

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 79 (1961)
Heft: 27

Artikel: Die 115 MW-600 -Dampfturbine von Escher-Wyss in der Zentrale Baudour
Autor: Flatt, F.
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-65563>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. [Mehr erfahren](#)

Conditions d'utilisation

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. [En savoir plus](#)

Terms of use

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. [Find out more](#)

Download PDF: 27.01.2026

ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, <https://www.e-periodica.ch>

Städtebauliche Probleme der Nationalstrassenführung

DK 711.7

An seiner Generalversammlung vom 9. und 10. Juni 1961 in Neuenburg hat sich der Bund Schweizer Architekten (BSA) mit den städtebaulichen Fragen der National- und Expressstrassenführung befasst. Die Versammlung orientierte sich anhand der offiziellen Projekte und verschiedener Gegenvorschläge über die Folgen, die aus der Einführung der Expressstrassen in die grösseren Städte der Schweiz entstehen. Die anwesenden Architekten haben daraufhin einstimmig der folgenden Resolution zugestimmt:

1. Der Anschluss des Nationalstrassennetzes an die verschiedenen grösseren Städte in Form der sogenannten Expressstrassen stellt die gesamte Stadtplanung vor neue Aufgaben, die sich nicht überstürzt lösen lassen. Die Führung und Ausbildung der Expressstrassen wird weitgehend den Aufbau jeder Stadt sowie ihre zukünftige Entfaltung in der Region bestimmen. Die städtebauliche und wirtschaftliche Struktur einer Stadt sowie ihre Entwicklungsmöglichkeiten sind daher bei diesem Eingriff entscheidend in Rechnung zu stellen.

2. Das für die Schweiz gewählte Prinzip, die Nationalstrassen nicht als Umfahrungslinien auszubilden, sondern sie direkt in die Kernzone der wichtigeren Städte zu führen, wird den Eingriff in die heutige und zukünftige Struktur unserer Städte noch entscheidend verstärken. Neben dem gewaltigen Verkehrsvolumen, das damit in den Stadtkern hineingeführt wird, bringen auch die vier- bis sechsspurigen Strassenzüge mit ihren Anschlusswerken neue Dimensionen in den heutigen Masstab der Städte.

3. Es darf keineswegs erwartet werden, dass die Expressstrassen zugleich eine Lösung des innerstädtischen Verkehrs bringen. Bevor die Expressstrassenführung festgelegt wird, sollten deshalb das innerstädtische Verkehrsnetz abgeklärt, der Ausbau der öffentlichen Verkehrsmittel bestimmt und die Anschlussstellen zwischen Stadtnetz und Expressstrassen sowie die Parkierung gelöst werden.

4. Der Verkehr ist in jedem Falle ein Mittel zum Zweck und darf deshalb nicht allein die Zukunft unserer Städte bestimmen. Unsere Städte sind die Träger unserer Gemeinschaft und unserer Kultur. Gerade in der heutigen Zeit dürfen diese Elemente nicht dem technischen Primat untergeordnet werden. Es scheint, dass bei der gesamten Planung der Expressstrassen die städtebaulichen und architektonischen Gesichtspunkte gegenüber den rein verkehrstechnischen Belangen vernachlässigt worden sind.

5. Es besteht heute die grosse Gefahr, dass unter Berufung auf Zeitnot Sofortlösungen erzwungen werden. Diese versprechen zwar eine scheinbare Verbesserung heutiger Zustände, sie verbauen und verhindern aber eine zukünftige Stadtform, welche der Vielfalt aller menschlichen Bedürfnisse gerecht wird. Zur Entlastung der vielen vom Verkehr gestörten Dörfer und Kleinstädte soll dagegen mit dem Bau der Ueberlandstrecken sofort begonnen werden.

Der Bund Schweizer Architekten betrachtet es als seine Pflicht und Verantwortung, die geistigen und städtebaulichen Gesichtspunkte im heutigen Stadium der Planung geltend zu machen.

Die 115 MW-600°-Dampfturbine von Escher Wyss in der Zentrale Baudour

Von F. Flatt, dipl. Ing., Vizedirektor bei Escher Wyss AG., Zürich, und Mitarbeitern

DK 621.165

Schluss von S. 468

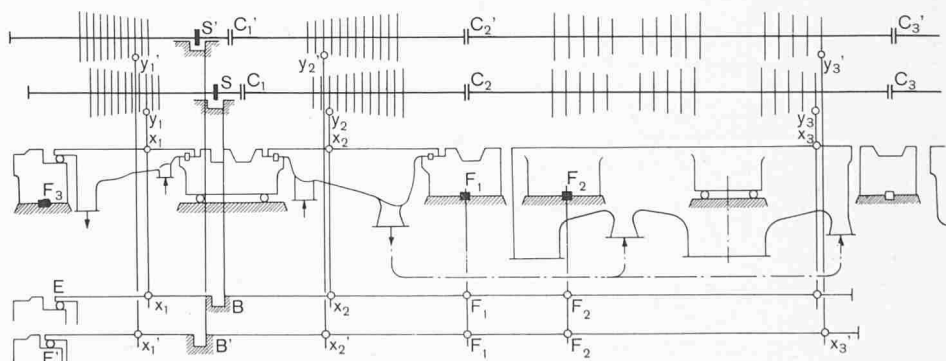
4. Die Ausbildung der Läufer

Der dreiflutige Niederdruck-Läufer hat eine Lagerdistanz von nahezu 7 m, was einen Wellendurchmesser von rd. 1 m bedingt. Deshalb ist es unmöglich, einzelne Laufäder auf die Welle aufzuschumpfen, wie dies bei Niederdruck-Läufern für zweiflutige 60 MW-Turbinen üblich ist. Dank den Fortschritten in den Stahlwerken ist es jedoch möglich geworden, auch den 36 t schweren Niederdruck-Läufer aus einem einzigen Schmiedestück herauszuarbeiten. Sorgfältige Kontrollen mittels Ultraschall und anderen Methoden ergaben eine einwandfreie Qualität des ganzen, sehr grossen Schmiedestückes. Die Rundlauf-Probe in warmem

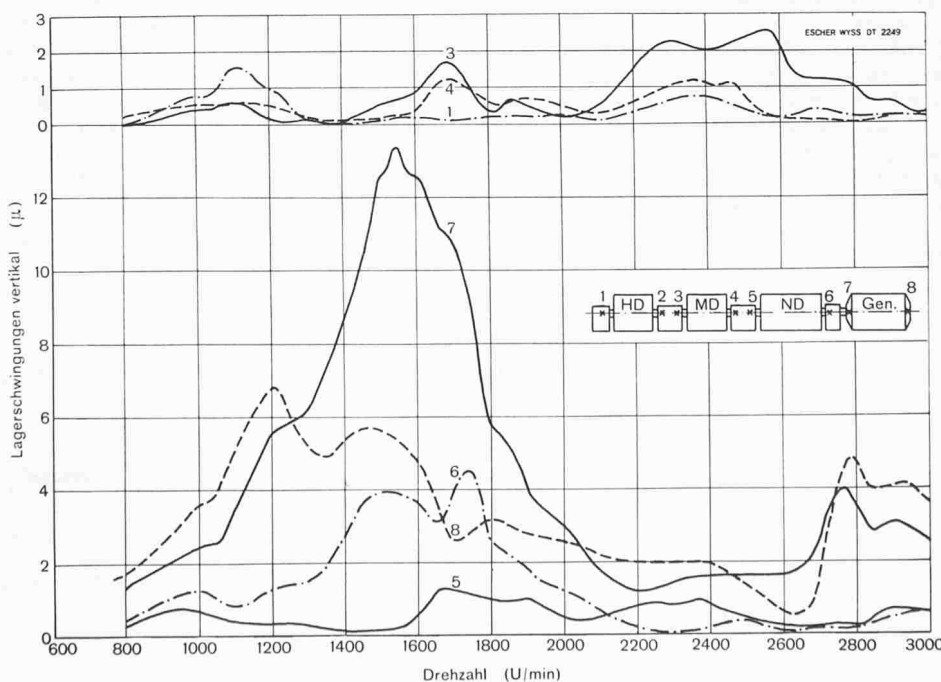
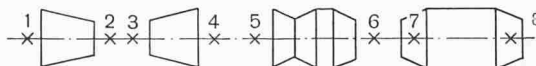
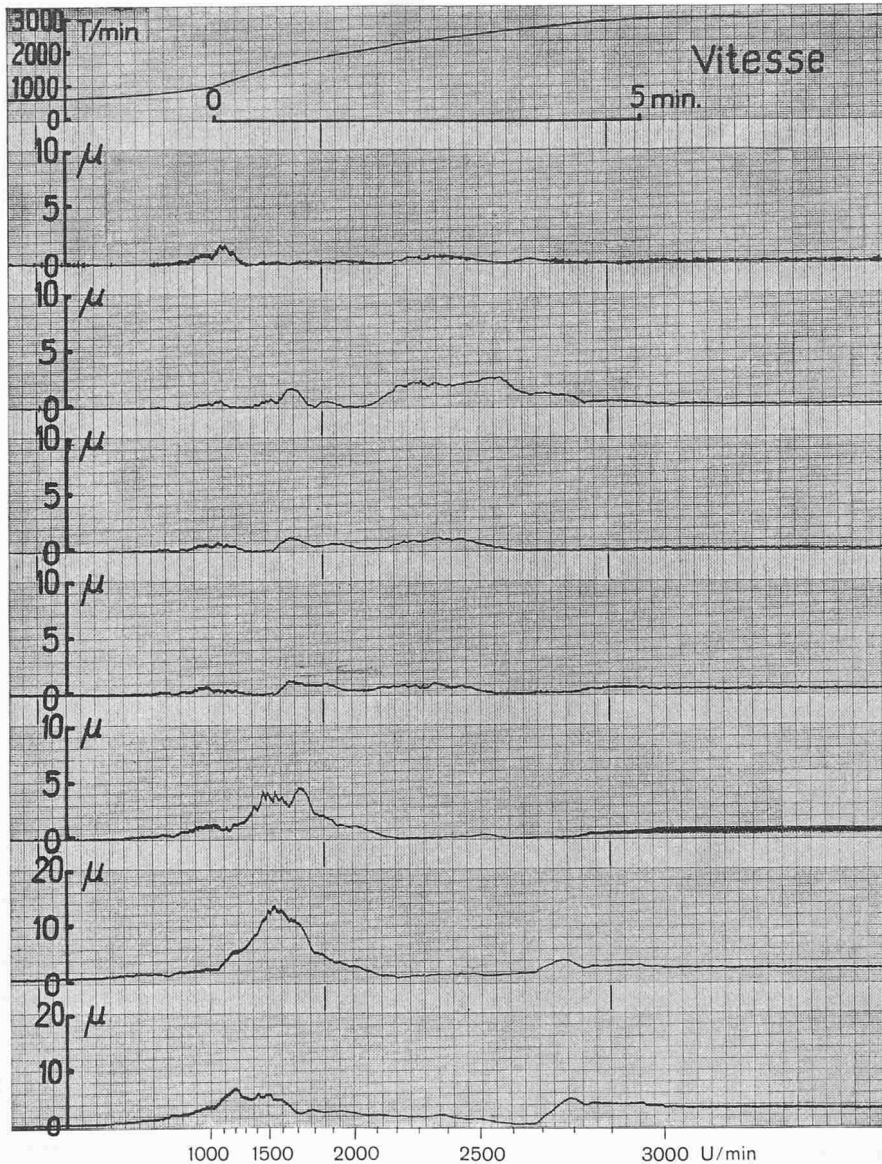
Zustand [8] erfolgte in gleicher Weise wie für die ebenfalls aus dem Vollen geschmiedeten Hochdruck- und Mitteldruck-Läufer.

Alle Rotoren, insbesondere der grosse dreiflutige Niederdruck-Läufer wurden mit grösster Sorgfalt dynamisch ausgewuchtet. Die hierzu verwendete neue Auswuchtmaschine erlaubt, auch bei einem so grossen Läufergewicht von 36 t selbst einen Fehler von nur 35 g am Radius von 500 mm festzustellen. Das Auswuchten dieses Läufers erfolgte in sieben Etappen, erstmals ohne Schaufelung und dann nach Einbau von je 2 bis 3 Schaufelreihen, so dass die Korrektur der Unwucht jeweils in der Nähe der neu eingebauten Schaufel-

Bild 15. Schematische Darstellung der Wärmedehnung einer Dampfturbine mit dreiflutigem Niederdruckteil. Oben: Dehnung der Rotoren, in der Mitte von links nach rechts: Hochdruck-, Mitteldruck- und Niederdruckgehäuse, unten: Dehnung der Gehäuse. Das Hochdruck-Gehäuse sowie der Zwischenlager-Bock mit dem Spurlager S folgen in axialer Richtung der Dehnung des Mitteldruck-Gehäuses. Da die Wärmedehnung vom Mitteldruck-Gehäuse und Mitteldruck-Rotor im Beharrungszustand praktisch gleich sind, behält der Niederdruck-Rotor C₂-C₃ im betriebswarmen Zustande seine Lage gegenüber dem Fixpunkt F₂ bei, wie auch gegenüber den zugehörigen Leiträdern



ESCHER WYSS 01 2243



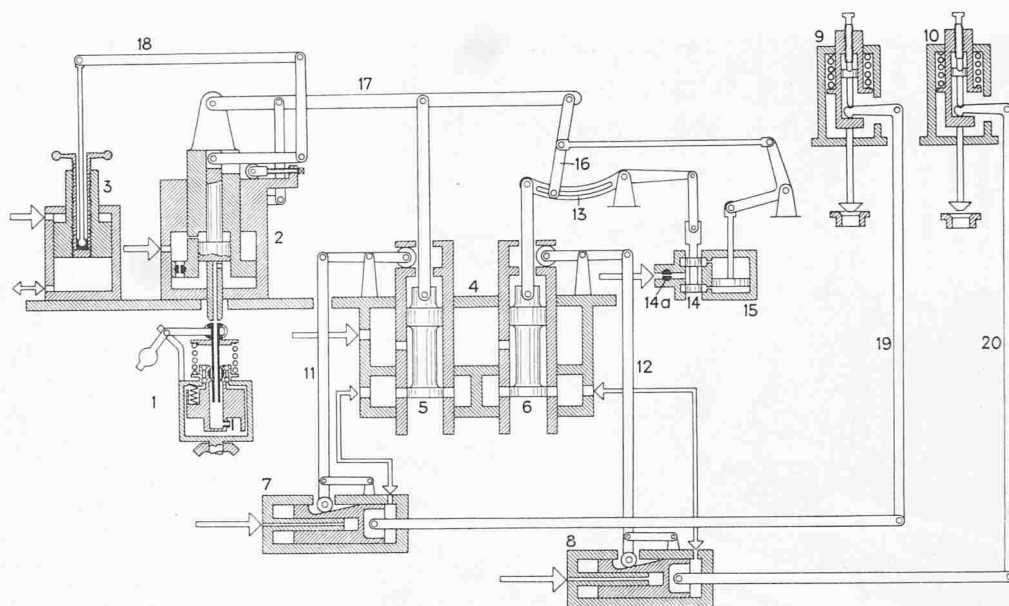
kränze erfolgen konnte. Auf diese Weise werden im Betrieb Biegemomente vermieden, die sich bei Korrektur von Wuchtfehlern in einer falschen Ebene ergeben würden.

Für die 115 MW-Turbine der Zentrale Baudour hat Escher Wyss auf Grund jahrzehntelanger Erfahrung wiederum Läufer mit sogenannten biegsamen Wellen verwendet, deren kritische Drehzahl unterhalb der Betriebsdrehzahl liegt. Die kleinen Wellendurchmesser biegsamer Läufer haben den Vorteil geringer Undichtheitsverluste in den Stopfbüchsen und Leitrad-Labyrinthen. Auch ist oberhalb der kritischen Drehzahl kein Krummwerden der Welle durch einseitige Erhitzung beim Anstreifen an den Labyrinthen zu befürchten, weil sich über der kritischen Drehzahl die Welle selbsttätig streckt. Bei allfälligem Anstreifen der biegsamen Welle unterhalb ihrer kritischen Drehzahl ist die Umfangsgeschwindigkeit in den Labyrinthen klein und somit die Gefahr zu starker Erwärmung infolge Reibung an den gefederten Labyrinthsegmenten erheblich geringer als bei starren Wellen und voller Drehzahl.

Die drei Läufer sind starr miteinander gekuppelt, wie dies bei Escher Wyss für Leistungen über 10 000 kW von jeher üblich war. Der Fixpunkt der Turbogruppe liegt im Niederdruck-Gehäuse. Der zwischen Hochdruck- und Mitteldruck-Turbine angeordnete Lagerblock mit dem eingebauten gemeinsamen Spurlager wird infolge Wärmedehnung der Mitteldruck-Turbine in axialer Richtung gegen die Hochdruck-Turbine verschoben. Dadurch bleiben die Axialspiele sowohl in der Mitteldruck- als auch in der Niederdruck-Turbine praktisch gleich gross wie im kalten Zustand (Bild 15) und werden selbst beim Anfahren und bei Lastwechsel nur wenig verändert. Das selbe gilt für die Hochdruck-Turbine, deren Gehäuse an der Dampfeintrittsseite am

Bild 16 (oben). Lagerschwingungen an der 115-MW-Turbogruppe im Kraftwerk Baudour beim 4. Anfahren am 25. Februar 1960, aufgenommen mit 8-Kanal-Oszillograph. Die oberste Kurve zeigt das Ansteigen der Drehzahl. Die einzelnen Kurven haben die gleichen Nummern wie die Messstellen im Schema unten. Bei voller Drehzahl wurden an den Turbinenlagern Schwingungen von nur 0,2 bis 0,7 μ , an den Generatorlagern von 2,5 μ gemessen. Selbst bei den kritischen Drehzahlen lagen die Schwingungen unterhalb 4,5 bzw. 14 μ

Bild 17 (links). Auswertung von Bild 16. Lagerschwingungen beim Anfahren einer 115-MW-Turbine in Funktion der Drehzahl. Bemerkenswert klein sind die Ausschläge an den Turbinenlagern beim Durchfahren der kritischen Drehzahlbereiche. 1 bis 8 Messstellen, bzw. Schwingungsausschläge an diesen Stellen



- 1 Drehzahlregler mit Beschleunigungs-Einrichtung
- 2 Kraftverstärker und Tourenverstellung
- 3 Servomotor zum Frischdampf-Druckregler
- 4 Steuerblock
- 5 Steuerkolben für Hochdruck-Regulierventile
- 6 Steuerkolben für Zwischen-dampf-Regulierventile
- 7 Servomotor zu den Hochdruck-Regulierventilen
- 8 Servomotor zu den Zwischen-dampf-Regulierventilen
- 9 Hochdruck-Regulierventile
- 10 Zwischendampf-Regulierventile
- 11 Rückführgestänge zu den Hochdruckregulier-Ventilen
- 12 Rückführgestänge zu den Zwischen-dampf-Regulierventilen
- 13 Kulissee
- 14 Vorsteuerung zu Servomotor 15
- 15 Servomotor zur Verstellung der Zuordnung von Frischdampf-Ventilhüben zu Zwischen-dampf-Regulierventil-Hub entsprechend der Belastung der Maschine
- 16 Schwenkhebel
- 17 Pendelhebel
- 18 Gestänge zum Frischdampf-Druckregler
- 19 Kraftgestänge zu den Hochdruck-Regulierventilen
- 20 Kraftgestänge zu den Zwischen-dampf-Regulierventilen

Bild 18. Vereinfachtes Schema der Verbund-Regulierung grosser Dampfturbinen mit Zwischenüberhitzung. Die Regulierventile 9 für Frischdampf und 10 für Dampf aus dem Zwischenüberhitzer stehen unter dem Einfluss des Drehzahlreglers 1, der von der Turbinenwelle angetrieben wird und über den Kraftverstärker 2 den Hebel 17 bewegt. An diesem sind die Steuerschieber 5 und 6 angelenkt, welche die Servomotoren 7 und 8 steuern. Die Kraftgestänge 19 und 20 übermitteln die Bewegungen der Servomotorkolben auf die Spindeln der Ventile 9 und 10. Zwischen Hebel 17 und Steuerschieber 6 ist ein Schwenkhebel 16 eingeschaltet, der sich mittels des Servomotors 15 in einer Kulisse 13 verschieben lässt. Die gezeichnete Stellung entspricht der Nennlast, bei der die Ventile 9 auf ihren Nennhub angehoben sind, während die Ventile 10 ganz offen stehen. Sinkt die Belastung z. B. auf Halblast, so verstellt der Regler 1 die Steuerschieber 5 und 6 im Sinne eines Schliessens der Ventile 9 und 10, bis der halbe Nennhub erreicht ist und sich der Dampfdurchtritt zur Hochdruck- und zur Mitteldruckturbine entsprechend verringert hat. Dabei bleibt der Zwischendruck unverändert. Um die Drosselung in den Ventilen 10, die einen Energieverlust bedeutet, zum Verschwinden zu bringen, schwenkt der Servomotor 15 den Hebel 16 langsam nach rechts und bringt dadurch die Ventile 10 wieder in die vollgeöffnete Stellung. Diese Bewegung wird dadurch eingeleitet, dass die Kulissee 13 bei ihrer ersten Auslenkung den Steuerschieber 14 aus seiner Deckstellung verschiebt, so dass das Drucköl, das durch die Blende 14a zuströmt, den Kolben 15 langsam hebt, bis 13 die ursprüngliche Lage wieder eingenommen hat. Dabei steht nun aber der Hebel 16 nach rechts verschoben, so dass sich die Uebersetzung zwischen 17 und 6 gegenüber derjenigen bei Nennlast verdoppelt hat. Erfolgt nun eine weitere Entlastung von z. B. Halblast auf Viertellast, so führen die aus, so dass sich der Druck im Zwischenüberhitzer zunächst nicht ändert und die bei Entlastungen auftretenden vorübergehenden Drehzahländerungen auch bei Teillasten wie bei Vollast in zulässigen Grenzen bleiben.

erwähnten Zwischenlagerblock befestigt ist, so dass auch dort die axiale Verschiebung infolge eigener Dehnung von Hochdruck-Gehäuse und -Läufer wie auch der des Mitteldruck-Gehäuses nur unbedeutende Veränderungen der Axialspiele verursacht.

Jeder Läufer wird von je zwei Lagern getragen. Dies bietet für das Ausrichten der Wellenlinie wie auch für das einwandfreie Auswuchten der Läufer so grosse Vorteile, dass die etwas vergrösserte Baulänge wohl in Kauf genommen werden kann. Die mechanischen Verluste werden durch je zwei Lager pro Läufer gegenüber nur einem nicht vergrössert — gleiche spezifische Flächendrücke in allen Lagern vorausgesetzt.

Die Berechnung der verschiedenen kritischen Drehzahlen der gekuppelten Läufer lässt sich mit Hilfe elektronischer Rechenmaschinen mit genügender Genauigkeit durchführen, auch mit zwei Lagern pro Läufer, wie dies sowohl die Ergebnisse der verschiedenen dreihäusigen 60 MW-Turbinen mit Zwischenüberhitzung als auch der 115 MW-Turbine der Zentrale Baudour bewiesen haben. Auch Modellversuche zeigten befriedigende Uebereinstimmung mit den an der Turbine selbst gemessenen kritischen Drehzahlen. Die Laufruhe dieser Turbinen ist hervorragend; die Turbine Baudour z. B. weist Lagerschwingungen von weniger als 1μ auf (Generatorlager 3μ ; siehe Bilder 16 und 17).

5. Die Regulierung

Für die Regulierung der Turbogruppe in Baudour wurde eine Verbundsteuerung mit kombiniertem Drehzahl- und Beschleunigungsregler verwendet, die bereits in [1] beschrieben wurde. Bei einer Vollast-Abschaltung zeigte sich auch bei der 115-MW-Turbine in Baudour, dass der Drehzahlanstieg

unter 7 % blieb und die Schnellschluss-Vorrichtung daher nicht in Funktion trat, Bild 19. Diese Verbundsteuerung der Regulierventile für Frisch- und Zwischendampf bewirkt bei raschem Drehzahlanstieg nicht nur ein sofortiges Schliessen der Frischdampf-Ventile, sondern auch gleichzeitig der Zwischendampf-Ventile, was von grösster Wichtigkeit ist, weil Mitteldruck- und Niederdruck-Turbine zusammen etwa $\frac{2}{3}$ der Gesamtleistung erzeugen; ohne Verbundsteuerung würden die Zwischendampf-Regulierventile verspätet schlies-

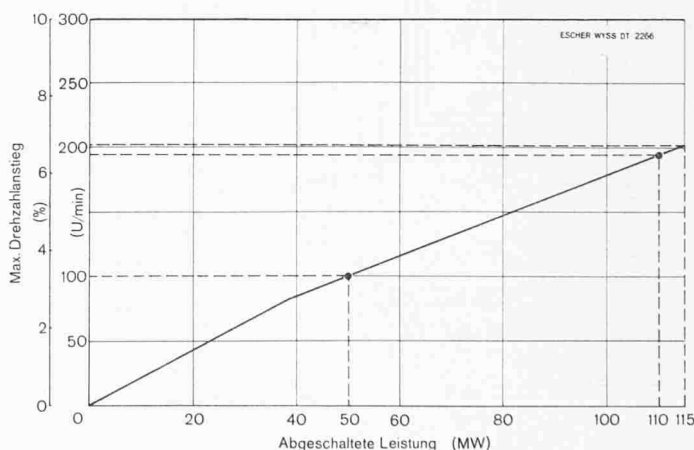


Bild 19. Vorübergehender maximaler Drehzahlanstieg in Abhängigkeit der abgeschalteten Leistung. Bei Vollast bleibt der Anstieg mit rd. 7 % wesentlich unter dem von 10 %, der das Auslösen des Schnellschlusses verursachen würde

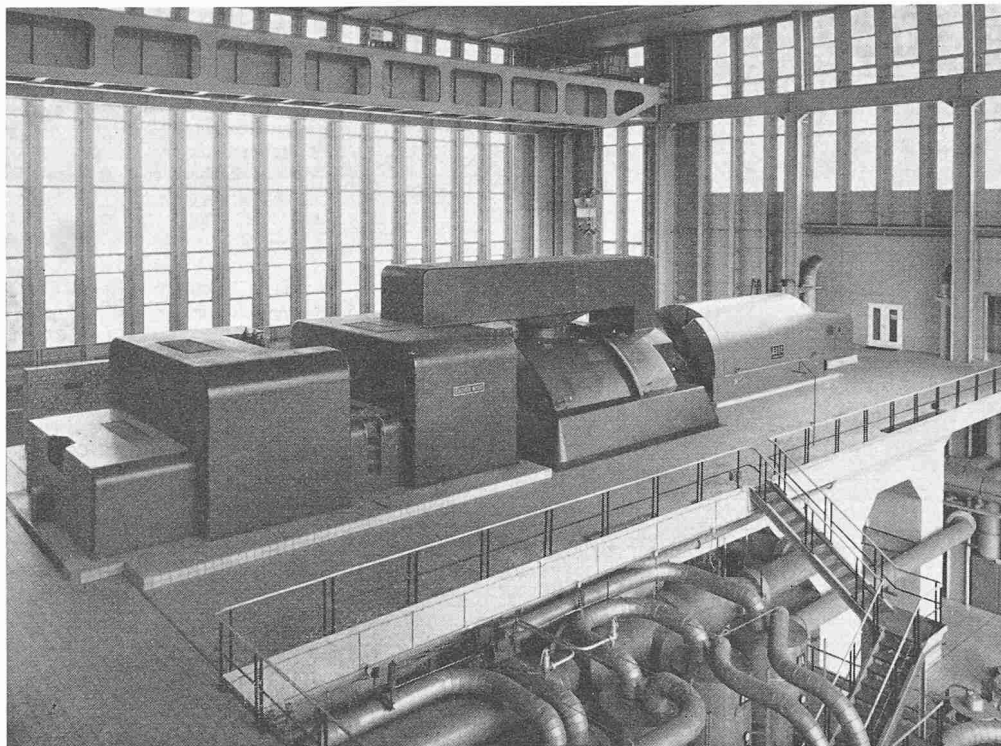


Bild 22. Turbogruppe im Maschinensaal der Zentrale in Baudour. Die Gruppe ruht auf einem tiefabgestimmten Fundament

tisch erst nach 4% Drehzahlanstieg, d. h. nach Durchlaufen des ganzen Ungleichförmigkeitsgrades voll schliessen, effektiv jedoch — entsprechend der Schliesszeit der Ventile — sogar erst mehrere Zehntelsekunden später, da der Durchfluss des Oeles durch die Steuerorgane stets eine gewisse Verzögerung der Schliessbewegung der Ventile bedingt. Neben der Verbundsteuerung trägt somit bei der Escher Wyss-Turbine mit Zwischenüberhitzung auch der Beschleunigungs-Drehzahlregler wesentlich zur Begrenzung des Drehzahlanstieges bei Vollast-Abschaltung bei. Die Steuerung ist zusätzlich mit einer Vorrichtung versehen, die bei Entlastung auf z. B. Halblast die Zwischen-

sen und somit einen übermässigen Drehzahlanstieg verursachen.

Der kombinierte Drehzahl- und Beschleunigungsregler bewirkt ausserdem, dass bei Vollast-Abschaltung sämtliche Regelventile — einschliesslich derjenigen für Zwischendampf — den Dampfeintritt zur Turbine sofort absperren, wenngleich die Drehzahl erst um etwa 1% angestiegen ist. Ohne Beschleunigungs-Regler würden die Regulierventile theore-

dampf-Regulierventile wieder voll öffnet, so dass eine Drosselung des Dampfes vermieden wird.

6. Speisewasser-Vorwärmung und Speisepumpen

Durch zweckmässige Auslegung der Speisewasser-Vorwärmung können erhebliche Wärmemengen gespart werden. An der 115-MW-Dampfturbine der Zentrale Baudour sind

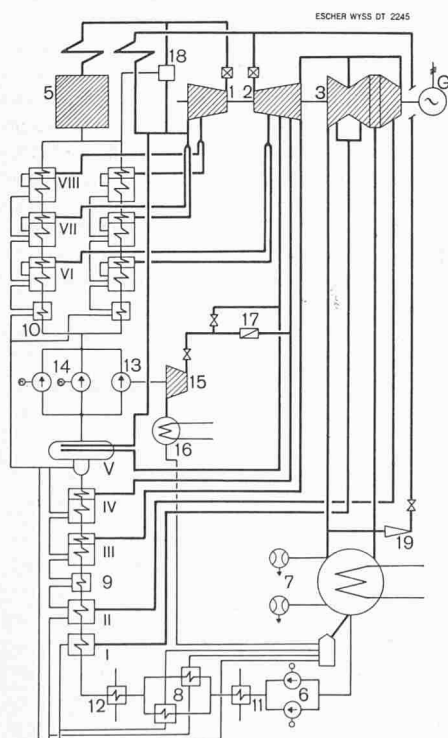


Bild 20. Schaltschema der Turbogruppe des Kraftwerkes Baudour

- 1 Hochdruckturbine
- 2 Mitteldruckturbine
- 3 Niederdruckturbine
- 5 Sulzer-Einrohrkessel
- 6 Kondensatpumpen
- 7 Vakuum-Luftpumpen für Betrieb und Anfahrrejektor
- 8 Nachkühler des Kondensats der Vorwärmer 9
- 9 Niederdruck-Vorwärmer (Stufen I bis IV)
- V Mischvorwärmer und Entgaser
- 10 Nachkühler des Kondensats von VI bis VIII.
- VI bis VIII Hochdruck-Vorwärmer
- 11 mit Kondensat beschickter Wasserstoff-Kühler zum Generator G
- 12 Kondensator für Stopfbüchsdampf

- 13 Hauptspeisepumpe
- 14 el. angetriebene Speisepumpen
- 15 Hilfsturbine zu 13
- 16 Hilfskondensator zu 15
- 17 Rückschlagklappe

- 18 By-pass mit Kondensateinspritzung zum Ueberbrücken von 1
- 19 Wie 18 zum Ueberbrücken von 2 und 3

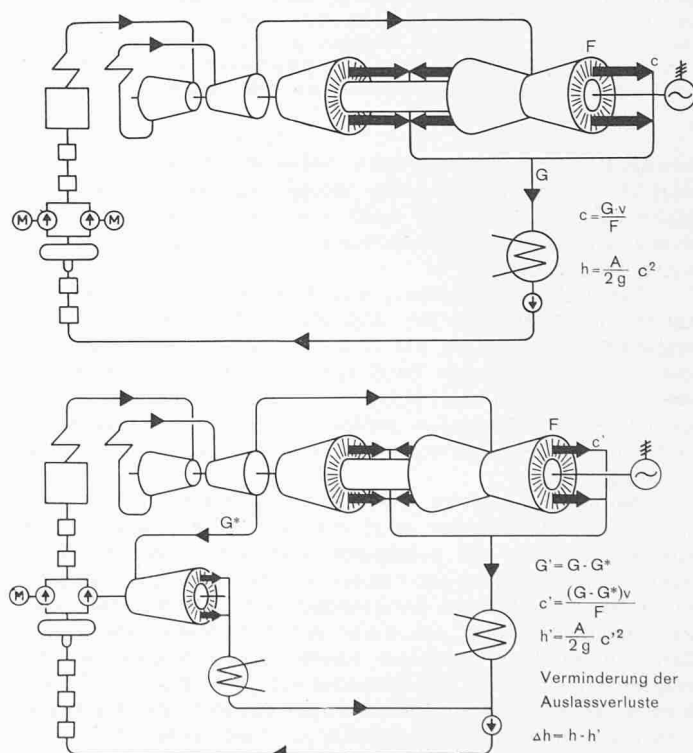


Bild 21. Vergleich zwischen Speisepumpen-Antrieb durch Elektromotor (oberes Bild) mit Antrieb durch Zweigturbine (unteres Bild) wie im Kraftwerk Baudour. Durch die Dampfantnahme aus der Mitteldruck-Turbine für die Zweigturbine wird die durch die Niederdruck-Turbine strömende Dampfmenge vermindert, so dass sich bei Zweigturbinen-Antrieb ein geringerer Auslass-Verlust der letzten Niederdruck-Stufen ergibt (unteres Bild) als bei Elektromotor-Antrieb (oberes Bild). Die Auslassverluste sind durch dicke Pfeile von entsprechender Länge dargestellt

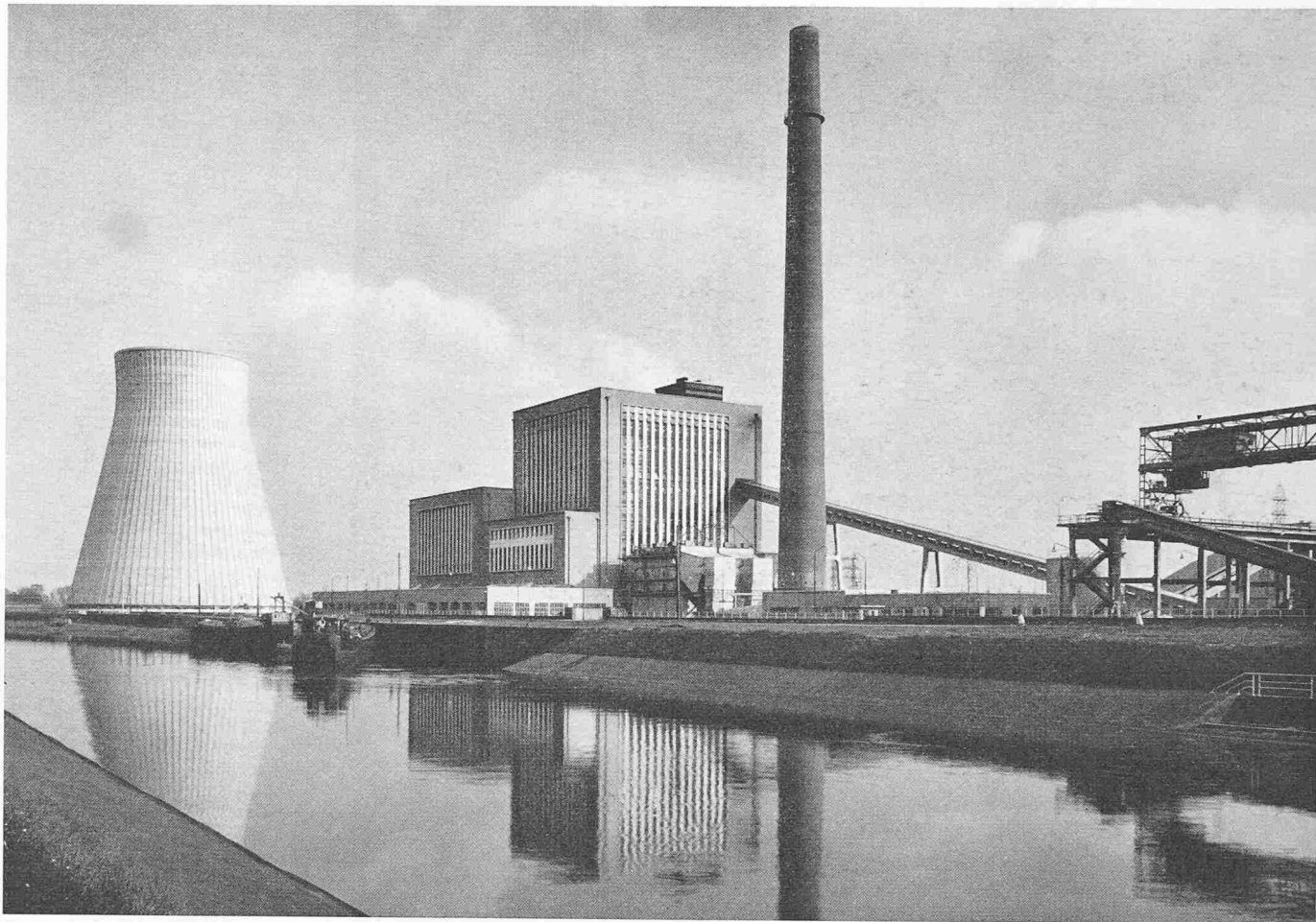


Bild 23. Ansicht der Zentrale Baudour

gemäss Bild 18 acht Dampfenntnahmen vorhanden: zwei aus dem Niederdruck-Gehäuse, die folgende aus der Ueberströmleitung zwischen Mitteldruck- und Niederdruck-Turbine, die 4., 5. und 6. aus der Mitteldruck-Turbine, die 7. am Austritt der Hochdruck-Turbine und die 8. zwischen der 16. und 17. Gleichdruck-Stufe aus der Hochdruck-Turbine selbst. Dem 1. und 7. Vorwärmer ist je ein Kondensat-Rückkühler nachgeschaltet. Die vertikalen Niederdruck-Vorwärmer sowie die Kondensatpumpen sind auf der einen Seite des Turbinen-Fundamentes angeordnet, die drei in je zwei parallel arbeitende Wärmeaustauscher aufgeteilten Hochdruck-Vorwärmer auf der gegenüberliegenden Seite. Durch diese Anordnung ergeben sich kurze Entnahmeleitungen, also auch entsprechend geringe Druckabfälle.

Die Speisewasser-Endtemperatur beträgt bei Maximalast 254°C . Der Speisewasserbehälter mit seinem an die 5. Entnahmestufe angeschlossenen Mischvorwärmer enthält Wasser von etwa 172°C bei rd. 8,5 at Druck.

Von den drei neben der Turbogruppe aufgestellten Speisepumpen (Bild 3 und Bild 25) werden zwei je für Halblast ausgelegte Pumpen durch Elektromotoren, die Vollastpumpe dagegen durch eine sogenannte Zweigturbine angetrieben. Diese Hilfsturbine arbeitet mit Dampf, der aus der Mitteldruck-Turbine bei etwa 3 ata entnommen, also aus der Dampfströmung der Turbogruppe abgezweigt wird. Der Abdampf der Zweigturbine wird in einem Hilfskondensator niedergeschlagen, in dem gleiches Vakuum herrscht wie im Hauptkondensator. Der Speisepumpenantrieb durch eine Zweigturbine bietet gegenüber Motorantrieb den Vorteil, dass die Drehzahl der Pumpe ohne weiteres der jeweiligen Belastung der Blockanlage angepasst werden kann. Die Verluste infolge Drosselung des Speisewassers oder die Verluste der bei Motorantrieb häufig verwendeten Flüssigkeitsgetriebe fallen somit weg. Durch Abzweigung des Dampfes für die Hilfsturbine wird die durch die letzten Niederdruck-Stufen strömende Dampfmenge vermindert [3] und [4].

Bei der für die Niederdruck-Turbine Baudour gegebenen Austrittsfläche von $11,2\text{ m}^2$ vermindert sich dementsprechend die axiale Dampfdurchtrittsgeschwindigkeit. Der Auslassverlust der Turbine sinkt im Quadrat des Verhältnisses der reduzierten zur vollen Abdampfmenge bei Antrieb der Speisepumpe durch Elektromotoren. Durch diese Verminderung des Auslassverlustes ergibt sich bei Antrieb der Speisepumpe durch Zweigturbine bei ökonomischer und maximaler Belastung für die gesamte Anlage eine Verminderung des Wärmeverbrauches um etwa 0,4%. Die so erreichte Brennstoffersparnis rechtfertigt weitgehend die Mehrkosten für diese Antriebsart, die sich auch in verschiedenen Anlagen sehr bewährt hat.

Bei Teilbelastung der Anlage sinkt der Druck in der Entnahmestelle ungefähr proportional der Leistung. Dabei geht zwar die von der Speisepumpe verlangte Leistung merkbar zurück, jedoch nicht im gleichen Verhältnis. Bei Halblast wird deshalb für die Zweigturbine Dampf aus der nächsthöheren Anzapfstufe entnommen. Die Umschaltung erfolgt automatisch.

Für die Kondensation des Abdampfes ist ein einziger Oberflächenkondensator von 6700 m^2 Kühlfläche mit der Längsaxe parallel zur Turbogruppe aufgestellt. Für die Kühlwasserversorgung aus einem Kanal dient eine einstufige Propellerpumpe mit verstellbaren Flügeln. Bei zu hoher Temperatur des Kühlwassers im Kanal wird ein Kühlturm in Betrieb gesetzt. Mit Rücksicht auf die dann wesentlich grössere Förderhöhe des Kühlwassers wird eine zweistufige Propellerpumpe verwendet. Auch bei dieser Pumpe sind die Propellerflügel verstellbar, um bei Teilbelastung die Kühlwassermenge auf ihren optimalen Wert einstellen zu können. Die vertikalen Kondensatpumpen werden je von einem Motor angetrieben, dessen Drehzahl verändert werden kann.

Für Bedienung und Ueberwachung der Turbogruppe sind alle erforderlichen Geräte im Kommandoraum neben den Instrumenten und Bedienungsapparaten der Kesselanlage

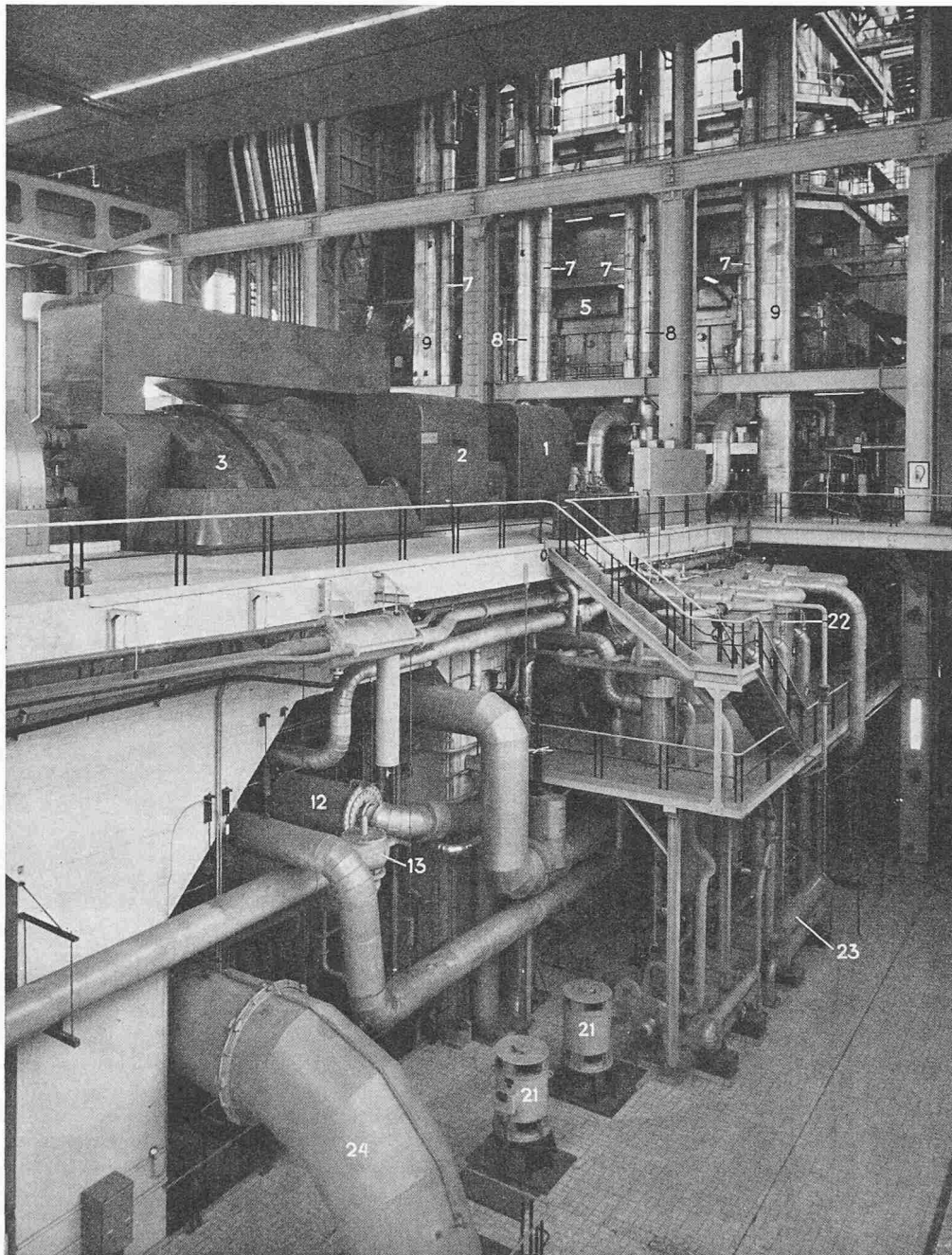


Bild 24. Die Turbogruppe mit Kessel (hinten) und Niederdruck-Vorwärmer (unten). Man beachte die kurzen Verbindungsleitungen zwischen Kessel und Hochdruck-turbine

Legende zu den Bildern 24 u. 25:

- 1 Hochdruck-Turbine
- 2 Mitteldruck-Turbine
- 3 Niederdruck-Turbine
- 4 Generator
- 5 Sulzer-Einrohr-Kessel
- 6 Hochdruck-Ventile des Sulzer-Kessels
- 7 Frischdampfleitungen
- 8 Dampfleitungen vom Hochdruck-Gehäuse zum Zwischenüberhitzer
- 9 Dampfleitungen vom Zwischenüberhitzer zum Einlassventil der Mitteldruck-Turbine
- 10 Oberflächenkondensator
- 11 Motoren der Kühlwasserpumpen
- 12 Niederdruck Entspannungs-vorrichtung (Saxophon)
- 13 Auspuffklappe
- 14 Vakuum-Luftpumpen für Hauptkondensator
- 15 Vakuum-Luftpumpe des Hilfskondensators (Zweigturbine)
- 16 Hochdruck-Vorwärmer
- 17 Nachkühler für das Kondensat der Hochdruck-Vorwärmer
- 18 Motor-Speisepumpen für je Halblast
- 19 Hauptspeisepumpe für Vollast
- 20 Hilfsturbine (Zweigturbine) zum Antrieb der Speisepumpe
- 21 Kondensatpumpen
- 22 Niederdruck-Vorwärmer
- 23 Kondensatkühler der Niederdruckvorwärmer
- 24 Kühlwasserleitung

angeordnet. Die Fernbetätigung der Frischdampf- und Zwischen-dampf-Absperrventile erfolgt vom Kommandoraum aus mittels Druckluftsteuerung.

7. Betriebsergebnisse und Weiterentwicklung

Die gesamte Anlage einschliesslich Sulzerkessel und dessen Hilfsapparaten ist, wie eingangs erwähnt, so ausgelegt, dass ein möglichst geringer Wärmeverbrauch erzielt wird. Die Abnahmeversuche haben die abgegebenen Wirkungsgradgarantien bestätigt. *Der thermische Wirkungsgrad der gesamten Anlage beträgt 40,4 %*, bezogen auf den unteren Heizwert der Kohle und auf die von der Zentrale abgegebene elektrische Energie, also einschliesslich sämtlicher Hilfsmaschinen. Dieses Ergebnis ist um so beachtlicher, als die Anlage nur mit einfacher Zwischenüberhitzung arbeitet und der Frischdampfdruck niedriger ist als der kritische Druck des Dampfes.

Die erfolgreiche Inbetriebnahme der Anlage Baudour und die erzielten guten Resultate veranlassten die Electrobél, für die Erweiterung der Zentrale Monceau der Société Intercommunale Belge d'Electricité eine identische Turbinengruppe bei Escher Wyss in Auftrag zu geben. Auch hat das Ergebnis der Anlage Baudour wesentlich dazu beigetragen, dass das

Rheinisch Westfälische Elektrizitätswerk für die Anlage Frimmersdorf bei Escher Wyss GmbH, Ravensburg, eine Dampfturbine von 150 MW in Auftrag gegeben hat, in ähnlicher Ausführung wie die Turbine in Baudour, abgesehen von etwas niedrigerem Druck (140 at) und tieferen Dampftemperaturen (530/530 °C).

Ebenso ist von Interesse, dass inzwischen die Bayernwerk A. G. für das Kraftwerk Aschaffenburg eine 160-MW-Turbine bei der Escher Wyss GmbH, Ravensburg, bestellt hat, die in ihrem Aufbau den vorgenannten Turbinen entspricht. Frischdampfzustand ist dabei 185 at, 535° C; mit Rücksicht auf das bei Kühlwasser von 12 °C auftretende hohe Vakuum wird die dreiflutige Niederdruck-Turbine mit Schauffellängen im letzten Kranz von 710 mm ausgeführt gegenüber 610 mm bei den erwähnten Maschinen.

Da in Zukunft nicht nur in Amerika und England Turbogruppen von 250 bis 500 MW sondern auch in Europa benötigt werden, sei darauf hingewiesen, dass in Weiterentwicklung der oben beschriebenen Turbine mit dreiflutigem ND-Teil auch solche mit vier Dampfaustritten angewendet werden können. Bei solchen Turbogruppen werden dann zu den einflutigen HD- und MD-Turbinen zwei parallel durchströmte, je doppelflutige ND-Turbinen angeschlossen. Diese

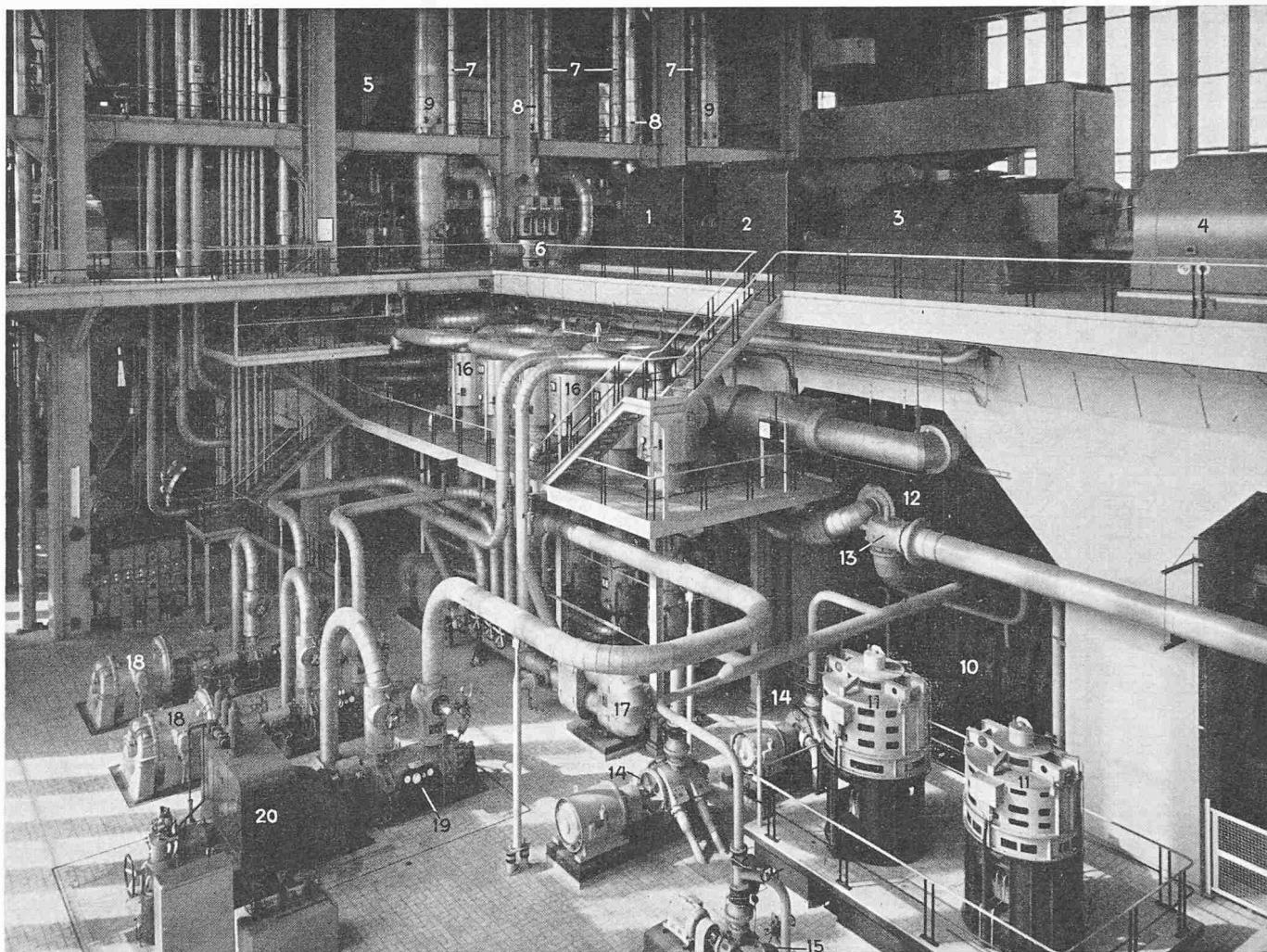


Bild 25. Die Turbogruppe mit Hochdruck-Vorwärmern und Hilfsmaschinen

Bauart kommt hauptsächlich für Leistungen von etwa 250 MW in Betracht. Mit der in der Anlage Baudour erprobten dreiflutigen ND-Turbine besteht nun ebenfalls die Möglichkeit, zwei derartige ND-Turbinen zusammenzukuppeln, so dass damit eine sechsfutige Turbine entsteht, die bei einer Schauffellänge von 610 mm Länge eine gesamte Austrittsfläche von 22,4 m², bzw. bei einer Schauffellänge von 710 mm eine solche von 27,6 m² aufweist. Damit ergibt sich für eine einwellige Turbogruppe (tandem-compound-Turbine) eine Gesamtleistung von 280 bzw. 350 MW bei Flusswasserkühlung und von 400 bzw. 500 MW bei Kühlturbetrieb.

Bei derart grossen Leistungen werden sich noch höhere Frischdampfdrücke als wirtschaftlich ergeben, so z. B. 240 at bei einfacher Zwischenüberhitzung oder 300 at bei doppelter Zwischenüberhitzung. Auch wird die Anwendung hoher Temperaturen zusammen mit den erhöhten Drücken weitere Ver-

besserungen des thermischen Wirkungsgrades in der Grössenordnung bis zu 42% ermöglichen. Für die Konstrukteure bleibt dabei stets eine der wichtigsten Aufgaben, durch sorgfältige Konstruktion, Berechnung sowie Ausnutzung der bisherigen Erfahrungen dafür besorgt zu sein, dass die Betriebssicherheit der Maschine keine Verminderung erfährt.

Literaturverzeichnis

- [1] Ueber die Weiterentwicklung der Escher-Wyss-Dampfturbinen. SEZ 1957, Hefte 4 u. 5, S. 47 u. 70.
- [2] F. Flatt: Escher-Wyss-Dampfturbinen grosser Leistung. SBZ 1952, Hefte 2 u. 3, S. 15 u. 31.
- [3] F. Flatt: Hilfsmaschinenantrieb neuzeitlicher Dampfkraftwerke «Escher-Wyss-Mitteilungen» 1956, Heft 1, S. 19.
- [4] R. Hohl: Antrieb der Speisepumpe durch Kondensations-Dampfturbine «Escher Wyss Mitteilungen» 1961, Heft 1, S. 33/40.

Winterthur — Gesicht der Stadt

Von Klaus Christoffel, S. I. A., Zürich

Der Aufteilung einer Wohnung in einzelne Zimmer («Zellen») entspricht im Wohn-Quartier die Summe der einzelnen Bauten. In beiden Fällen bedarf es jedoch zusätzlicher Einrichtungen, sei es der gemeinsame Wohnraum, seien es dort die gemeinsamen Einrichtungen des Quartiers (Läden, Saalbau, Restaurant, vor allem aber öffentliche Bauten: Kirche, Schule, Kindergarten usw.). Für die öffentlichen Bauten des Quartiers gelten andere Massstäbe als für diejenigen der gesamten Stadt, hier wie dort aber erwarten wir — zu Recht! — eine besondere Sorgfalt von Projekt und Ausführung. Wir eröffnen die Reihe dieser Bauten mit dem erstprämiierten

Fortsetzung von Seite 462

DK 711.4

Projekt eines vor kurzem abgeschlossenen Schulhauswettbewerbs und folgen im weiteren den Erläuterungen des Verfassers, Prof. U. I. Baumgartner, Winterthur. K. Ch.

12. Projektirtes Schulhaus an der Scheideggstrasse

Der Stadtrat von Winterthur beauftragte im Herbst 1960 vier Architekten mit der Ausarbeitung von Projekten für den Neubau eines Unterstufenschulhauses an der Scheideggstrasse. Entsprechend einem Beschluss des Grossen Gemeinderates musste der Haupttrakt der Schule dreigeschossig projektirt werden. Den mit der Bearbeitung beauftragten