 320° C zur Verfügung zu stellen. Legt man die Netzverluste wieder mit 15 % zugrunde, so sind je 10^6 kcal beim Verbraucher ab Heizkraftwerk

$$10^6/0{,}85 = 1{,}18 \cdot 10^6 \text{ kcal}$$

abzugeben. Nach dem Beispiel Abb. 185 beträgt für dieses Druckgefälle die Stromkennzahl $a = 190$ kWh/10^6 kcal, daher der Energieanfall

$$1{,}18 \cdot 190 = 225 \text{ kWh}.$$

Unter Berücksichtigung einer Nachüberhitzung des Gegendruckdampfes auf 320° C würde der Wärmeverbrauch, nur auf die Stromerzeugung

umgelegt, bei 7060 kcal/kWh liegen. Somit beträgt der Wärmeaufwand insgesamt

$$225 \cdot 7060 = 1{,}58 \cdot 10^6 \text{ kcal.}$$

Demgegenüber errechnet sich bei getrennter Kraft- und Wärmeerzeugung der Wärmeaufwand wie folgt:

Für die Dampferzeugung für Heizzwecke bei 70 % Kesselwirkungsgrad $10^6/0{,}7$ $= 1{,}43 \times 10^6$ kcal,
für die Stromerzeugung 225×3150 $= 0{,}71 \times 10^6$ kcal
$2{,}14 \times 10^6$ kcal.

Die Wärmeersparnis durch die Heizkraftkupplung stellt sich in diesem Falle auf

$$\frac{2{,}14 - 1{,}58}{2{,}14} = 26\,\%.$$

Aus dieser Kohlenersparnis je 10^6 kcal Wärmeabgabe könnten an anderer Stelle

$$\frac{0{,}56 \cdot 10^6}{3150} = \text{rd. } 180 \text{ kWh}$$

im Kondensationsbetrieb erzeugt werden.

Diese in Form von Zahlenbeispielen angestellten Überlegungen lassen erkennen, wie notwendig es ist, der Heizkraftkupplung und der Errichtung von Heizkraftwerken unter geeigneten Voraussetzungen im Rahmen der energiewirtschaftlichen Gesamtplanung das größte Interesse entgegenzubringen.

Bei der Heizkraftkupplung hat man grundsätzlich zwei Fälle zu unterscheiden:

1. die Kupplung der Stromerzeugung mit der Wärmeabgabe an Wohnviertel,

2. die Kupplung der Stromerzeugung mit der Wärmeabgabe an Industriebetriebe.

Die Wärmeabgabe an Wohnbezirke ist gekennzeichnet durch die überwiegende Heizungsbelastung in den Wintermonaten, wogegen während des restlichen Teiles des Jahres in der Hauptsache nur der Wärmeverbrauch für die Warmwasserbereitungsanlagen zu decken ist. Abb. 182 zeigt typische Belastungsdiagramme eines Heizkraftwerkes in der kalten Jahreszeit für verschiedene Außentemperaturen. Die Nachtbelastung nimmt mit steigender Außentemperatur rasch ab. Die Wärmebenutzungsdauer von solchen Heizkraftwerken liegt nach Statistiken etwa zwischen 700 und 3500 Stunden. Der Leistungsanfall im Gegendruckbetrieb entspricht in seinem zeitlichen Verlauf ungefähr den Leistungsanforderungen, die an Winterzusatzkraftwerke gestellt werden. Durch geeignete Auslegung und Ausstattung mit ergänzenden Einrichtungen sind solche Heizkraftwerke für die Wärmeversorgung von Wohn-

vierteln für die Spitzendeckung nutzbar zu machen. Ihre günstige Lage zu den Schwerpunkten des Spitzenverbrauches läßt sie daher im Rahmen der Verbundwirtschaft als anzustrebende wirtschaftliche Kraftwerkstypen für Ergänzungs-, Spitzen- und Reservekraftwerke erscheinen.

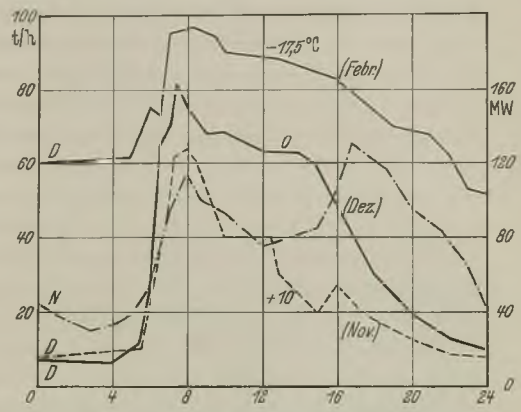


Abb. 182. Wärmeabgabe eines Fernheizwerkes bei verschiedenen Außentemperaturen und elektrische Belastung.

Im Gegensatz hierzu zeigt die Wärmebelastung von industriellen Heizkraftwerken und damit auch der Anfall an Gegendruckleistung im allgemeinen mehr oder weniger Grundlastcharakter. In Abb. 183 sind einige Wärme- (*D*) und Strombelastungsdiagramme (*E*) von verschiedenen für die Heizkraftkupplung geeigneten Industriezweigen wiedergegeben. Kurzzeitige Wärmebedarfsschwankungen, wie sie durch Kochprozesse u. dgl. hervorgerufen werden, sind weggelassen worden; sie werden vielfach durch Wärmespeicher ausgeglichen. Die beiden linken Diagramme sind Beispiele für Industrien, deren Betrieb während 24 Stunden ziemlich gleichmäßig durchläuft. Während der Dampf- und Leistungsbedarf bei der Zellstoffindustrie im Sommer und Winter, abgesehen von der Gebäudeheizung, ziemlich gleich und daher die Benutzungsdauer der Kesselanlage hoch ist, sind die Zuckerfabriken nur während der im Herbst im Mittel 50 bis 80 Tage dauernden Kampagne

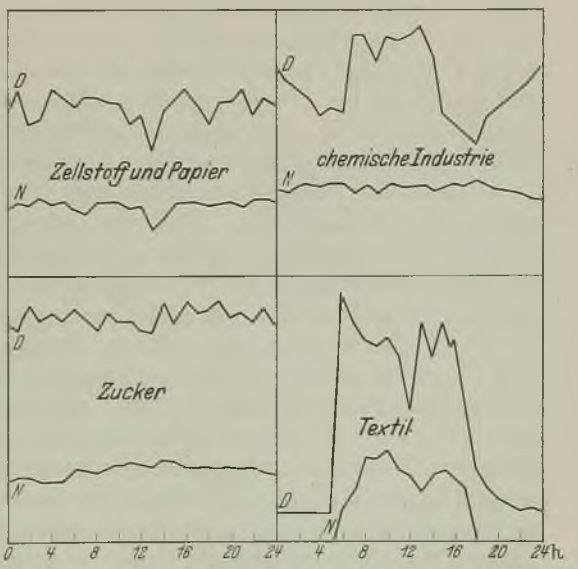


Abb. 183. Dampf- und Kraftverbrauchsdiagramme verschiedener Industrien.

in Betrieb. Heizkraftwerke für die Versorgung von Zuckerfabriken sind daher für die Abgabe von Gegendruckenergie in das öffentliche Netz, verbundwirtschaftlich gesehen, weniger geeignet. Sie können aber in Netzen mit Wasserkraftversorgung, besonders solchen mit Jahresspeicherung, insofern wirtschaftliche Bedeutung haben, als es durch Aufstellung von Kondensationsturbinen möglich ist, in der übrigen Zeit des Jahres Zusatzenergie zu erzeugen und in wasserarmen Jahren den hydraulischen Energieanfall zu ergänzen. Vorhandene Jahresspeicher machen ihren zeitlichen Einsatz vom Belastungsverlauf unabhängig. Die beiden rechten Beispiele sind dadurch gekennzeichnet, daß der Wärmeverbrauch während der Tagesstunden den der Nachtzeit weit überwiegt. Dies ist bei einem großen Teil der chemischen Betriebe und vor allem in der Textilindustrie der Fall. Der Energieanfall nach diesen Diagrammen paßt sich besser der Verbrauchskurve der öffentlichen Versorgung an. Die Wärmebenutzungsdauern liegen, abgesehen von den Zuckerfabriken (hier ungefähr 1200 Std.) bei etwa 4500 bis 5000 Std.

Großbetriebe der wärmeverbrauchenden Industrie besitzen heute selbst eigene Höchstdruckkraftwerke, die vielfach mit den öffentlichen Verbundnetzen gekuppelt sind und mit diesen in einem volkswirtschaftlich sinnvollen Energieaustausch stehen. Handelt es sich aber um kleinere Betriebe, so ist eine wirklich wirtschaftliche Ausnutzung des Wärmegefälles nur durch eine Zusammenfassung derselben zu einer gemeinsamen Wärmeversorgung möglich. Hier wäre es Aufgabe der öffentlichen Elektrizitätsversorgung, dort, wo die Lage dieser Betriebe zueinander eine solche Zusammenfassung tragbar macht, solche Heizkraftwerke zu erstellen, den Betrieben Strom und Wärme zu liefern und die Überschußenergie in ihrem Netz zu verwerten. Verschiedene Beispiele solcher Werke haben bei entsprechenden Voraussetzungen die wirtschaftliche Durchführungsmöglichkeit erwiesen.

Es ist nicht Aufgabe dieser Arbeit, die Planung von Fernheizungsanlagen zu behandeln. Es liegt hierüber genügende, zum Teil sehr ausführlich gehaltene Literatur vor (58). Es erscheint jedoch notwendig, daß sich der das Heizkraftwerk planende Ingenieur über die wirtschaftlichen Voraussetzungen für eine solche Heizkraftkupplung und die wirtschaftliche Wechselwirkung zwischen der Auslegung des Heiznetzes und des Kraftwerkes ein Bild macht; denn letzten Endes muß das Ziel einer solchen Heizkraftkupplung die Erreichung eines Gesamtoptimums sein und darf sich nicht nur auf ein Nebeneinanderlaufen von in sich gesehen sicher wirtschaftlichen Entwürfen des Netzes und des Heizkraftwerkes beschränken. Zunächst muß man sich im klaren darüber sein, daß der Anwendbarkeit der Heizkraftkupplung Grenzen gesetzt werden, die durch verschiedene örtlich bedingte Faktoren gegeben sind. Die Errichtung von Heizkraftwerken bei hierfür ungeeigneten Verhältnissen hat mit ihren wirt-

schaftlich ungünstigen Ergebnissen dem Gedanken der Heizkraftkupplung nur geschadet. Nur die Anwendung am geeigneten Objekt ist auch volkswirtschaftlich gesehen eine richtige Lösung. Bezeichnen wir mit

E = die vom Heizkraftwerk jährlich abgegebene Energiemenge [kWh],
W = die abgegebene Wärmemenge ab Werk [10^6 kcal],
k_E = den Strompreis ab Werk [Pfg./kWh],
k_W = den Wärmepreis ab Werk [RM./10^6 kcal],
K = den jährlichen Kostenaufwand für das Heizkraftwerk [RM.],

so gilt der Ansatz

$$K = k_E/100 \cdot E + k_W \cdot W \quad \text{[RM.]}$$

oder

$$K/E = k_0 = k_E + 100\, k_W \cdot W/E \quad \text{[Pfg./kWh]}.$$

E/W wird als Stromkennzahl (kWh/10^6 kcal) des Heizkraftbetriebes bezeichnet. Es sei hierfür der Kennbuchstabe σ eingesetzt. Damit wird

$$k_0 = k_E + 100\, k_W/\sigma\,. \qquad 11)$$

Die Formel 11) ist die Gleichung der Wirtschaftlichkeitskennlinie eines Heizkraftwerkes für eine bestimmte Belastung, gegeben durch die Benutzungsdauer t. Sie ist in Abb. 184 dargestellt und gibt an, welcher Wärmepreis k_W erzielt werden muß, um bei einem bestimmten im Hinblick auf den Charakter des Energieanfalles zulässigen Strompreis $k_{E\text{zul.}}$ die Gestehungskosten zu decken. k_0 ist der effektive Gestehungspreis der elektrischen Energie, wenn die gesamten Gestehungskosten lediglich der Stromerzeugung aufgebürdet würden. Für k_0 gilt wieder die Beziehung 1) auf S. 2. w_0 ist sinngemäß der Wärmeverbrauch je kWh unter der Voraussetzung, daß der Abdampf nicht ausgenutzt würde. Für den in Abb. 184 eingetragenen Wert $k_{E\text{zul.}}$ wäre ein Preis für abgegebene Wärme ab Werk k_{W2} erforderlich, um die Gestehungskosten des Heizkraftwerkes zu decken. Liegt jedoch der zulässige Wärmepreis ab Werk mit Rücksicht auf seine Tragbarkeit für den Abnehmer bei k_{W3}, so stellt die Strecke FE den Verlust je 10^6 kcal dar. Die Heizkraftkupplung ist

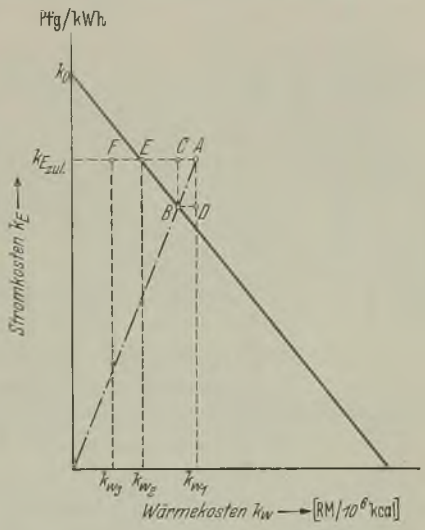


Abb. 184. Kostendiagramm eines Heizkraftwerkes. k_0 = Gestehungspreis einer kWh bei Umlegung sämtlicher Kosten auf die Erzeugung der elektrischen Energie ($k_W = 0$).

in diesem Falle unwirtschaftlich. Ist dagegen ein Wärmepreis k_{W1} zulässig, so ist die Heizkraftkupplung wirtschaftlich. Die Spanne zwischen Gestehungspreis und zulässigem Wärmepreis ist durch die Strecke EA dargestellt. Man könnte die Spanne auch auf Strom- und Wärmepreis umlegen; sie ist durch die Strecken CA bzw. DA gegeben.

Je größer die Stromkennziffer σ, um so steiler die Wirtschaftlichkeitskennlinie, um so vorteilhafter ist die Heizkraftkupplung. Größere Werte σ bedeuten aber auch einen günstigeren Wärmeverbrauch w_0. In Abb. 185 ist für ein bestimmtes Beispiel gezeigt, wie sich in Abhängigkeit vom Frischdampfdruck vor der Turbine und vom Gegendruck p_2 die Stromkennziffer σ, der Wärmeverbrauch w_0 und die Anlagekosten a ändern. Dem Beispiel ist eine Dampferzeugung der Kessel von rd. 90 t/h zugrunde gelegt, die auf 3 bis 4 Kessel aufgeteilt und noch durch einen Reservekessel ergänzt wird. Die Maschinenanlage umfaßt 2 Turbinen, von denen eine gleichfalls als Reserve dient. Man erkennt zunächst die Abnahme von w_0 mit steigendem Anfangsdruck, die um so größer ist, je höher der Gegendruck liegt. Auch der Verlauf der Kostenkurve ist ganz interessant. Man erkennt, wie sich die günstigsten Anlagekosten mit steigendem Gegendruck immer noch zu höheren Drücken verschieben. Wenn sich diese Kurven zahlenmäßig nur auf ein ganz bestimmtes Beispiel beziehen, so kann doch der allgemeine Schluß daraus gezogen werden, daß moderne Heizkraftwerke bei höheren Gegendrücken für Turbineneintrittsdrücke ausgelegt werden sollen, die in der Größenordnung von 100 at liegen. Bei niedrigen Gegendrücken verläuft die Anlagekostenkurve, wie das Schaubild zeigt, sehr flach. Die

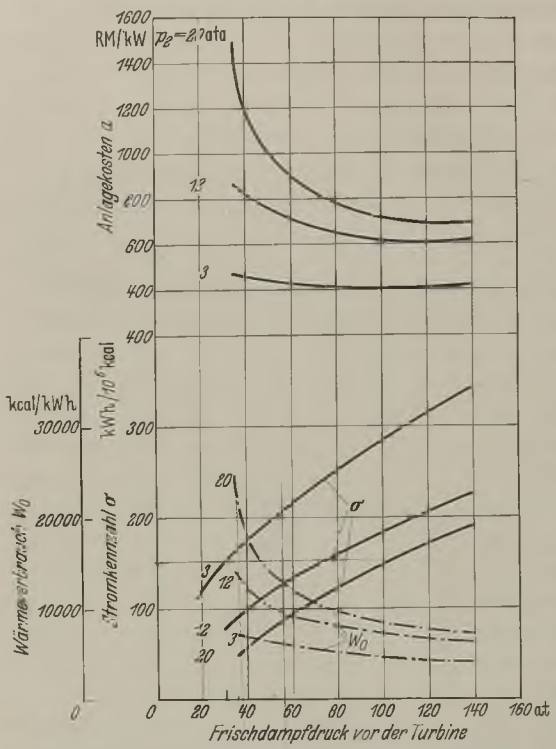


Abb. 185. Anlagekosten, Stromkennzahl und Wärmeverbrauch eines Heizkraftwerkes (durchgerechnetes Beispiel für einen bestimmten Fall).

Wahl des Druckes wird hier davon abhängen, in welchem Umfang zusätzliche Kondensationsleistung aufgestellt und betrieben und welche Dampftemperatur von dem Abnehmer verlangt wird, d. h. ob man eine Zwischenüberhitzung durch eine Senkung des Eintrittsdruckes vermeiden kann und will. Man erkennt aus diesem Diagramm, daß sich nicht nur der Wärmeverbrauch, sondern auch die Anlagekosten mit steigendem Eintrittsdruck, d. h. höheren Stromkennziffern, verringern. Die effektiven Stromgestehungskosten k werden also mit zunehmender Stromkennziffer kleiner. Eine hohe Stromkennziffer ist somit eine der anzustrebenden Vorbedingungen für die Heizkraftkupplung.

Die andere Vorbedingung ist, die Spanne zwischen dem Wärmepreis beim Abnehmer und ab Werk möglichst niedrig zu halten. Sie ist bedingt durch die Jahresausgaben für das Fernheiznetz und dessen Wärmeverluste. Es sei im nachstehenden die Formel für den zulässigen Wärmepreis k_W ab Heizkraftwerk aufgestellt, wenn der zulässige Wärmepreis beim Abnehmer gegeben ist. Wir führen dafür folgende Bezeichnungen ein:

W' = Wärmebedarf beim Abnehmer [10^6 kcal],
W = Wärmeabgabe ab Heizkraftwerk [10^6 kcal],
W_0 = Anschlußwert [10^6 kcal/h],
k_W = Preis der Wärme ab Heizkraftwerk wie vor [RM./10^6 kcal],
$k_{W'}$ = Preis der Wärme beim Abnehmer, gemessen in der Verbrauchsform der Wärme (Warmwasser oder Dampf) [RM./10^6 kcal],
a_L = Anlagekosten der Fernheizungsanlage [RM./10^6 kcal/h Anschlußwert],
α_L = Jahresfaktor für das Leitungsnetz.

Es gilt dann die Beziehung

$$\underbrace{W' \cdot k_W'}_{\text{Kosten beim Abnehmer}} = \underbrace{W \cdot k_W}_{\text{Kosten ab Werk}} + \underbrace{\alpha_L \cdot a_L \cdot W_0}_{\text{Heiznetzkosten}} \qquad 12)$$

Für die Wärmemenge beim Abnehmer kann man anschreiben

$$W' = W \cdot \eta_L \cdot \eta_u \,. \qquad 12\text{a})$$

Darin bedeuten η_L den Wirkungsgrad des Heiznetzes, η_u denjenigen eines eventuell notwendigen Wärmeumformers beim Abnehmer (z. B. Warmwasserbereiter).

Der — rein kostenmäßig gesehen — höchst zulässige Preis der Wärme beim Abnehmer k_W' ist gegeben durch den Wärmepreis, der dem Abnehmer bei Selbsterzeugung des Dampfes oder Warmwassers entstehen würde.

Der Anschlußwert W_0 schließlich läßt sich wie folgt ausdrücken

$$W_0 = \frac{W}{t_W \cdot \varphi} \, [10^6 \text{ kcal/h}] \,, \qquad 12\text{b})$$

worin t_W [h] wie vorhin die Benutzungsdauer der höchsten Wärmebelastung, φ den Gleichzeitigkeitsfaktor ausdrücken. Setzt man die Ausdrücke 12a) und 12b) in Formel 12) ein, so ergibt sich folgende Beziehung

$$W \cdot \eta_L \cdot \eta_u \cdot k_W' = W \cdot k_W + \alpha_L \cdot a_L \cdot \frac{W}{t_W \cdot \varphi}.$$

Daraus errechnet sich der zulässige Wärmepreis ab Heizkraftwerk zu

$$k_W = \overline{\overline{<}}\ \eta_L \cdot \eta_u \cdot k_W' - \frac{\alpha_L \cdot a_L}{\varphi \cdot t_W} \text{ [RM./10}^6 \text{ kcal]}. \qquad 13)$$

Dieser Wert k_W ist als Abszisse im Kennliniendiagramm Abb. 184 einzusetzen, um die wirtschaftliche Durchführbarkeit der Heizkraftkupplung festzustellen. Geht man umgekehrt von dem nach der Kennlinie notwendigen Wärmepreis ab Werk k_W aus, so läßt sich nach Formel 13) der die Selbstkosten deckende Wärmepreis beim Abnehmer k_W' bestimmen, der mit dem Wärmepreis bei Eigenerzeugung zu vergleichen ist.

Der zulässige Wärmepreis k_W', der sich aus dem reinen Vergleich mit den Kosten der Eigenerzeugung ergibt, kann in weiten Grenzen schwanken, je nachdem ob grundsätzlich

1. kleine oder große Wärmeleistungen in Frage kommen (Abhängigkeit der Brennstoff-Einkaufspreise von der Abschlußhöhe, Einfluß der Eigenbetriebskosten, des Umwandlungswirkungsgrades und der Anlagekosten von der Größe des Werkes);

2. es sich um den Ersatz betriebsfähiger Eigenerzeugungsanlagen durch die Fernversorgung oder um den Anschluß von Verbrauchern handelt, die eine Eigenanlage erst errichten oder erneuern müssen. In letzterem Falle erhöht sich das zulässige k_W' um den Kapitaldienst der Eigenanlage, während im ersteren Falle nur deren Betriebskosten bei Anschluß an die Fernversorgung gespart werden.

Bei der Umstellung von Zentralheizungsbetrieben in Wohnvierteln auf Fernversorgung bestehen die eingesparten Betriebskosten bei der Art der Bedienung dieser Anlagen hauptsächlich aus den Brennstoffkosten, denen gegenüber die Bedienungs- und Instandhaltungskosten für die Warmwasserkessel zurücktreten. Man kann hierfür

$$k_W' = p_W'/\eta_Z \quad \text{[RM./10}^6 \text{ kcal]}$$

setzen, wenn mit p_W' der Brennstoffpreis für die Zentralheizungsanlage (RM./10^6 kcal) und mit η_Z deren Wirkungsgrad bezeichnet wird. Setzt man diese Beziehung in Formel 13) ein, so lautet sie

$$k_W \overline{\overline{<}} \frac{\eta_L \cdot \eta_u}{\eta_Z} \cdot p_W' - \frac{\alpha_L \cdot a_L}{\varphi \cdot t_W} \text{ [RM/10}^6 \text{ kcal]}.$$

In der Abb. 186 ist für mittlere Annahmen der zulässige Wärmepreis k_W ab Kraftwerk in Abhängigkeit von den Anlagekosten des Heiznetzes und für verschiedene Wärmebenutzungsdauern t_W und Brennstoffpreise p_W' für die Zentralheizung aufgetragen, um die Abhängigkeit des Wertes k_W von diesen Faktoren zu veranschaulichen. Man erkennt den außer-

ordentlich starken Einfluß der Anlagekosten des Netzes besonders bei kleineren Wärmebenutzungsdauern, wie sie bei Wärmeversorgungsanlagen von Wohnvierteln überwiegend festzustellen sind. In der Abb. 186 ist auch der Bereich der Anlagekosten und der Wärmebenutzungsdauern angedeutet, wie er sich nach der Statistik der Fernheizwerke ergab. Gerade dieses Diagramm zeigt, wie notwendig es ist, sich bei Planung einer Heizkraftkupplung über diese Zusammenhänge Rechenschaft abzulegen, um einen wirtschaftlichen Fehlschlag zu vermeiden. Neben dieser rein wirtschaftlichen Beurteilung sind Vorteile der Fernheizung von Wohnvierteln nicht außer acht zu lassen, die ideeller Art und zahlenmäßig nicht zu erfassen sind, aber städtebaulich und kommunalwirtschaftlich Bedeutung haben. Es sind hier zu nennen: der Wegfall der Kohlenlager in den Häusern und das Freiwerden der Räume für andere Zwecke, die Vermeidung der Kohlentransporte und Wagenentleerung sowie der Aschenabfuhr in den Straßen, der Fortfall der Essen mit ihrer Rauch- und Rußbelästigung u. a.

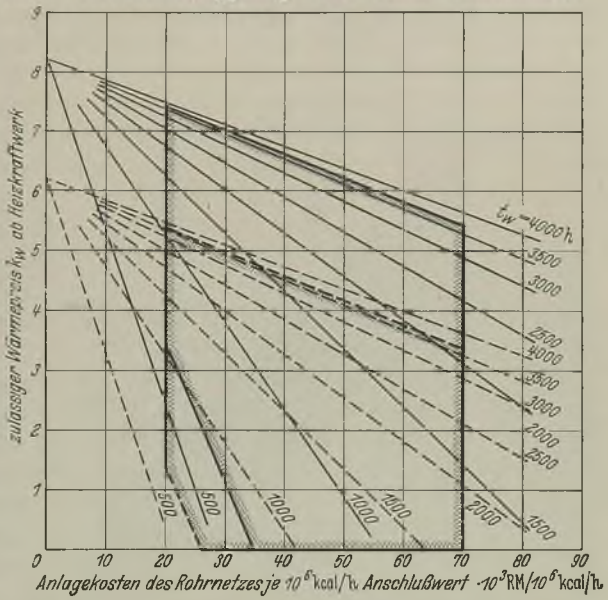


Abb. 186. Zulässiger Wärmepreis ab Heizkraftwerk in Abhängigkeit von den Anlagekosten des Heiznetzes und der Heizbenutzungsdauer t_W.

Bereich der tatsächlich aufgetretenen Werte laut Jahresbericht 1936 der Fernheizwerke.

Annahmen: Jahresfaktor 13 %
Gleichzeitigkeitsfaktor 0,95
Verluste des Heiznetzes 15 %
Wirkungsgrad der Zentralheizungsfeuerung 60 %
Wirkungsgrad des Wumformers bei Fernheizung 97 %

Um über die Faktoren, die die Anlagekosten a_L (RM./10^6 kcal/h Anschlußwert) hauptsächlich beeinflussen, ein Bild zu erhalten, sei noch eine kleine Betrachtung über den Zusammenhang zwischen dem Wert a_L und den Anlagekosten je km, die wir mit a_{L0} bezeichnen wollen, angestellt. Ist L die Leitungslänge (km), so besteht die Beziehung

$$a_L \cdot W_0 = a_{L0} \cdot L \quad [\text{RM.}]$$
$$a_L = a_{L0} \cdot L/W_0 \quad [\text{RM.}/10^6\ \text{kcal/h}].$$

Der Quotient $W_0/L = \lambda$ stellt den spezifischen Anschlußwert der Fernheizung [10^6 kcal/h km] dar.

$$a_L = a_{L0}/\lambda \qquad 14)$$

In der Abb. 187 ist der Zusammenhang zwischen spezifischem Anschlußwert λ und den Anlagekosten a_L für eine in Asphaltstraßen verlegte Hauptleitung dargestellt, deren Durchmesser und damit höchste Belastung bei angenommener Geschwindigkeit des Wärmeträgers (Dampf oder Warmwasser) veränderlich zugrunde gelegt wurde. In der Abb. 187 sind auch für den Fall einer Dampfheizung mit $v = 200$ m/s Dampfgeschwindigkeit die Kosten für eine Länge von 1 und 5 km in Abhängigkeit vom spezifischen Anschlußwert eingezeichnet worden. Aus der Abb. 187 sind folgende Gesichtspunkte abzuleiten, die für die Planung einer Heizkraftkupplung und für den Entwurf des Heizkraftwerkes selbst von Wichtigkeit sind:

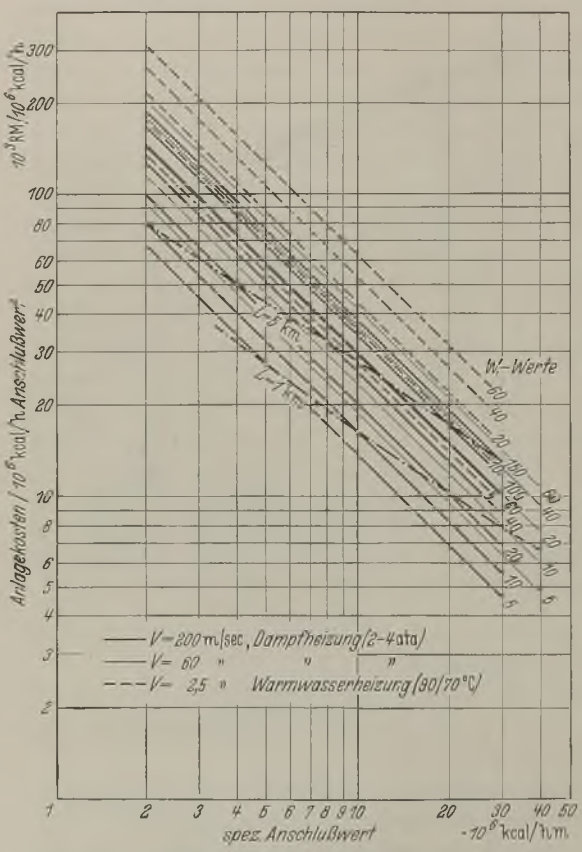


Abb. 187. Abhängigkeit der Anlagekosten einer Hauptleitung vom spezifischen Anschlußwert λ und der höchsten Wärmebelastung $W = W_0 \cdot \varphi$.

1. Die Anlagekosten je 10^6 kcal/h Anschlußwert nehmen mit zunehmendem spezifischen Anschlußwert rasch ab. Eine wirtschaftlich tragbare Heizkraftkupplung erfordert daher einen genügend hohen spezifischen Anschlußwert λ, d. h. eine gewisse Mindestverbrauchdichte.

2. Die gewählte Geschwindigkeit des Dampfes und damit der zugelassene Druckabfall in der Dampfleitung ist auf die Anlagekosten des Netzes von erheblichem Einfluß. Ein großer Druckabfall führt zu

niedrigen Anlagekosten des Netzes, erfordert aber bei Einhaltung einer bestimmten Temperatur am Leitungsende einen entsprechend höheren Gegendruck im Heizkraftwerk, hat also eine Verkleinerung des Wärmegefälles und der Stromkennziffer σ zur Folge. Die Kosten der Warmwasserheizung liegen bei den hier zugrunde gelegten Verhältnissen höher. Sie ermöglicht jedoch die Ausnutzung eines größeren Wärmegefälles bei gleichem Turbineneintrittsdruck und bringt somit eine größere Stromkennziffer.

Diese einander entgegengerichteten Auswirkungen einer Änderung des Gegendruckes im Heizkraftwerk, und zwar höhere Erzeugungskosten bei niedrigeren Netzkosten bzw. umgekehrt, machen eine Auslegung des Heizkraftwerkes und des Netzes nach gemeinsamen übergeordneten Planungsgesichtspunkten notwendig, um die Entwurfsgrundlagen festzustellen, die die günstigste Gesamtlösung gewährleisten. Die Wahl des richtigen Gegendruckes im Heizkraftwerk ist eine der wichtigsten Aufgaben bei der Planung der Heizkraftkupplung.

Soviel über die grundsätzlichen Zusammenhänge, die bei der Untersuchung einer Heizkraftkupplung von Bedeutung sind, und über die sich auch der das Heizkraftwerk selbst planende Ingenieur im klaren sein muß, da sie dessen äußere Auslegung bestimmen und für die innere den Ausgangspunkt bilden. Nun noch einige Ausführungen über die innere Auslegung des Heizkraftwerkes, für die im großen und ganzen wieder grundsätzlich die auch bei Kondensationskraftwerken herausgestellten Gesichtspunkte anwendbar sind. Über die Wahl des Frischdampfdruckes wurden bereits auf S. 258 einige Bemerkungen gemacht. Die Wärmeschaltung von Heizkraftwerken bedarf jedoch noch einer näheren Erörterung. In Abb. 188 sind verschiedene Schaltbilder von Heizkraftwerken wiedergegeben. Die obere Reihe betrifft Werke, die an Wohnviertel Wärme abgeben, die untere Reihe solche, die wärmeverbrauchende Industriebetriebe versorgen. Das Schema a zeigt die Schaltung eines Heizkraftwerkes mit angeschlossener Dampf- und Warmwasserheizung. Bei den übrigen Fällen ist lediglich Dampfheizung, jedoch teilweise mit zwei Druckstufen vorgesehen. Kommt nur ein Teil des Kondensates zurück, wie dies im Schema d der Fall ist, so wird vielfach eine Dampfumformeranlage verwendet, um den Kondensatkreislauf im Hochdruckbetrieb von dem Heizungskreislauf zu trennen und die Kessel mit Kondensat speisen zu können. Die Schaltbilder a und c zeigen die Einschaltung von Warmwasserspeichern, um Heizspitzen decken und den verschiedenen Verlauf von Strom- und Wärmebelastung in gewissen Grenzen ausgleichen zu können.

Bei Heizkraftwerken für die Versorgung von Wohnvierteln ist, wie die Abb. 182 zeigte, an nicht sehr kalten Tagen die Nachtbelastung außerordentlich gering. Dies gilt teilweise auch für die Sommermonate (Warmwasserversorgung). Da die Gegendruckturbinen bei diesen kleinen

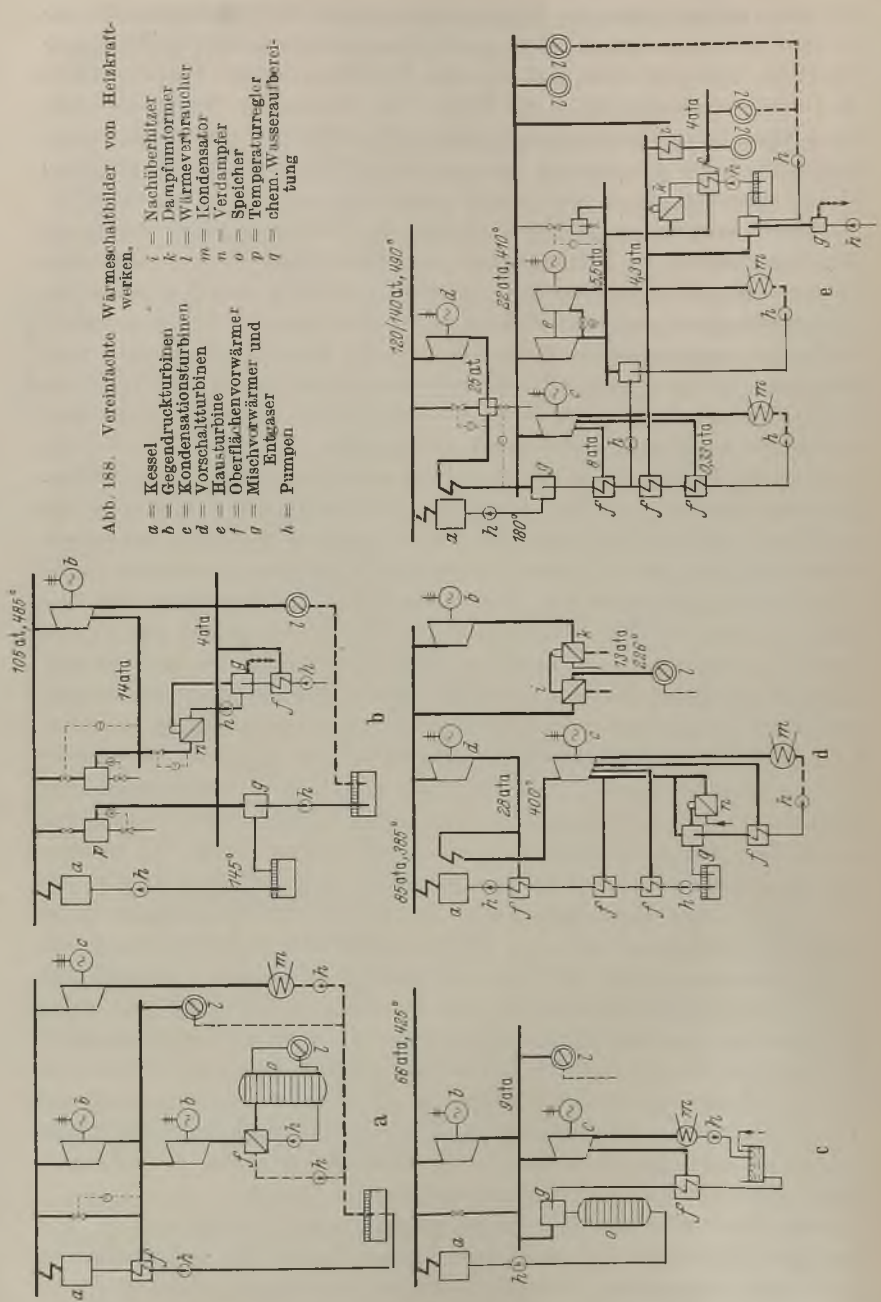


Abb. 188. Vereinfachte Wärmeschaltbilder von Heizkraftwerken.

a = Kessel
b = Gegendruckturbinen
c = Kondensationsturbinen
d = Vorschaltturbinen
e = Haus-turbine
f = Oberflächenvorwärmer
g = Mischvorwärmer und Entgaser
h = Pumpen
i = Nachüberhitzer
k = Dampfumformer
l = Wärmeverbraucher
m = Kondensator
n = Verdampfer
o = Speicher
p = Temperaturregler
q = chem. Wasseraufbereitung

Belastungen mit sehr schlechtem Wirkungsgrad arbeiten würden, so versorgt man das Heiznetz mit gedrosseltem Frischdampf oder man stellt für diesen Fall, wie dies bei Entwürfen vorgesehen wurde, eine besondere Turbine entsprechend kleiner Leistung für Schwachlastbetrieb auf. In allen in Abb. 188 dargestellten Fällen ist mit dem Gegendruckbetrieb ein Kondensationsbetrieb vereinigt. Da im allgemeinen besonders bei Heizkraftwerken für die Wärmeversorgung von Wohnvierteln die Wärme- und Stromspitze zeitlich nicht zusammenfallen, bzw. die erstere durch besondere Maßnahmen, wie weiter unten gezeigt, gemildert oder verlagert werden kann, so ergibt diese Kombination von Gegendruck- und Kondensationsbetrieb eine bessere Ausnutzung der installierten Kessel- und gemeinsamen Vorschaltmaschinenleistung. Heizkraftkupplungen, die an und für sich wirtschaftlich nicht tragbar sind, können durch diese Kombination, die eine sehr billige Erzeugung im Kondensationsteil gestattet, ihre Berechtigung finden, da außerdem manche Einrichtungen gemeinsam sind und auch die Betriebskosten, auf den Kondensationsteil bezogen, niedriger werden müssen.

In Abb. 189 sind Schaltungen von Heizkraftwerken dargestellt, die neben dem Gegendruckbetrieb noch einen Kondensationsbetrieb aufweisen. Die linke Schaltung gilt für ein Werk mit Dampfabgabe, die rechte für ein solches mit Warmwasserabgabe. In beiden Fällen sind Speicher vorgesehen, im ersten Falle ein Dampfgefällespeicher, der vom Mitteldruck auf den Heizdampfdruck arbeitet, im zweiten Fall ein Heißwasserverdrängungsspeicher, der zwischen Vor- und Rücklauf der Fernheizung eingeschaltet ist. Das Wärmegefälle ist auf eine gemeinsame Vorschaltmaschine und je einen Nachschaltteil für Gegendruck- und Kondensationsbetrieb aufgeteilt, wodurch ein großes Schluckvermögen und damit ein besserer Wirkungsgrad des Hochdruckteiles erreicht wird. Der dem Kondensationsteil zugeleitete Dampf wird in diesem Beispiel mit kondensierendem Frischdampf überhitzt. In der Abb. 189 sind die Dampfmengen in den einzelnen Strängen der Schaltung sowie die für Kondensations- und Gegendruckbetrieb interessierenden Daten angegeben. Die Zahlen zeigen, daß im linken Falle je nicht für den Gegendruckbetrieb benötigte Tonne Kesseldampf im Kondensationsbetrieb 75 kWh zusätzlich erzeugt werden können, das ist eine Leistungssteigerung um rd. 60 %. Im rechten Falle beträgt die Leistungssteigerung 48 kWh/t, das sind knapp 32 %.

Man kann nun die Speicher in der Weise einsetzen, daß zur Zeit der Lichtspitze die Heizung aus dem Speicher beliefert und der dafür frei werdende Kesseldampf im Kondensationsbetrieb verarbeitet wird. Welche Speicherinhalte notwendig sind, zeigen die Zahlen der Tabelle. Bei Vergleich von Dampf- und Warmwasserspeicher ist zu beachten, daß ersterer in dem Beispiel für 16 ata gebaut werden muß, letzterer

dagegen als druckloser Behälter ausgelegt werden kann. Je höher der Gegendruck für die Heizung ist, um so größer ist die Leistungssteigerung im Kondensationsbetrieb, um so höher auch die Speicherfähigkeit. Man sieht daraus, daß diese Kombination von Gegendruck- und Konden-

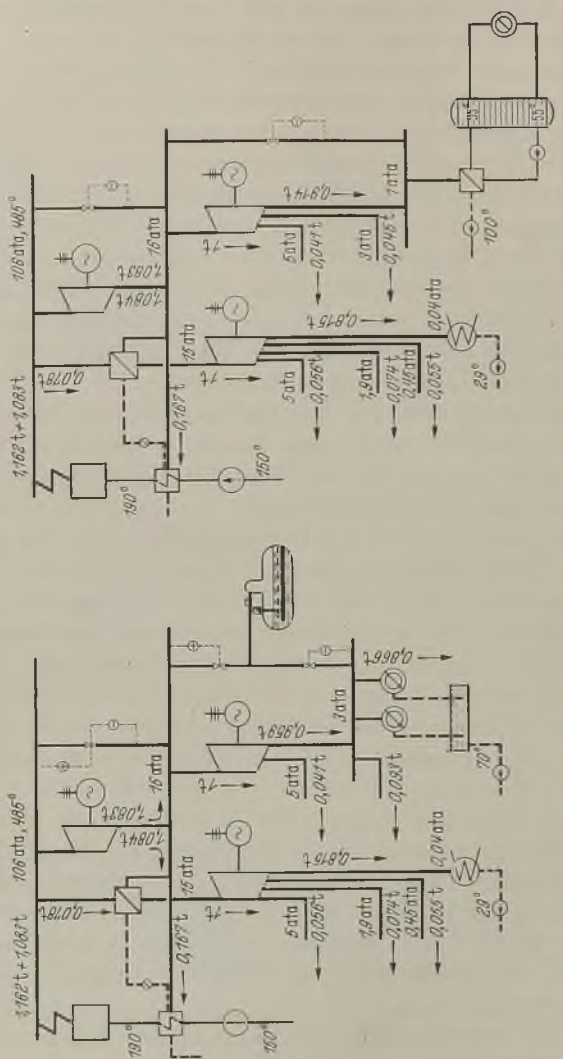


Abb. 189. Vergleich von Heizkraftwerken mit angeschlossenem Kondensationsbetrieb mit Dampf oder Warmwasserabgabe.

Dampfmenge:	1,162 t	1,083 t	1,062 t	1,063 t
Nutzenergie:	232 kWh	135 kWh	232 kWh	164 kWh
Wärmeabgabe:	—	$0,495 \cdot 10^6$ kcal	—	$0,465 \cdot 10^6$ kcal
Energieausbeute:	199 kWh/t	124 kWh/t	199 kWh/t	151 kWh/t
Wärmeausbeute:	—	$0,457 \cdot 10^6$ kcal/t	—	$0,428 \cdot 10^6$ kcal/t
Stromkennzahl:	—	272 kWh/10^6 kcal	—	353 kWh/10^6 kcal
Speicherfähigkeit:	—	10,6 kWh/m³ Speicherinhalt	—	4,2 kWh/m³ (bei Einschaltung eines Gefällspeichers zwischen 16/1 ata 0,5 kWh/m³)

sationsbetrieb die schlechtere Wirtschaftlichkeit des Kraftwerksbetriebes bei niedrigen Stromkennziffern wieder teilweise ausgleicht und die Wahl des höheren Druckabfalls in der Heizleitung zwecks Erzielung von kleineren Übertragungskosten unterstützt.

In Abb. 190 ist noch die Einsatzweise eines solchen kombinierten Betriebes angedeutet. Das Schaubild zeigt sowohl ein Tagesdiagramm der elektrischen (*1*), als auch der Wärmebelastung (*2*). Ferner enthält das Diagramm die im Gegendruckbetrieb anfallende Leistung (*3*) und als Differenz zwischen den Linien *3* und *4* die aus der nicht für den Gegendruck benötigten, jedoch der höchsten Heizdampfabgabe entsprechenden Kesselleistung anfallende Kondensationsleistung. Daß im Kraftwerk noch weitere Kondensationsleistung mit entsprechender Kesselleistung aufgestellt ist, die nach einem zweckentsprechenden Fahrplan eingesetzt wird, ist hier außer acht gelassen. Zur Zeit der Abendspitze könnte also aus der für den Gegendruckbetrieb ausgelegten Kesselleistung die Fläche *I* der Lichtspitze gedeckt werden, durch einen Dampfgefällespeicher noch zusätzlich die Fläche *II*. Der Dampfspeicher könnte in ähnlicher Weise auch in der Morgenspitze eingesetzt und in der Zwischenzeit wieder aufgeladen werden.

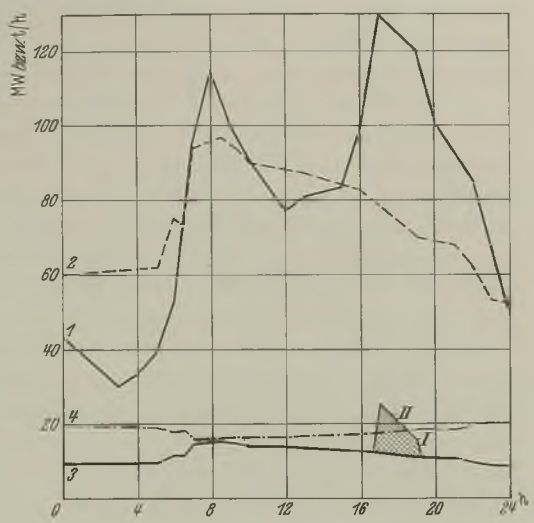


Abb. 190. Einsatz eines Heizkraftwerkes im Belastungsdiagramm.

Größere Heiznetze stellen selbst einen Speicher dar, der die Aufstellung eines besonderen Speichers weitgehend ersetzt und eine Ausgleichsmöglichkeit ohne zusätzliche Anlagekosten bietet. Durch geeignete Betriebsweise der Fernheizung durch Druck- bzw. Temperatursteigerung und -senkung im Fernheiznetz ist es möglich, zur Zeit der Lichtspitze Dampf für die Kondensationserzeugung bereitzustellen.

28. Die bauliche Gestaltung von Heizkraftwerken.

Wenn auch die für den Entwurf von Kondensationskraftwerken erörterten allgemeinen Gesichtspunkte ebenso wie für die vorhin behandelten Kraftwerke für Sonderzwecke grundsätzlich und sinngemäß auch auf Heizkraftwerke anwendbar sind, so müssen bei letzteren doch noch einige Gesichtspunkte beachtet werden, die sich aus den besonderen Bedingungen ableiten, die für Heizkraftwerke gelten. Diese Punkte lassen sich im wesentlichen wie folgt umreißen:

1. Bei Heizkraftwerken mit angegliedertem Kondensationsteil ist auf die Erweiterungsfähigkeit sowohl des Gegendruckteiles als auch des Kondensationsteiles Rücksicht zu nehmen.

2. Bei Heizkraftwerken, die in Wohnvierteln zur Errichtung gelangen, spielt die architektonische Gestaltung von Anfang an eine wichtige Rolle. Der planende Ingenieur muß hier in stärkerem Maße den künstlerischen Anforderungen Rechnung tragen und in engster Zusammenarbeit mit dem Architekten die Gesamtanordnung treffen.

3. Bei Heizkraftwerken in Wohnvierteln bedarf die Frage der Brennstoffzufuhr besonderer Aufmerksamkeit. Eine Lösung, die in dem Bestreben, jede Staub- und Transportbelästigung durch das Zubringen und Abladen der Kohle zu vermeiden, als weitgehender und extremer Fall zu bezeichnen ist, wurde bei einem ausländischen, mitten im Wohnviertel am Hang eines Berges gelegenen Heizkraftwerk verwirklicht. Die Kohle wird unterirdisch mittels Bahn durch einen Tunnel zugeführt und in einem Schacht mittels eines Becherwerkes hochgefördert.

4. Die Nähe von Wohnvierteln erfordert es, die Maßnahmen zur Herabsetzung der Flugaschebelästigung besonders sorgfältig durchzuführen. Hochwertige Entstaubungsanlagen und Feuerungsarten, die einen möglichst geringen Anteil von Flugasche aufweisen, sind in solchen Fällen dem baulichen Entwurf zugrunde zu legen.

5. Der bei der Heizdampflieferung in Industriebetrieben infolge direkter Kochprozesse entstehende Kondensatverlust macht im Heizkraftwerk die Errichtung von Zusatzwasseraufbereitungsanlagen notwendig, die oft ein Vielfaches an Leistung, als diejenigen in normalen Kondensationskraftwerken haben müssen. Abgesehen von mitunter verwendeten entsprechend umfangreichen chemischen Aufbereitungs- und Verdampferanlagen ist, wie im vorhergehenden Abschnitt erwähnt, vor allem bei Höchstdruckwerken der Dampfumformer (siehe auch Abb. 188), die heute in solchen Fällen am häufigsten verwendete Einrichtung, die es ermöglicht, den Heizkreislauf vom Kreislauf des Höchstdruckprozesses zu trennen und die Zusatzwasseraufbereitung auf die Heizdampfseite zu legen, die Höchstdruckkessel also mit Kondensat zu speisen.

Als Ausführungsbeispiel sei ein aus neuester Zeit stammender Entwurf eines Heizkraftwerkes gezeigt, das am Rande einer Großstadt in einer Industriegegend gelegen, für die Wärmeversorgung einer Reihe von neuen Industriebetrieben gedacht war. Die Abb. 191 zeigt Querschnitt und Grundriß des mit einem Kesseldruck von 125 at geplanten Werkes. Auch diese Anlage läßt grundsätzlich die bereits in Abb. 125 erläuterte Anordnung erkennen, bei der die stehenden Elektrofilter zwischen Kessel- und Maschinenhaus untergebracht und Saugzug und Schornstein darüber angeordnet sind. Bunker und Mühlen befinden sich an der Kesselhausaußenwand. Der Dampf wird zunächst in Gegendruck-

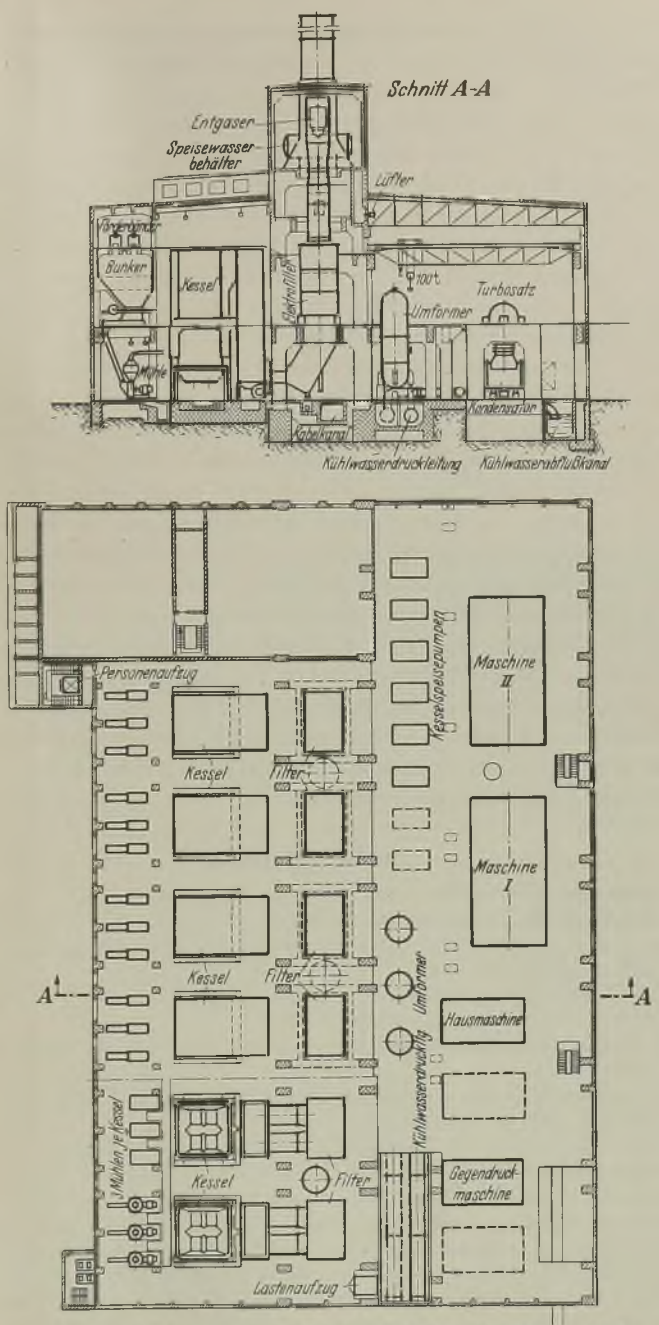


Abb. 191. Querschnitt und Grundriß eines Heizkraftwerkes, 125 at, 500° C.

turbinen auf den Druck des Hauptheiznetzes entspannt. Nach Zwischenüberhitzung wird der Dampf noch in Kondensationsturbinen, sowie in einer Hausturbine mit Kondensationsteil und einer Dampfentnahme für ein Niederdruckheiznetz geringer Belastung zur weiteren Arbeitsleistung verwertet. Im Maschinenhaus werden die Gegendruck- und Hausturbinen senkrecht zur Achse, die großen Kondensationsturbinen parallel zur Achse aufgestellt. Hier ist gewissermaßen schon die Trennung des Werkes zu erkennen. Würde sich die Heizkraftseite weiter entwickeln, so erweitert sich das Werk nach links, im anderen Falle nach rechts. Die Warte und die Eigenbedarfsschaltanlage sind am rechten Ende angeordnet, aber so vorgesehen, daß das Werk auf die doppelte Größe gebracht werden kann. Bei Weiterentwicklung der Kondensationsanlage würden die neu aufzustellenden Kessel rechts von der Warte untergebracht werden. Die für die Heizdampfabgabe erforderlichen Umformer sind ebenso wie die Speisepumpen innerhalb des Maschinenhauses untergebracht worden. Für Werke, die Heizdampf und Kondensationsenergie zu liefern haben, hat diese Anordnung insofern Vorteile, als man in der Lage ist, entweder die Vorschaltmaschinen oder die Kondensationsmaschinen einschließlich Vorschaltmaschinen zu erweitern, je nachdem, wie sich die Platzverhältnisse in der Zukunft gestalten.

Heizkraftwerke, die in Wohngegenden liegen, werden in ihrem inneren Aufbau ähnlich aussehen. Um sie der Umgebung anzupassen, wird man Wege gehen, die im Abschnitt 22 kurz skizziert wurden. Abgesehen von Fällen, in denen man zu einer Tarnung des Schornsteines greift, werden schornsteinlose Kraftwerke mit Ein- oder Eineinhalbzugkesseln bevorzugt werden.

Schrifttum.

1. Lupberger: Das Kraftwerk Port Washington. Mitt. Ver. Großkesselbes. Nr. 60 S. 296.
2. Tröger: Die Wirtschaftlichkeit des Großkraftwerkes Klingenberg. Z. VDI Bd. 72 (1928).
3. Musil: Die Wirtschaftlichkeit der Energiespeicherung für Elektrizitätswerke. Berlin: Springer 1930.
4. — Arbeitshilfen bei Dampfkraftprojekten. Arch. Wärmewirtsch. Bd. 14 (1933) S. 211.
5. — Zur Frage der wirtschaftlichen Ausbaugröße von Dampfkraftwerken. Elektr.-Wirtsch. Bd. 38 (1939) S. 471.
6. — Zur Standortfrage von großen Dampfkraftwerken in Verbundnetzen. Elektr.-Wirtsch. Bd. 39 (1940) S. 272.
7. Fitzner: Im neuen Ostraum. Berl. Börsenztg. Nr. 165 v. 9. IV. 1940.
8. Parsons & Dowson: The Use in Power Stations of Steam Turbines having, with their Auxiliaries Large Overload Capacities. Gesamtbericht II, Weltkraftkonfer. Berlin 1930, Bd. 5 Bericht Nr. 83 S. 187.
9. Musil: Bereitschaftshaltung in der Elektrizitätsversorgung. Z. VDI Bd. 83 (1935) S. 645.

10. Melan: Die Anwendung des Gleitdruckbetriebes. VDE Fachberichte (8), 1936.
11. Laupichler: Günstigste Anzapfdrücke der verlustlosen Dampfturbine bei Dampfentnahme aus beliebig vielen Anzapfstufen zur Vorwärmung des Speisewassers. Arch. Wärmewirtsch. 1926 S. 139.
12. Kinkeldei: Die Wahl des geeigneten Druckes bei der Anzapfdampfvorwärmung. Wärme 1934 S. 433.
13. Kaißling: Die Wahl des geeigneten Druckes bei der Anzapfdampfvorwärmung. Wärme 1934 S. 510.
14. Rau: Über Verluste bei der Regenerativvorwärmung von Speisewasser. Arch. Wärmewirtsch. 17 (1936) Heft 12.
15. Schaff: Die Theorie der Speisewasservorwärmung. AEG-Mitt., Beilage „Das Kraftwerk" 1938 Heft 1, S. 14.
16. Goerke: Speisewasservorwärmung durch Anzapfdampf in Kondensationskraftwerken. Arch. Wärmewirtsch. 20 (1939) S. 59.
17. Witte: Untersuchungen über Wirkungsgrade von Vorschaltturbinen. Z. VDI Jg. 38 (1939) S. 1095.
18. Stender: Schaltbilder im Wärmekraftbetrieb. Berlin: VDI-Verlag 1928.
19. Kaißling u. Kahlert: Der Einfluß von Zwischenüberhitzung und Anzapfvorwärmung auf den Entwurf großer Kondensations-Dampfkraftwerke. Wärme Jg. 63 (1939) S. 269.
20. Schaff: Die Zwischenüberhitzung. Arch. Wärmewirtsch. Bd. 19 (1938) S. 133.
21. Kaißling: Die wirtschaftliche Grenze für die Höhe des Dampfdruckes bei Kondensations-Kraftwerken. Arch. Wärmewirtsch. Bd. 20 (1939) S. 225.
22. Arnold: Betrachtungen über Zwischenüberhitzung und Speisewasservorwärmung durch Entnahmedampf bei Hochdruckanlagen. Würzburg 1934.
23. Kaißling: Eisensparende Bauweise im Kraftwerksbetrieb. Elektr.-Wirtsch. Bd. 38 (1939) S. 129.
24. Forner: Die Bewertung der Güte von Kondensations-Dampfturbinen. Z. VDI Bd. 84 (1940) S. 457.
25. Melan: Der Wirkungsgrad von Dampfturbinen. Arch. Wärmewirtsch. Bd. 8 (1927) S. 309.
26. — Erosion von ND-Dampfturbinenschaufeln. Arch. Wärmewirtsch. Bd. 21 (1940) S. 199.
27. Kaißling: Der wirtschaftliche Druckverlust in Überhitzern und Rohrleitungen bei verschiedenen Dampfdrücken. Wärme Bd. 60 (1937) S. 42.
28. Engel: Versuchsergebnisse an einem Schmidt-Höchstdruckkessel. Wärme Bd. 61 (1938) S. 647.
29. Gleichmann: Grenzen der Wärmeausnutzung in Dampfkraftanlagen. (Kritische Auszüge aus amerikanischen Arbeiten.) Arch. Wärmewirtsch. Bd. 7 (1926) S. 60.
30. Stender: Der thermische Nutzen der Zwischenüberhitzung. Arch. Wärmewirtsch. Bd. 20 (1939) S. 101.
31. Beck: Rauchgas-Zwischenüberhitzung. Wärme Bd. 61 (1938) S. 765.
32. Quack: Entwicklung der Höchstdruckkessel in Deutschland in den letzten 5 Jahren. Wärme Jg. 59 (1936) S. 695.
33. Quack u. Kaißling: Der Schmidt-Hartmann-Kessel im Betrieb. Z. VDI Bd. 83 (1939) S. 45.
34. Pearce: Forty Years' Development in Mechanical Engineering Plant For Power Stations. Engineering Bd. 149 (1940) S. 263, 317, 397, 423.
35. Stender: Berücksichtigung der Verminderung der Abdampffeuchtigkeit durch die Zwischenüberhitzung bei Betrachtungen über den Nutzen und den zu wählenden Druck der Zwischenüberhitzung. Wärme Jg. 62 (1939) S. 450.

36. Kaißling u. Roggendorf: Der Eigenbedarf beim Dampfkraftwerk im Rahmen des gesamten Entwurfs. Elektrotechn. Z. Jg. 61 (1940) S. 437.
37. Forner: Theoretische Grundlagen der Speisewasservorwärmung durch Anzapfdampf. Herausgegeben von der WEV.
38. Arbeitsgemeinschaft Deutscher Kraft- und Wärmeingenieure: Eignung von Rohrleitungen im Kraft- und Wärmebetrieb. VDI-Verlag 1938.
39. Goerke: Bestrebungen im heutigen Dampfkraftwerksbau. Z. VDI Bd. 82 (1938) S. 389.
40. Laurick: Die wirtschaftliche Größe der Maschinen- und Kesseleinheiten in öffentlichen Elektrizitätswerken. Doktordissertation TH Hannover 1930.
41. Schult: Dampf- oder elektrischer Antrieb der Eigenbedarfsanlagen großer Dampfkraftwerke. Elektrotechn. Z. Jg. 52 (1931) S. 1109.
42. Ellrich: Der Eigenbedarf von Dampfkesselanlagen. Mitt. Ver. Großkesselbes. Bd. 73 (1939) S. 196.
43. Musil: Auswirkung der technischen Entwicklung auf die Gesamtplanung von Kraftwerken. Arch. Wärmewirtsch. Bd. 18 (1937) S. 69.
44. Queisser: Die Grundlagen der Energieversorgung des Eigenbedarfes. Arch. Wärmewirtsch. Bd. 20 (1939) S. 129.
45. Kaißling-Roggendorf: Der Eigenbedarf beim Dampfkraftwerk im Rahmen der Gesamtentwürfe. Elektrotechn. Z. Jg. 61 (1940) S. 437.
46. Schult: Bedeutung der Eigenversorgung im Rahmen der Gesamtplanung von Dampfkraftwerken. Elektr.-Wirtsch. Bd. 36 (1937) S. 292.
47. Andritzky: Wirtschaftlichkeit des Hilfsmaschinenantriebes durch Dampfturbinen oder elektrische Motoren. Elektrotechn. Z. Jg. 38 (1939) S. 135.
48. Philippi: Planung von Eigenbedarfsanlagen im Kraftwerksbetrieb. Elektrotechn. Z. Jg. 37 (1938) S. 394.
49. Fehst: Dampfangetriebene Kesselspeisepumpen im Wärmekreislauf von Höchstdruckanlagen. Arch. Wärmewirtsch. Bd. 20 (1939) S. 329.
50. Klingenberg: Bau großer Elektrizitätswerke. Berlin: Springer 1924.
51. Wellmann: Neue Gesichtspunkte für die Einrichtungen der Betriebsüberwachung von Kraftwerken. VDE Fachberichte Bd. 39 S. 150.
52. Schubert: Planungsgrundlagen für Rauchgasentstauber. Berlin: Francksche Verlagsbuchhandlung, 1940
53. Gies: Sichtwirkung der Rauchgase und Grundsätzliches über den Entstaubungsgrad mechanischer und elektrischer Rauchgasreiniger. Braunkohle 1940 Heft 8, S. 52.
54. Musil: Wärmekraftwerke als Ergänzungs- und Reservewerke in Netzen mit Wasserkraftversorgung. Elektrotechn. Z. 1933, S. 963.
55. Nölle: Sparschaltung für Dampfkessel in Schnellbereitschaft. Wärme Bd. 56 (1933) S. 421.
56. Münzinger: Die Aussichten von Zwangslaufkesseln. Berlin: Springer 1935.
57. Lulofs: Die Dampfspeicheranlage in Amsterdam. Elektr.-Verwertg. Bd. 11 (1936/37) S. 34.
58. Schulz: Öffentliche Heizkraftwerke und Elektrizitätswirtschaft in Städten. Berlin: Springer 1933.
59. Goerke: Jahresbericht 1936 der Fernheizwerke. Elektr.-Wirtsch. Bd. 36 (1937) S. 552.
60. Wellmann: Städteheizung. Z. VDI Bd. 79 (1935) S. 763.

Druck von C. G. Röder, Leipzig.

Ausgeführte Krafthausentwürfe.

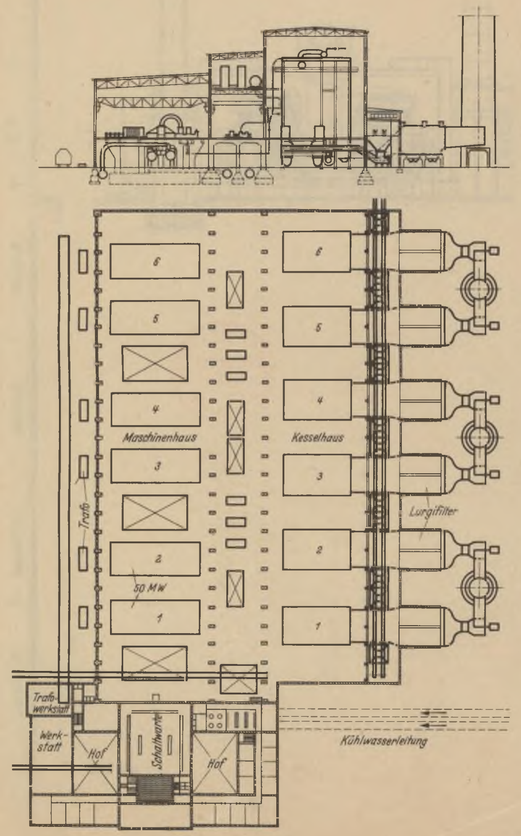


Abb. 123

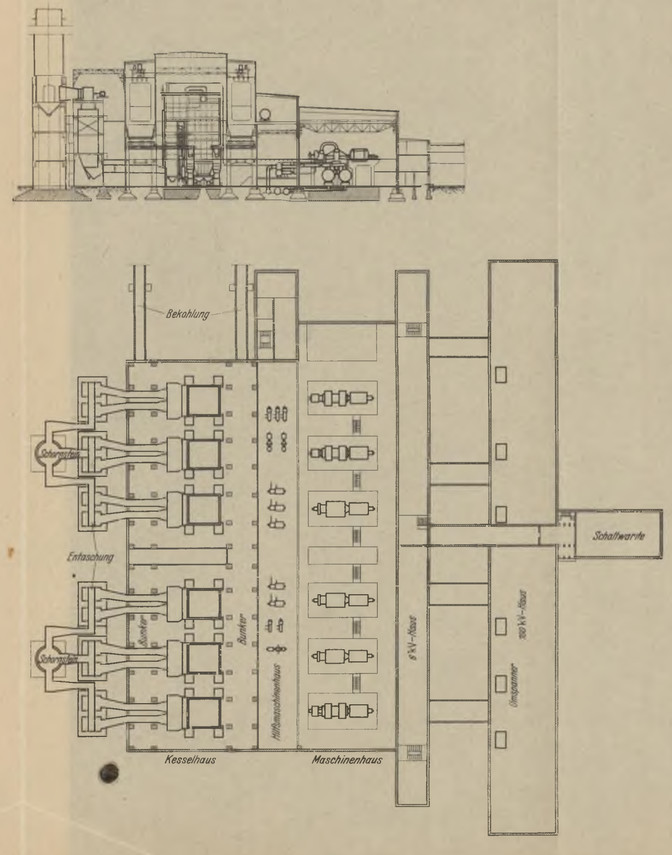


Abb. 124

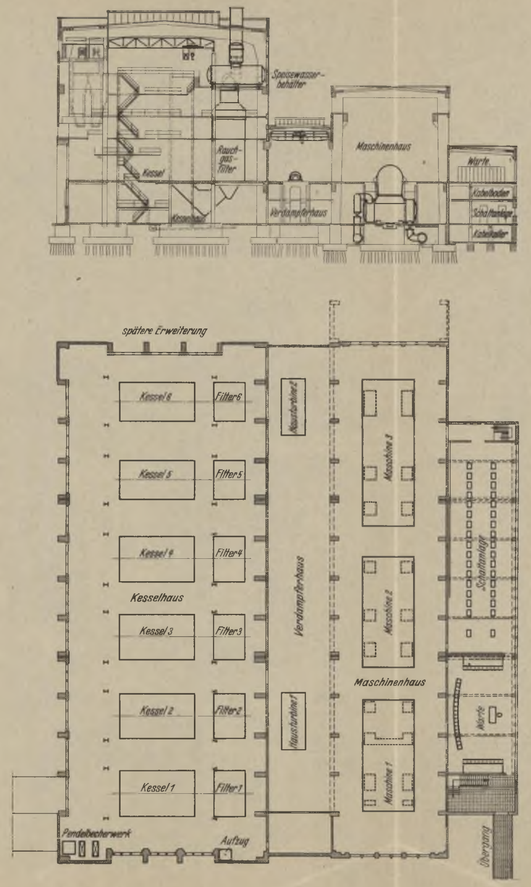


Abb. 125

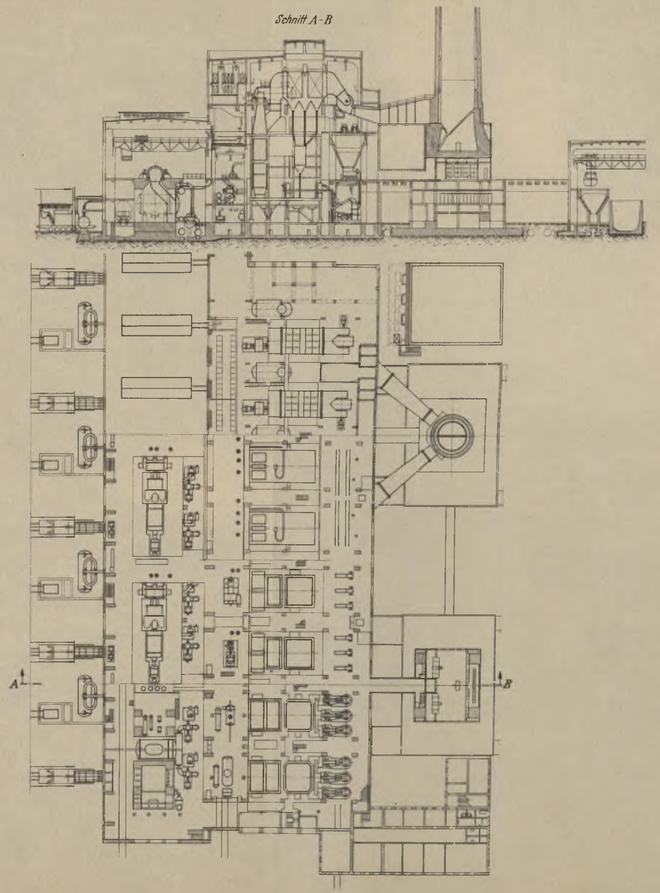


Abb. 126

Springer-Verlag in Berlin.

Ausgeführte Krafthausentwürfe.

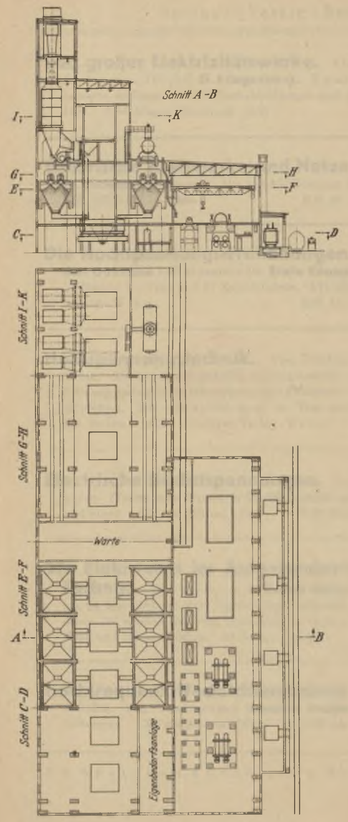


Abb. 127

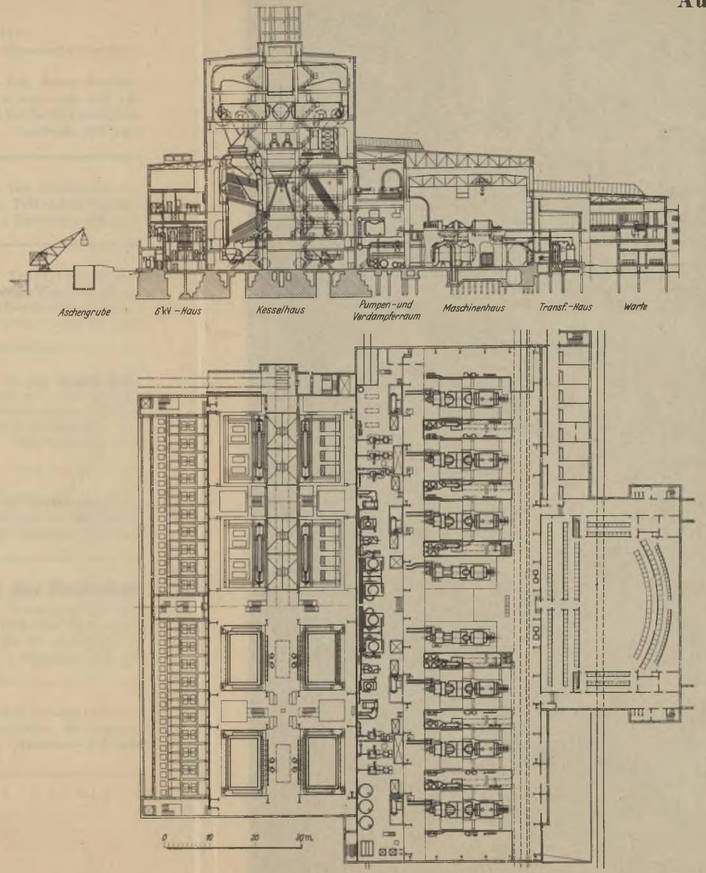


Abb. 128

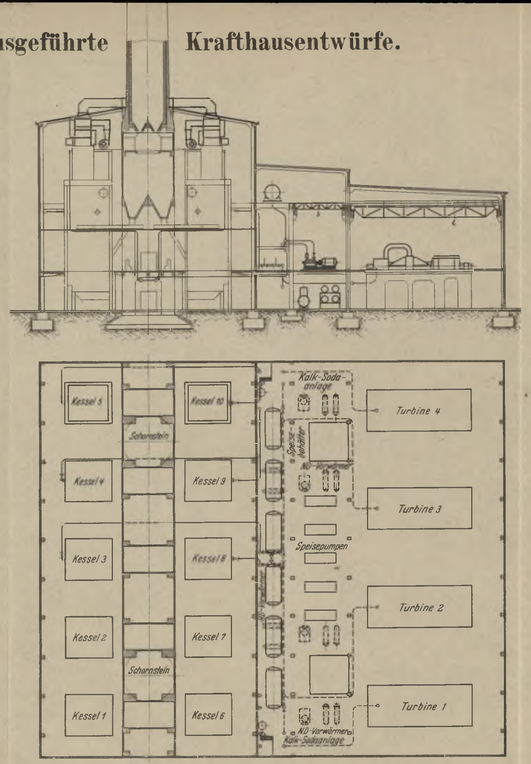


Abb. 129

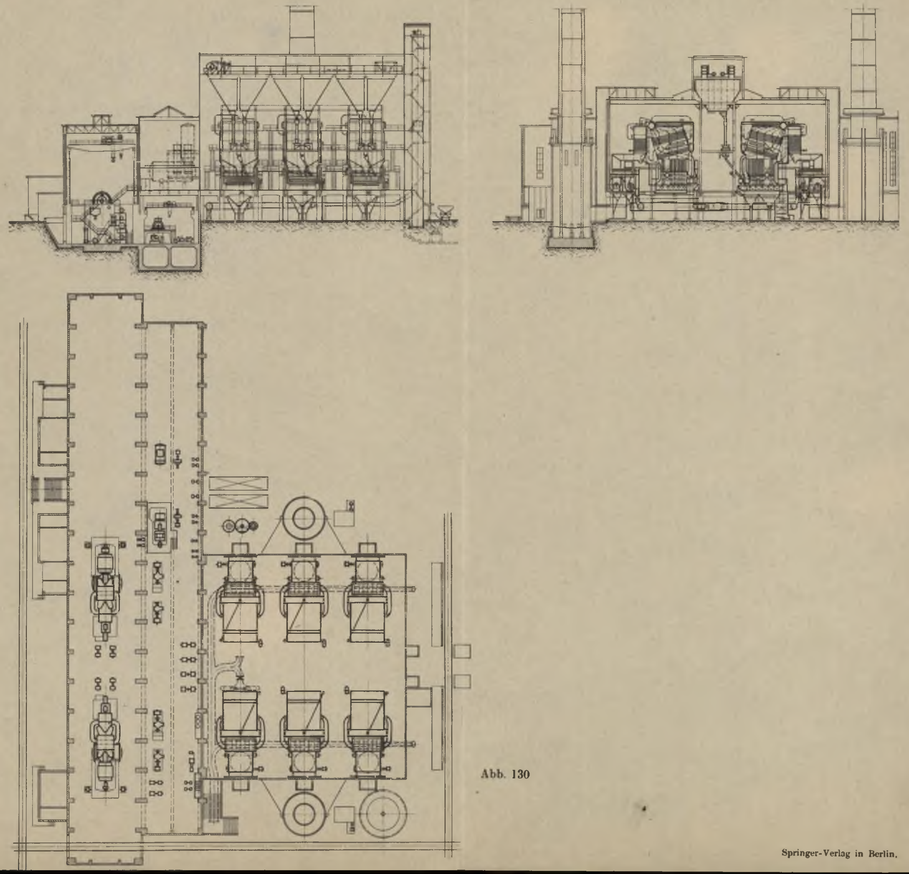


Abb. 130

Springer-Verlag in Berlin.

Bau großer Elektrizitätswerke. Von Geh. Baurat Professor Dr.-Ing. h. c., Dr. phil. **G. Klingenberg.** Zweite, vermehrte und verbesserte Auflage. Mit 770 Textabbildungen und 13 Tafeln. VIII, 608 Seiten. 1924. Berichtigter Neudruck 1926. Ganzleinen RM 40.50

Elektrische Kraftwerke und Netze. Von Professor Dr.-Ing. **Th. Buchhold,** Darmstadt. Mit 518 Abbildungen im Text und 20 Tabellen. VII, 430 Seiten. 1938. RM 33.– ; Ganzleinen RM 35.—

Die Hochspannungs-Freileitungen. Von Professor Dr.-Ing. **Karl Girkmann** und Ingenieur Dr. **Erwin Königshofer,** Wien. Mit 493 Abbildungen im Text und 67 Zahlentafeln. XII, 504 Seiten. 1938. (Springer-Verlag-Wien.) RM 45.—; Ganzleinen RM 46.80

Hochspannungstechnik. Von Direktor Dr.-Ing. **Arnold Roth,** Aarau. Zweite, vollständig neubearbeitete und vermehrte Auflage. Herausgegeben unter Mitwirkung von Professor Alfred Imhof, Zürich-Altstetten. Mit 606 Abbildungen im Text sowie 79 Zahlentafeln. IX, 624 Seiten. 1938. (Springer-Verlag-Wien.) Ganzleinen RM 39.—

Elektrische Höchstspannungen. Von Dr. **A. Bouwers,** Eindhoven. (Technische Physik in Einzeldarstellungen, Band I.) Mit 239 Abbildungen. IX, 333 Seiten. 1939. RM 29.40; Ganzleinen RM 31.20

Die Elektrizität im Aufgabenkreis der Deutschen Technik. Von Dr.-Ing. e. h. **Rudolf Bingel.** Festvortrag, gehalten am 24. Mai 1938 auf der Tagung des Verbandes Deutscher Elektrotechniker im großen Saal des Gürzenich zu Köln. Mit 33 Abbildungen im Text und einem Bildnis. 90 Seiten. 1938. Ganzleinen RM 2.70

Hochfrequenz-Nachrichtentechnik für Elektrizitätswerke. Von Oberingenieur **Gerhard Dreßler,** Berlin. Mit 159 Abbildungen. IX, 206 Seiten. 1941. RM 18.—; Ganzleinen RM 19.80

Zu beziehen durch jede Buchhandlung

§ 21,-
60,06

Öffentliche Heizkraftwerke und Elektrizitätswirtschaft in Städten. Von Dr.-Ing. **E. Schulz**, Berliner Städtische Elektrizitätswerke A.-G. Mit 171 Textabbildungen. VII, 209 Seiten. 1933. Ganzleinen RM 28.50

Die elektrische Kraftübertragung. Von Oberbaurat Dipl.-Ing. **Herbert Kyser.** Dritte, vollständig umgearbeitete und erweiterte Auflage.

Erster Band: **Die Motoren, Umformer und Transformatoren.** Ihre Arbeitsweise, Schaltung, Anwendung und Ausführung. Mit 440 Abbildungen, 33 Zahlentafeln, 7 einfarbigen und einer mehrfarbigen Tafel. X, 544 Seiten. 1930. Ganzleinen RM 32.40

Zweiter Band: **Die Niederspannungs- und Hochspannungs-Leitungsanlagen.** Entwurf, Berechnung, elektrische und mechanische Ausführung. Mit 395 Abbildungen und 55 Zahlentafeln. X, 490 Seiten. 1932. Ganzleinen RM 34.—

Dritter Band: **Bau und Betrieb des Kraftwerkes.**
Erster Teil: Die maschinellen Einrichtungen für Dampf, Rohöl, Gas und Wasser, Vorarbeiten, Entwurfsgestaltung und Betriebsführung. Mit 380 Abbildungen und 50 Zahlentafeln. VIII, 573 Seiten. 1936. Ganzleinen RM 45.—
Zweiter Teil: Die elektrische Ausgestaltung des Kraftwerkes und der Übertragung, Stromerzeugung, Schalt- und Sicherungsanlagen für Kraftwerk und Netz, Entwurfsgestaltung, Betrieb und Wirtschaftlichkeit. Mit 486 Abbildungen, 51 Zahlentafeln und 32 Beispielen. VIII, 616 Seiten. 1940. Ganzleinen RM 57.—

Stabilität elektrischer Drehstrom-Kraftübertragungen. Von Dipl.-Ing. **Andreas Timascheff,** Berlin. Mit 290 Textabbildungen. VII, 222 Seiten. 1940. RM 27.—; Ganzleinen RM 28.80

Leichte Dampfantriebe an Land, zur See, in der Luft. Technisch-wirtschaftliche Untersuchung über die Aussichten von vorwiegend leichten Dampfantrieben in ortsfesten Kraftwerken, auf Landfahrzeugen, Seeschiffen und in der Luftfahrt. Von **Friedrich Münzinger** VDI. Zugleich zweite, vollständig umgearbeitete Auflage von „Die Aussichten von Zwanglaufkesseln". Mit 202 Abbildungen und 20 Zahlentafeln. VIII, 112 Seiten. 1937. RM 18.—; Ganzleinen RM 20.—

Dampfkraft. Berechnung und Bau von Wasserrohrkesseln und ihre Stellung in der Energieerzeugung. Ein Handbuch für den praktischen Gebrauch von Dr.-Ing. **Friedrich Münzinger** VDI. Zugleich zweite, neubearbeitete Auflage von „Berechnung und Verhalten von Wasserrohrkesseln". Mit 566 Abbildungen, 44 Rechenbeispielen und 41 Zahlentafeln im Text sowie 20 Kurventafeln in der Deckeltasche. VIII, 348 Seiten. 1933. Ganzleinen RM 40.—

Zu beziehen durch jede Buchhandlung

Politechniki Śląskiej
nr inw.: 102 - 132009
Dyr.1 132009