Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung

Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine

Band: 79 (1961)

Heft: 26

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

Autor: Flatt, F.

DOI: https://doi.org/10.5169/seals-65560

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: 22.07.2025

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

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
Hierzu Tafeln 43/46

1. Zur Frage der Gesamtwirtschaftlichkeit

In einem früheren Aufsatz über die Weiterentwicklung der Escher Wyss-Dampfturbinen [1] wurde auf die prozentuale Ersparnis an spezifischem Wärmeverbrauch hingewiesen, die durch Erhöhen von Druck und Temperatur des Frischdampfes und des Zwischendampfes zu erzielen sind, und es wurden auch die Möglichkeiten einer Steigerung der Einheitsleistungen erörtert. Der Zweck dieser letztgenannten Massnahme ist weniger die Verbesserung des thermischen Wirkungsgrades als die der Gesamtwirtschaftlichkeit der ganzen Anlage. Dabei sind die Anlagekosten als wesentliches kostenbildendes Element mitzuberücksichtigen. Es ist somit abzuklären, bis zu welchem Punkt die genannten Drücke und Temperaturen gesteigert werden dürfen, um minimale Energiegestehungskosten zu erzielen.

Diese Abklärung schliesst eine beträchtliche konstruktive Entwicklungsarbeit in sich, denn die Herstellungskosten des thermischen Teils eines modernen Dampfkraftwerks hängen in hohem Masse von den konstruktiven Lösungen der massgebenden Teile ab. Erfahrungsgemäss lassen sich solche Entwicklungen nur schrittweise durchführen, wobei sich die einzelnen Stufen im praktischen Betrieb zu bewähren haben. Eine frühere Etappe ist 1945 in den Zentralen Monceau in Belgien verwirklicht und hier eingehend beschrieben worden [2]. Mit den dort aufgestellten Einheiten von 50 000 kW wurde ein thermischer Gesamtwirkungsgrad von 31,3 % erreicht (Frischdampfzustand 80 at, 510° C, Kühlwasser 12° C, ohne Zwischenüberhitzung). Ein weiterer Schritt folgte 1953, als in der Zentralen Ruien (Belgien) eine Blockanlage von 60 000 kW für Frischdampf von 140 at und 540° C und Zwischenüberhitzung auf ebenfalls 540° C in Bau genommen wurde, welche bei Kühlwasser von 12° C einen Gesamtwirkungsgrad von 37,5 % aufweist. Der Vorstoss ins Gebiet noch höherer Temperaturen ist ebenfalls 1953 mit der kleinen Gegendruckturbine von 3000 kW für die Spulen- und Hülsenfabrik Emil Adolff, Reutlingen, erfolgt, die mit Frischdampf von 100 at und 600° C arbeitet und bis heute rd. 50 000 Betriebsstunden praktisch störungsfrei hinter sich gebracht hat [1], S. 72.

Inzwischen ist mit der erfolgreichen Inbetriebsetzung der Turbine in der Zentrale Baudour Ende Februar 1960 ein neuer Schritt ins Gebiet hoher Drücke und grosser Leistungen verwirklicht worden. Eine eingehendere Berichterstattung hierüber erscheint um so eher gerechtfertigt, als mit dieser Ausführung der Gesamtwirkungsgrad der Zentrale über die 40 %-Grenze hinaus gesteigert werden konnte. Hiebei drängt sich ein Vergleich mit Grossdieselmotoren auf, die von jeher als die Wärmekraftmaschinen mit höchstem thermischen Wirkungsgrad gegolten haben. Der neueste Sulzer-Zweitakt-Schiffsdieselmotor mit Abgasturboaufladung nach dem Impulsverfahren erreichte bei 12 000 PS einen günstigsten Wirkungsgrad von 41,8 %[1]), bezogen auf die Wellenleistung. Dabei ist zu berücksichtigen, dass der in der Zentrale Baudour gemessene Wirkungsgrad von 40,4 % sich auf die auf der Hochspannungsseite abgegebene elektrische Leistung bezieht und den Energieverbrauch aller Hilfsbetriebe, insbesondere auch der der Kohlenaufbereitung sowie der Pumpen für das Kesselspeisewasser, das Kühlwasser und das Oel einschliesst und dass eine minderwertige Kohle mit einem unteren Heizwert von nur rd. 4300 kcal/kg verfeuert wurde. Soweit die stark verschiedenen Einheitsleistungen und Betriebsbedingungen einen Vergleich überhaupt zulassen, darf wohl festgestellt werden, dass grosse Dampfkraftanlagen hinsichtlich Gesamtwirkungsgrad grossen Dieselmotorenanlagen ebenbürtig geworden sind.

Ueber den Einfluss einer Erhöhung des Frischdampfdruckes sowie der Ueberhitzungstemperaturen auf den thermischen Wirkungsgrad gibt Bild 1 Auskunft. Wie ersichtlich, ergibt sich bei Steigerung des Frischdampfdruckes von 127 auf 165 ata, der Frischdampftemperatur von 540 auf 600° C und der Zwischenüberhitzung von 540 auf 570° C eine Verbesserung des Wirkungsgrades um 4,4 %. Bei Grundlastbetrieb mit 105 MW während 7000 Stunden pro Jahr ent-

1) SBZ 1961, Heft 16, S. 272

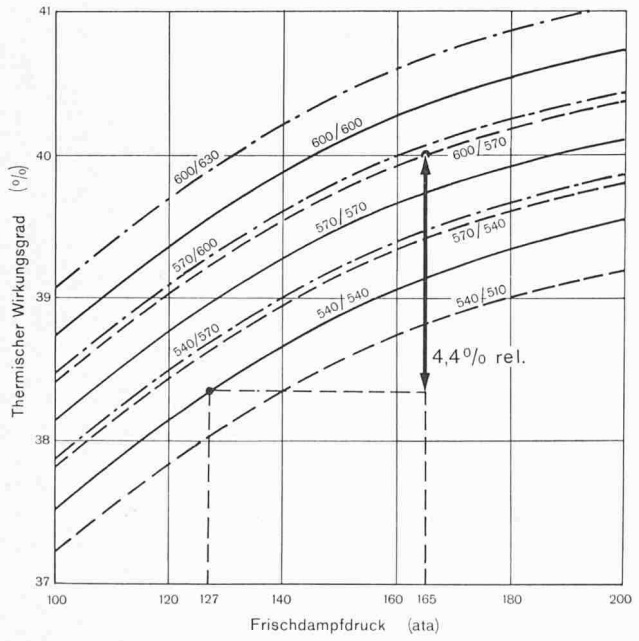


Bild 1. Thermischer Wirkungsgrad von Dampfkraft-Anlagen mit Zwischenüberhitzung in Abhängigkeit des Frischdampf-Druckes für verschiedene Dampftemperaturen. Die Wirkungsgrade berücksichtigen den Leistungsbedarf sämtlicher Hilfsmaschinen sowie die elektrischen Verluste; sie beziehen sich auf die Umsetzung des unteren Heizwertes der Kohle in die an das Netz abgegebene elektrische Energie

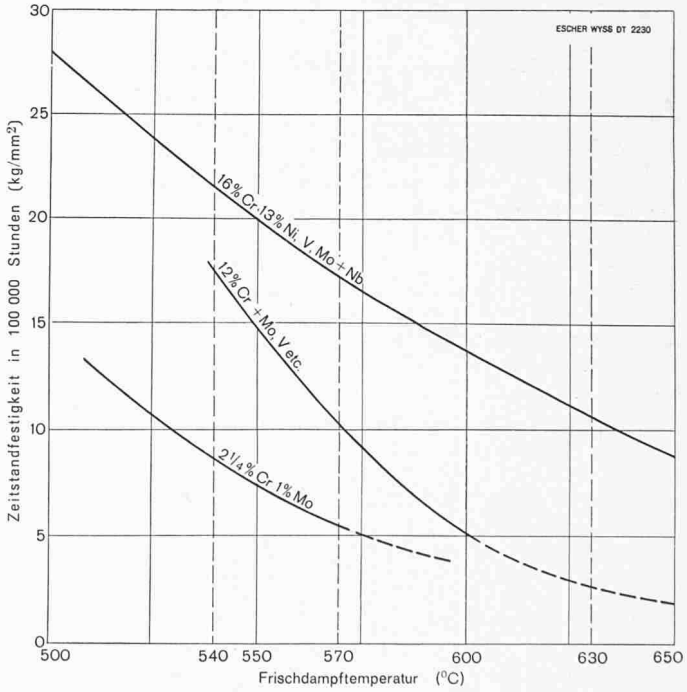
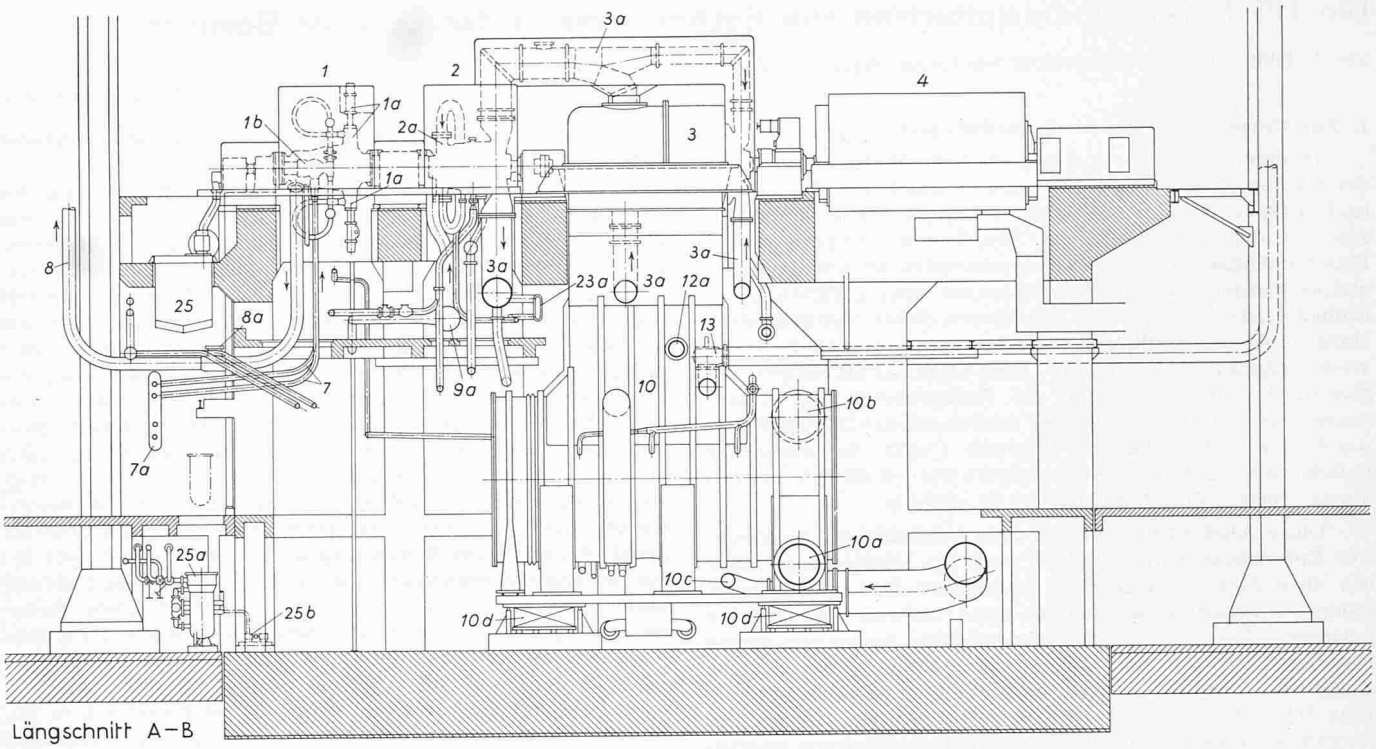


Bild 2. Zeitstandfestigkeit (Bruch nach 100 000 Stunden) für austenitischen (obere Kurve) und ferritischen Stahl (mittlere und untere Kurve. Der Stahl mit 12 % Cr und Zuschlägen (mittlere Kurve) wurde bei der Baudourturbine verschiedentlich verwendet. Ueber seine Eigenschaften s. «Schweizer Archiv» 1961, Nr. 3, S. 121 und SBZ 1961, Heft 19, S. 327



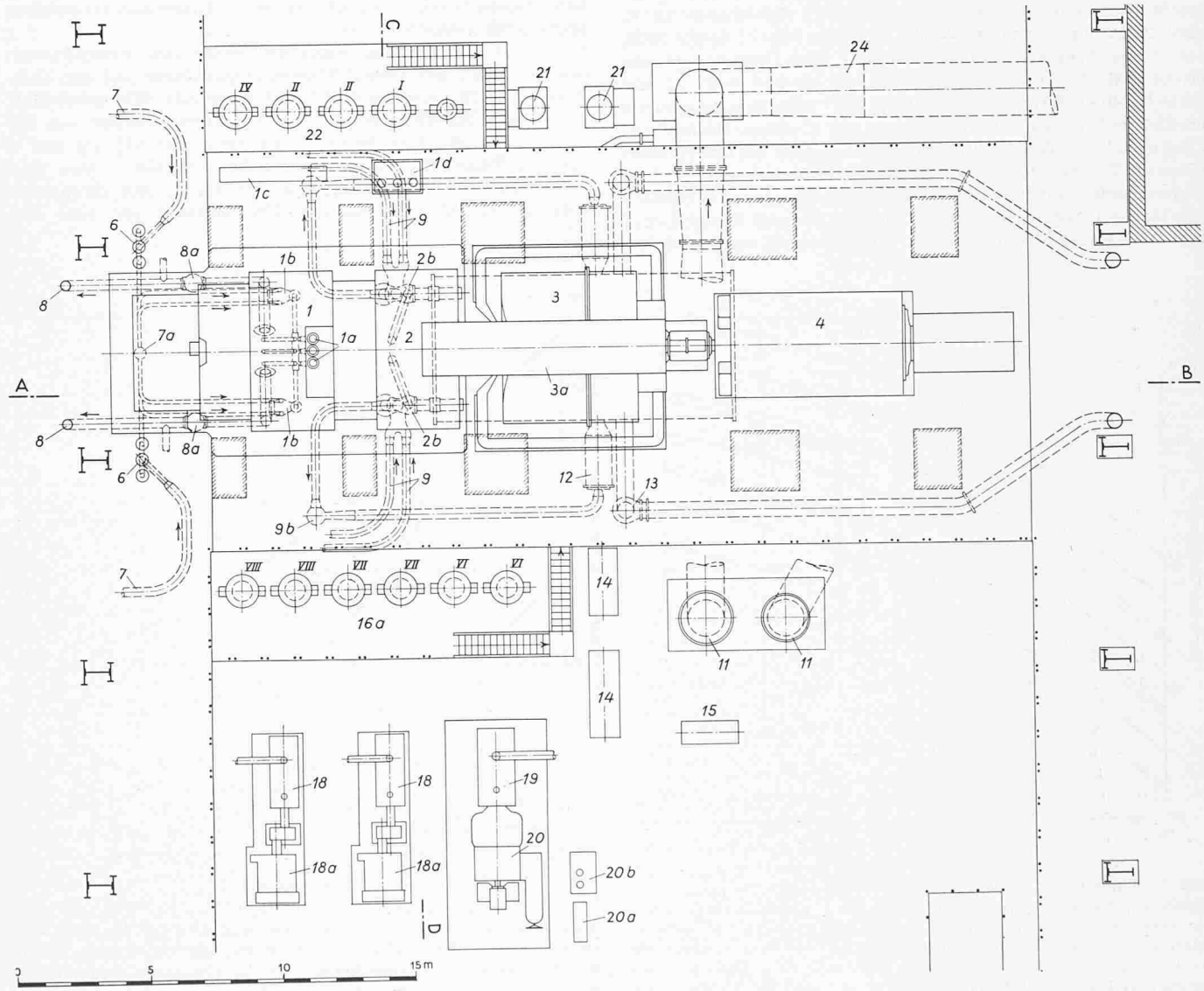


Bild 3a. 115-MW-Dampfturbinengruppe in der Zentrale Baudour 1:250

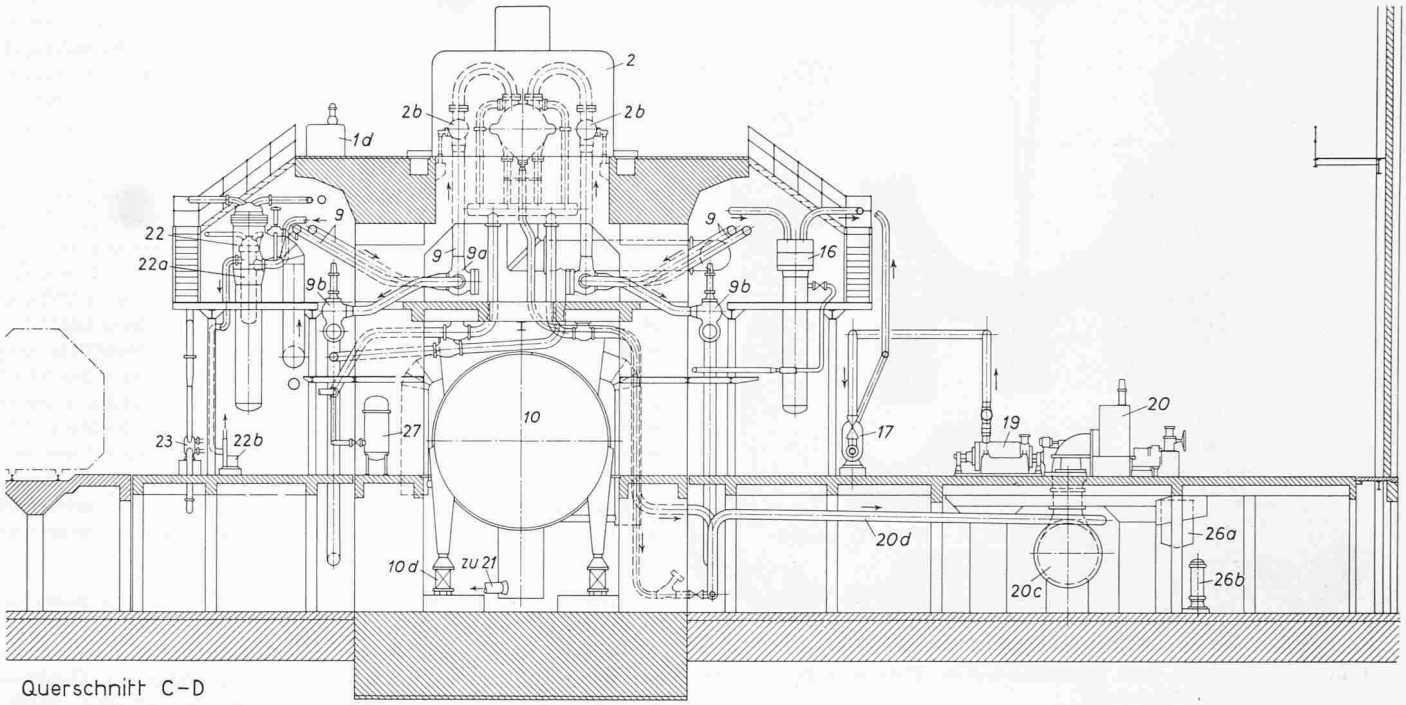


Bild 3b. Querschnitt durch die Dampfturbinengruppe 1:250

1 Hochdruck-Turbine
1a Frischdampfstutzen mit Regulierventilen
1b Frischdampf-Absperrventile
1c Instrumententafel
1d Regelstation für Stopfbüchsdampf
2 Mitteldruck-Turbine
2a Frischdampfstutzen
2b kombinierte Zwischendampf-Regulierventile und Absperrventile
3 Niederdruck-Turbine
3a Ueberströmrohre von 2 nach 3
4 Generator
5 Sulzer-Einrohr-Kessel (in Bild 3 nicht eingezeichnet)
6 Hochdruckventile zu 5
7 Frischdampfleitungen vom Kessel über 6 nach 1
7a Wasserabscheider
8 Dampfleitung von 1 zum Zwischenüberhitzer
8a Rückschlagklappe
9 Dampfleitung vom Zwischenüberhitzer zur Mitteldruckturbine
9a Dampfsieb
9b By-pass-Ventil
10 Oberflächenkondensator
10a Kühlwassereintritt
10b Kühlwasseraustritt
10c Kühlwasserleitung zum Kondensator der Hilfsturbine 20
10d federnde Abstützung von 10
11 vertikalachsige Kühlwasserpumpen
12 Niederdruck-Entspannungsvorrichtung (Saxophon)
12a Stutzen zu 12 am Kondensator
13 Auspuffklappe mit Leitung ins Freie
14 Vakuum-Luftpumpen zu 10
15 Vakuum-Luftpumpe zum Kondensator von 20
16 Hochdruck-Vorwärmer
17 Nachkühler für das Kondensat von 16
18 elektrisch angetriebene Speisepumpen für je Halblast
18a Motoren zu 18
19 Hauptspeisepumpe für Vollast
20 Hilfsturbine zu 19
20a Instrumententafel für 20
20b Regelstation für Stopfbüchsdampf zu 20
20c Oberflächenkondensator zu 20
20d Betriebsdampfleitung zu 20
21 vertikalachsige Kondensatpumpen
22 Niederdruck-Vorwärmer
22a Kondensator für Stopfbüchsdampf
22b Ventilator zu 22a
23 Kondensat-Kühler zu 22
23a Kühler für Stopfbüchs-Sperrdampf
24 Kühlwasser-Ablaufleitung
25 Oelbehälter zur Hauptturbine
25a Oelkühler (3 Apparate)
25b Hochdruckpumpe zum Anheben der Läufer
26a Oelbehälter zu 20
26b Oelkühler zu 20
27 Entgaser

spricht dies bei einem Heizwert der Kohle von 4300 kcal/kg einer jährlichen Kohlenersparnis von etwa 16 000 t (Ladung von etwa 20 Güterzügen). Diese rechtfertigt einen erheblichen Mehrpreis für die konstruktiven Massnahmen, die für die Steigerung von Druck und Temperaturen erforderlich sind.

Bei Frischdampftemperaturen von mehr als 550° C sind die Endüberhitzer wegen der wesentlich höheren Zeitstandfestigkeit (Bild 2) aus austenitischem Material herzustellen, das aber erheblich teurer ist als ferritischer Stahl. Bei Temperaturen über 580° C müssen auch die Verbindungsleitungen zwischen Kessel und Turbine aus austenitischen Rohren bestehen, wodurch sich wiederum eine Verteuerung ergibt. Wenn nun für eine 600° C-Anlage auch noch die Turbine einschliesslich der schweren Gehäuse aus austenitischem Material angefertigt werden muss, wird der finanzielle Gewinn aus Kohleersparnis durch den stark erhöhten Kapitaldienst wieder weitgehend aufgehoben. Es soll nachfolgend gezeigt werden, wie die Steigerung der Ueberhitzungs-Temperaturen mit nur mässiger Verwendung austenitischen Materials und dadurch mit tragbaren Mehrkosten verwirklicht werden konnte.

Die Zentrale Baudour gehört der Société Coopérative «Interborinage», Projektierung und Bauleitung lag in den Händen der Compagnie Générale d'Entreprises Electriques et Industrielles, Brüssel (Electrobel). Dieser Gesellschaft wurde die Aufgabe gestellt, mit Abfallkohle aus den Gruben möglichst wirtschaftlich elektrische Energie zu erzeugen. Auf Grund eingehender Studien wurde als günstigste Lösung eine Blockeinheit von 115 MW bei 3000 U/min mit einem Frischdampfzustand von 165 bis 170 at und 590 bis 600° C sowie einer Zwischenüberhitzung auf 565 bis 570° C gewählt, umfassend einen Sulzer-Einrohr-Kessel für die Erzeugung des Dampfes und eine Escher Wyss-Dampfturbine mit ACEC-Generator.

Aus den erwähnten Gründen entschied sich die Electrobel für diejenige Disposition, welche die kürzesten Verbindungsleitungen zwischen Kessel und Turbine ergab (Bild 3), so dass die Verteuerung durch austenitische Rohre, die bei 600° Celsius benötigt werden, in mässigen Grenzen blieb. Zudem ist es Escher Wyss gelungen, für die Turbine eine Bauart zu entwickeln, bei der das Turbinengehäuse, die Leiträder, der Rotor und sogar die Frischdampf-Regulierventile sich aus ferritischem Material (12 % Chromstahl mit Zusätzen) herstellen lassen. Die Verteuerung der Anlage durch Steigerung der Ueberhitzung von 540 auf 600° C ist dadurch tragbar geworden.

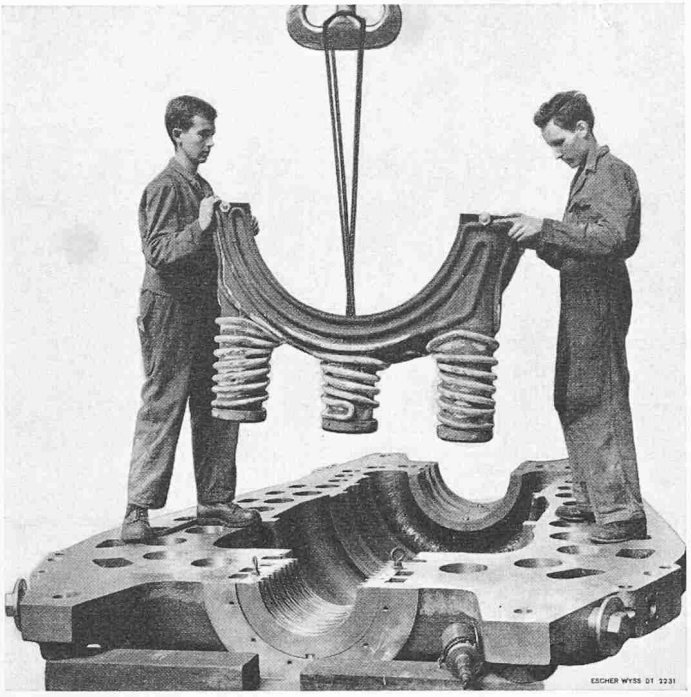


Bild 4. Kühlschirm mit aufgeschweissten Rohren beim Einbau in das Hochdruck-Gehäuse

2. Die Hochdruck-Turbine

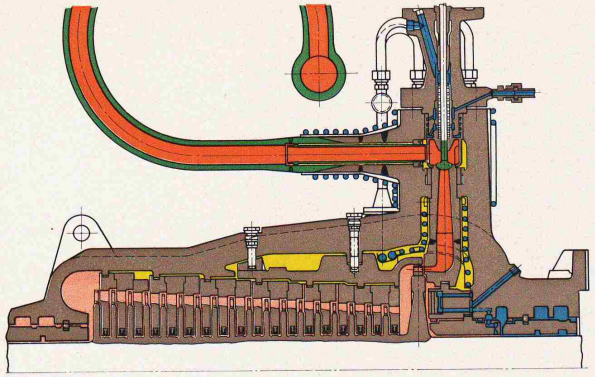
Bild 6 (Tafel 43) zeigt die aus ferritischem Material gebaute Hochdruck-Turbine für 600° C, die aus einem Regelrad und 18 Gleichdruckstufen besteht. Wie ersichtlich sind die Leiträder der 2. bis 10. Stufe in einen als Innengehäuse ausgebildeten Leitradträger eingebaut, und es ist im Gebiet hoher Temperatur zwischen diesem Leitradträger und dem druckfesten Aussengehäuse ein Kühlschirm angeordnet, der direkte Wärmestrahlung oder -leitung von den heissen Innenteilen auf das Gehäuse verhindert. Dieser Kühlschirm erstreckt sich auch in den Zwischenraum zwischen den Düsenkästen und den Ventiltürmen des Gehäuses; eine Hälfte ist in den Bildern 6 und 7 dargestellt. Der Kühlschirm besteht aus einem Blechmantel mit aufgeschweissten Kühlrohren (Bild 4); diese werden von Dampf durchströmt, der aus der Gegendruckleitung der Hochdruck-Turbine mit einer Temperatur von 360 bis 400° C und einem Druck von 30 bis 35 ata entnommen wird. Der im Kühlschirm auf etwa 450 bis 470° C erhitzte Dampf gelangt am Eintritt der Zwischendampf-Regulierventile wieder in den Hauptkreislauf zurück. Auf diese Weise gehen weder Wärme noch Wärmegefälle verloren. Da der Frischdampf durch Düsenkästen (Bilder 6 und 7, Tafel 43) zur ersten Stufe geführt wird, steht der Raum zwischen Innengehäuse und druckfestem Gehäuse lediglich mit der ersten Radkammer in Verbindung, in der bei Maximallast ein Druck von 130 ata und eine Temperatur von 575° C herrschen. Da dieser Raum (gelbe Fläche in den Bildern 6 und 7) jedoch von praktisch stagnierendem Dampf gefüllt ist, ergibt sich nur ein verhältnismässig geringer Wärmeübergang zum Kühlschirm und von diesem zum Gehäuse. Trotz der hohen Temperatur am Eintritt in die Hochdruckturbine sowie vor der 2. Stufe steigt daher die Gehäusetemperatur nur wenig über 500° C. Wie aus Bild 2 hervorgeht, ist bei dieser Temperatur die Zeitstandfestigkeit von 12 %-Chromstahl mit Zusätzen höher als diejenige des austenitischen Stahles bei 580° C. Trotz des hohen Innendruckes ergeben sich daher am Gehäuse Wandstärken, Teilflanschen und Bolzen mit Abmessungen, die ohne Schwierigkeit verwirklicht werden können.

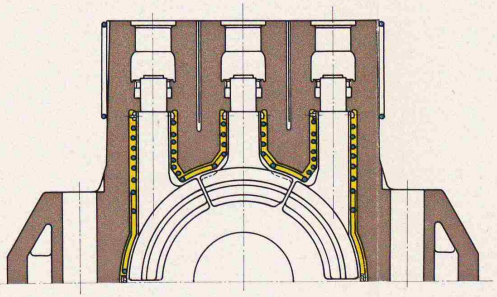
Die sechs Düsenkästen, die symmetrisch an der oberen und unteren Hälfte des Hochdruck-Gehäuses angeordnet sind, konnten ebenfalls aus 12 %-Chromstahl hergestellt werden, weil die Differenz zwischen Frischdampfdruck im Innern der Düsenkästen und dem Druck vor der 2. Stufe bei Teilbelastung höchstens 80 at beträgt und somit die Beanspruchungen der dickwandigen Düsenkästen in zulässigen Grenzen bleiben. An den Befestigungsstellen der Düsenkästen in den Ventiltürmen des Gehäuses ist bei gleichartiger Materialqualität eine Dichtschweissung einwandfrei durchführbar, wogegen bei Verwendung austenitischer Düsenkästen wegen ungleicher Wärmedehnung eine Schweissverbindung eher fragwürdig wäre.

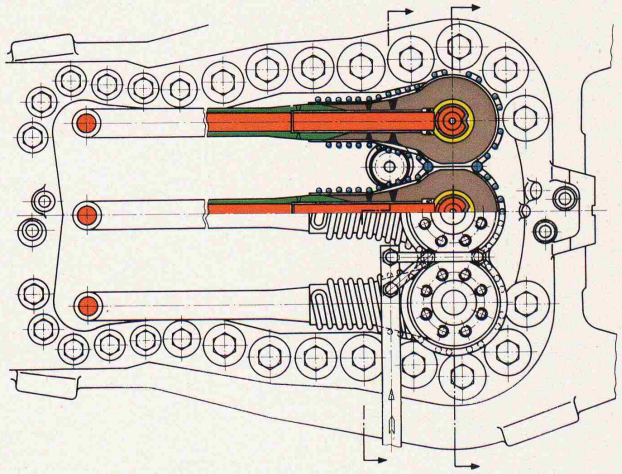
Damit die Ventiltürme trotz der hohen Frischdampf-Temperatur von 600° C auf verhältnismässig niedriger Temperatur bleiben, sind besondere Dampfführungsbüchsen eingebaut, so dass zwischen diesen und den Ventilgehäusen ein Ringraum entsteht, der mit stagnierendem Dampf angefüllt ist. Durch diese Anordnung wird der Wärmeübergang zwischen dem strömenden Frischdampf und den Ventiltürmen stark vermindert, wodurch die an der Aussenfläche der Ventiltürme angeordneten Kühlschirme an den Ventilturmwandungen eine Herabsetzung der Temperatur um 40 bis 60° C ermöglichen. Bild 5 (Tafel 43) zeigt die mit Hilfe der bekannten Wärmeleit- und Uebergangszahlen berechnete Temperaturverteilung in den Ventiltürmen. Messungen während des Betriebes haben ergeben, dass diese Temperaturherabsetzung tatsächlich erreicht wird.

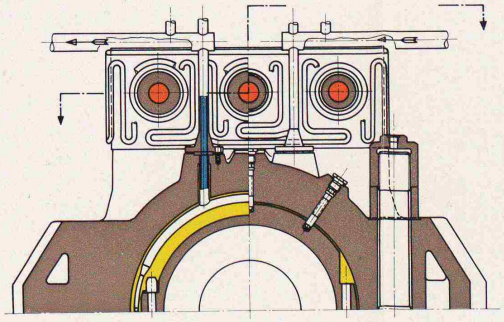
Dieses Kühlsystem an der 115 MW-Turbine der Zentrale Baudour hat den Vorteil, dass der Durchmesser des druckfesten Aussengehäuses durch den Einbau des Kühlschirmes nur wenig vergrössert wird und die Düsenkästen im Gehäuse fest eingebaut und dicht geschweisst werden können. Somit sind keinerlei Stopfbüchsen, Kolbenringe und dergleichen notwendig, wie solche Teile bei Doppelgehäusen üblich sind. Ferner ist die zum Kühlen erforderliche Dampfmenge nur gering, und da sie aus dem Abdampf der Hochdruck-Turbine entnommen und nachher vor dem Zwischenüberhitzungs-Regulierventil wieder in den Hauptkreislauf eingeführt wird, ergibt sich keinerlei Wärmeverlust. Ausserdem werden Drosselverluste vermieden, die sich bei Einführen von kälterem Frischdampf zwischen druckfestem Aussengehäuse und Innengehäuse mit nachfolgender Mischung des Dampfes nach der 2. Stufe ergeben würden. Dieses letztere Verfahren bedingt infolge Umgehung der 1. Stufe durch den Kühldampf einen Leistungsverlust und verursacht zudem eine merkbare Abkühlung des durch die 2. und die folgenden Stufen strömenden Dampfes infolge Mischung mit dem Kühldampf. Bei dem in Baudour verwendeten Kühlsystem ist dagegen die Abkühlung des durch die Hochdruck-Turbine strömenden Dampfes unmessbar klein. Diese Kühlvorrichtungen bedingen daher praktisch keine Erhöhung des Gesamt-Wärmeverbrauches, und der Gewinn der Temperatursteigerung auf 600° C bleibt voll erhalten.

Die Schnellschluss-Absperrventile, die links und rechts von der Hochdruck-Turbine angeordnet sind, bestehen aus austenitischem Stahl. Sie sind durch austenitische Rohrbögen an die ferritischen Regulierventiltürme angeschlossen (Bild 10, Tafel 45). An der Uebergangsstelle zwischen dem austenitischen Rohrbogen und dem ferritischen Eintrittstutzen der Regulierventile sind jeweils sogenannte Mannesmann-Verbinder (Bild 8, Tafel 43) eingeschweisst; sie bestehen im wesentlichen aus je einer ferritischen und austenitischen Büchse, deren konische Trennflächen bei hoher Temperatur zusammengewalzt sind, so dass eine metallische Verbindung entsteht. Das ferritische Ende des Mannesmann-Verbinders wird an dem entsprechenden Fortsatz der Ventiltürme angeschweisst, während der austenitische Teil mit einem Verteilrohr der Verbindungsleitung zu den Absperrventilen verschweisst ist. Um den Mannesmann-Verbinder mit seinem ferritischen Materialteil vor zu hoher Temperatur zu schützen, ist im Innern eine dünnwandige Büchse eingebaut; der sehr schmale Ringraum zwischen dieser Büchse und dem Mannesmann-Verbinder ist mit stagnierendem Hochdruck-Dampf angefüllt. Da die Mannesmann-Verbinder analog wie die Ventiltürme von einem Aussen-Kühlschirm umgeben sind, ergibt sich gegenüber der Temperatur des Frischdampfes eine Senkung von etwa 60° C, wie dies durch die Temperaturlinie in Bild 8 veranschaulicht ist.









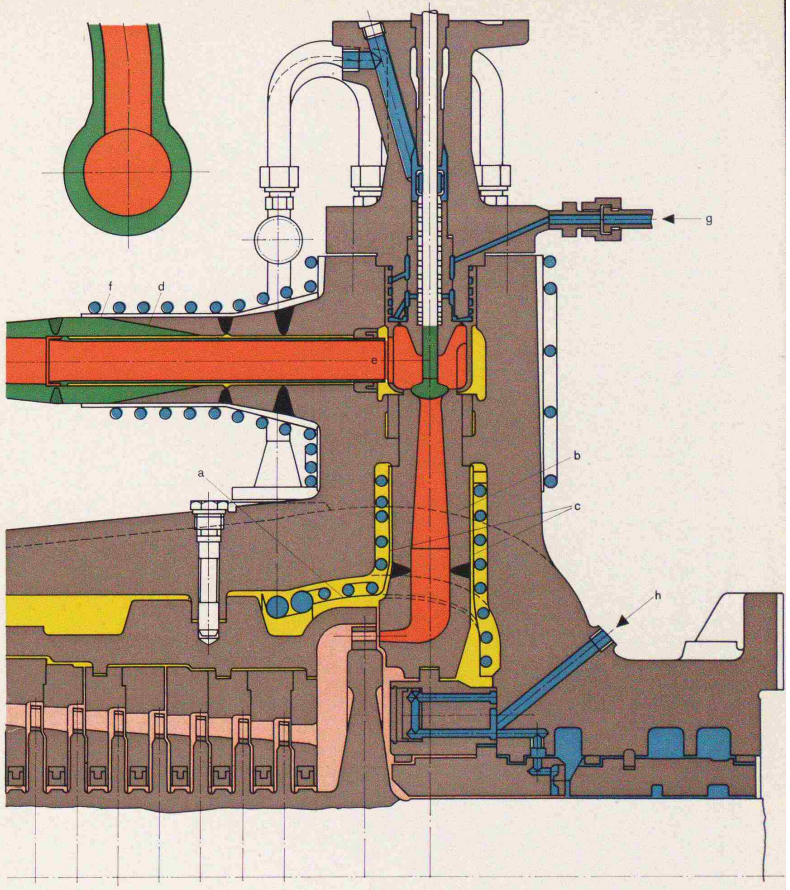


Bild 7

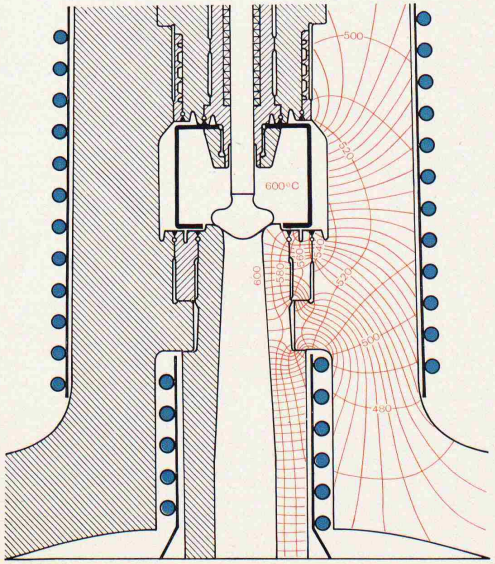


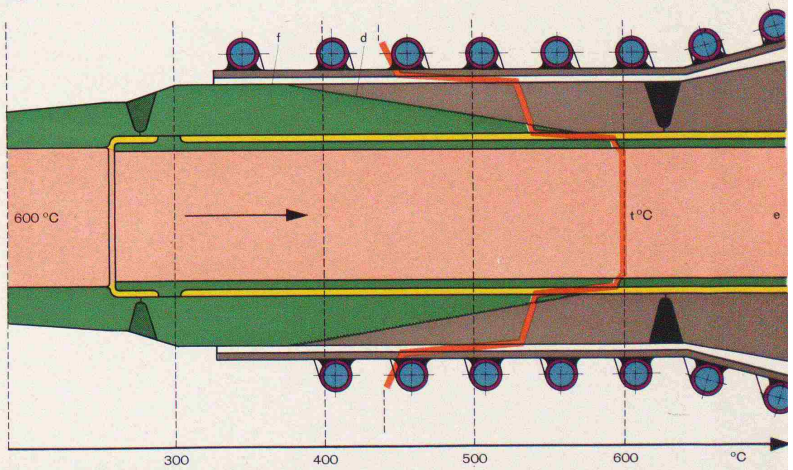
Bild 6 (oben). Hochdruck-Turbine für 170 at 600° C der 115 MW-Dampfturbine des Dampfkraftwerkes Baudour (Belgien). Im druckfesten Aussengehäuse ist ein Innengehäuse mit den Leitradträgern eingebaut. Im Zwischenraum zwischen Aussen- und Innengehäuse, gefüllt mit stagnierendem Dampf (gelb), ist ein Kühlschirm angeordnet, dessen Rohre (blau) vom Abdampf der Hochdruck-Turbine durchströmt werden. Dadurch wird das druckfeste Aussengehäuse vor hohen Temperaturen geschützt und konnte deshalb aus ferritischem Stahlguss (12 % Chromstahl mit Zusätzen) hergestellt werden

Bild 7 (rechts oben). Vergrösserter Ausschnitt aus Bild 6. Die drei Ventiltürme sind von einem Kühlschirm umhüllt. Zwischen Regulierventil-Spindel und ihrer Führungsbüchse wird durch die Leitung g Frischdampf von etwa 500° C eingeführt, der dem Kessel vor dem Endüberhitzer entnommen wird. Die stellitisierte Ventilspindel gleitet daher in ihrer Führungsbüchse bei mässiger Temperatur. In die Hochdruck-Stopfbüchse wird ebenfalls Dampf niedriger Temperatur durch die Leitung h zugeführt. Im Regulierventil-Gehäuse ist eine Büchse eingebaut, so dass ein Raum stagnierenden Dampfes (gelb) den direkten Uebergang der Wärme des heissen Frischdampfes auf die Wandung der Ventilgehäuse verhindert. Hierdurch ergeben sich auch in den drei Ventiltürmen Temperaturen von nur 540 bis 560° C, so dass auch hier ferritisches Material genügt

Bild 8 (rechts unten). Vergrösserter Ausschnitt aus Bild 7. Für den Anschluss der austenitischen Frischdampf-Rohre an die ferritischen Ventiltürme dienen sogenannte Mannesmann-Verbinder, die aussen durch einen Kühlschirm gekühlt und innen durch eine Büchse vor direkter Berührung mit dem heissen Frischdampf geschützt werden. Die Temperatur des Verbinders beträgt nur ungefähr 540° C (rote Kurve)

Bild 5 (links). Temperatur-Verlauf und Wärmefluss im Ventilturm, der aussen gekühlt wird

Bild 8



ESCHER WYSS DT 2232

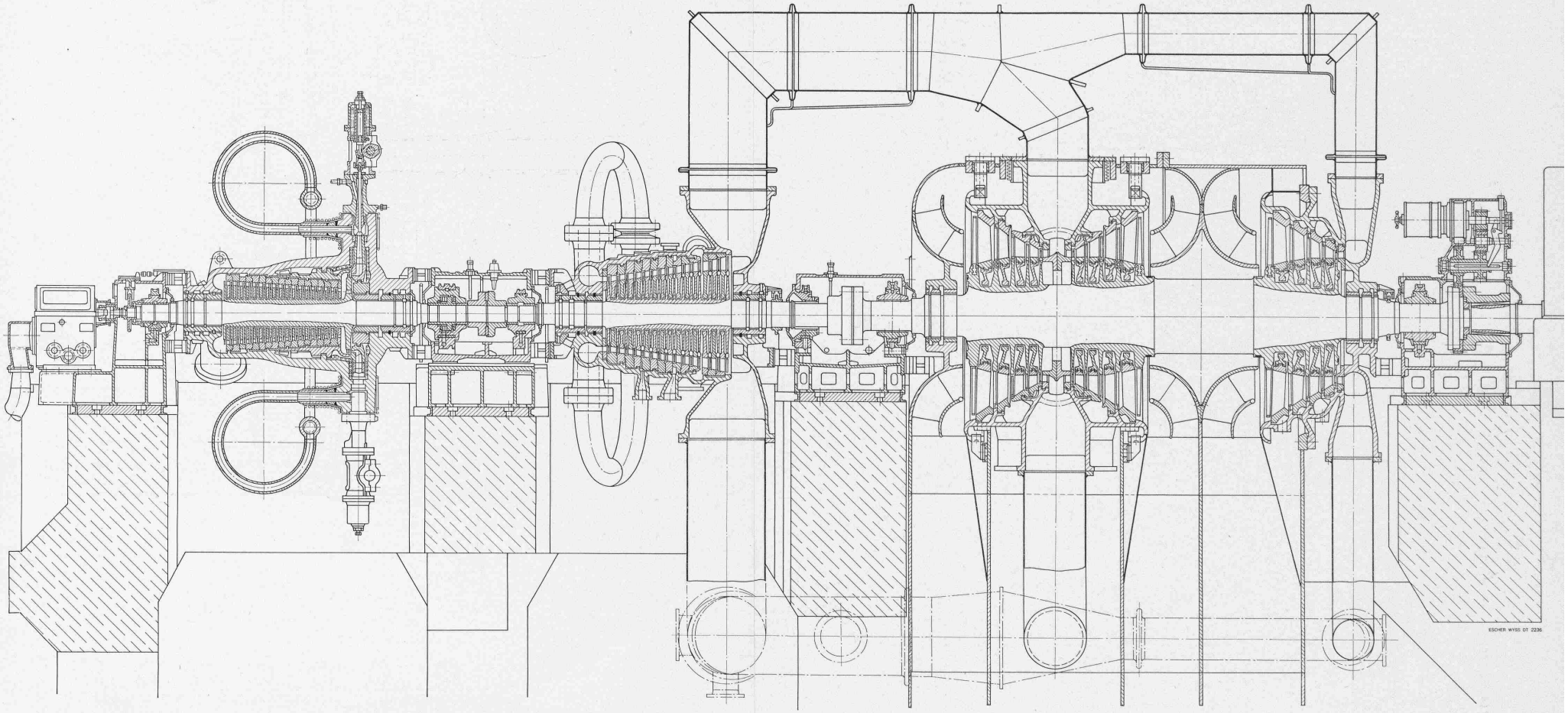
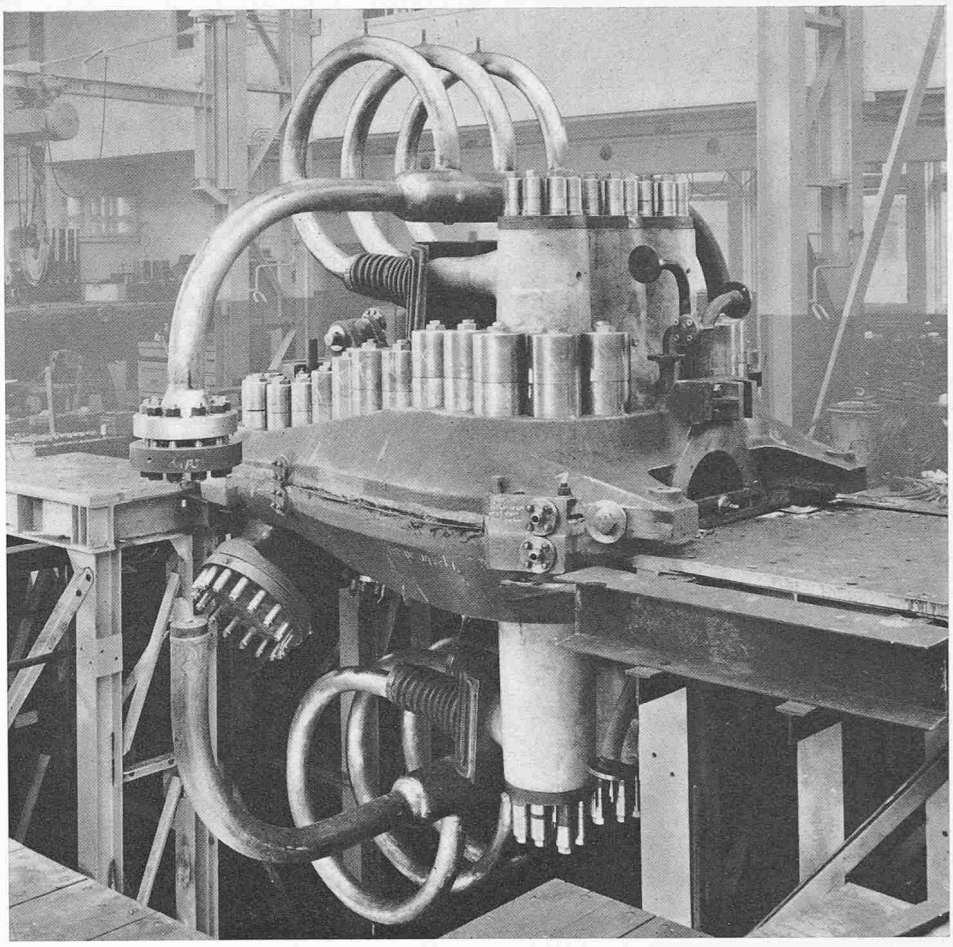


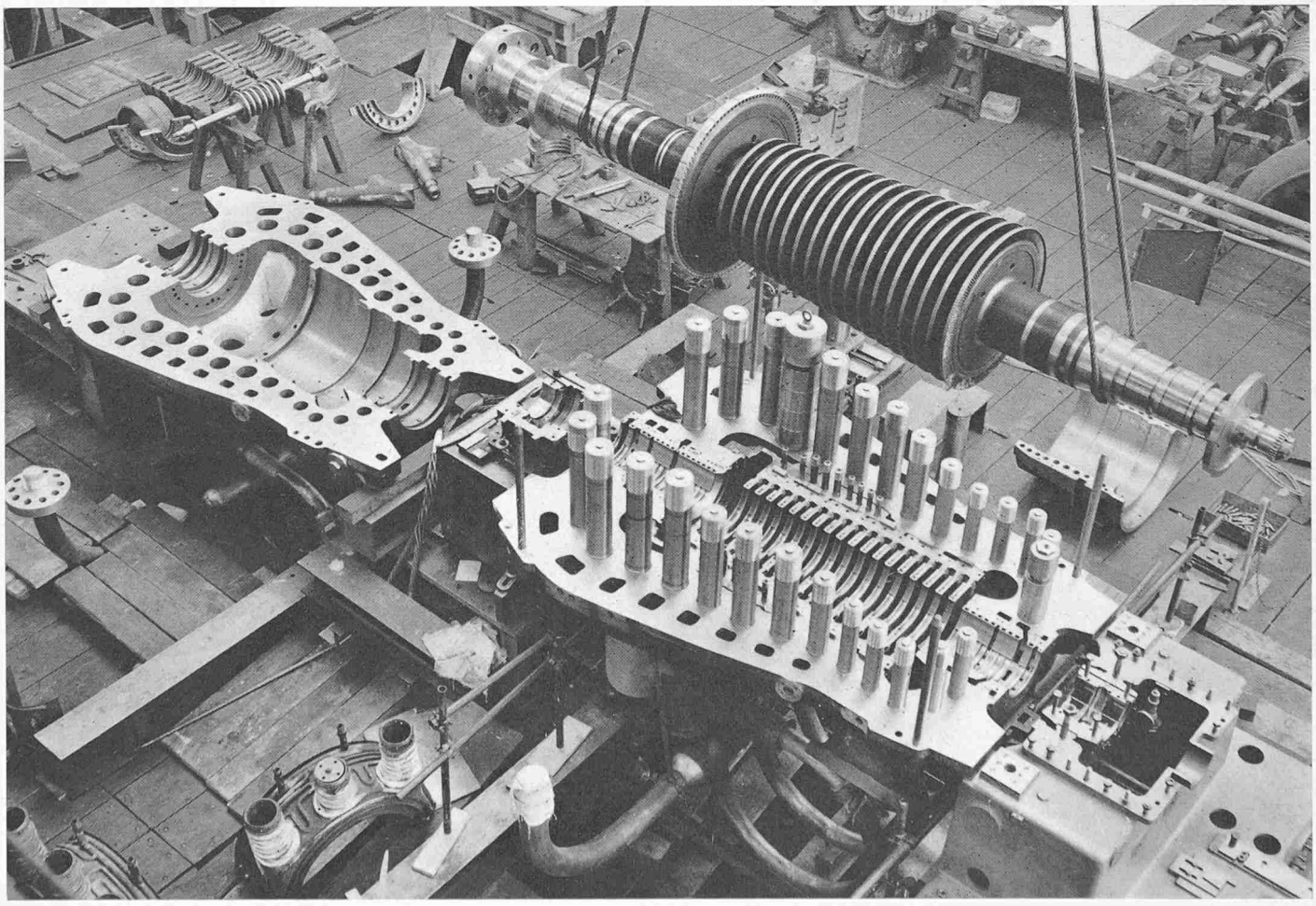
Bild 9. Längsschnitt durch die 115-MW-Dampfturbine der Zentrale Baudour für 165—170 at, 595—600° C und Zwischenüberhitzung auf 565—570° C. Der dreiflutige Niederdruckteil ist in einem einzigen Niederdruckgehäuse angeordnet und vom heissen Mitteldruckgehäuse völlig getrennt. Die Mitteldruckturbine und die Verbindungsleitungen von dieser zur Niederdruckturbine sind völlig symmetrisch ausgebildet

Schweiz. Bauzeitung · 79. Jahrgang Heft 26 · 29. Juni 1961

Bild 10 (rechts). Hochdruckgehäuse für eine Frischdampftemperatur von 600° C aus ferritischem Stahlguss mit austenitischen Frischdampf-Zuführungsrohren

Bild 11 (unten). Die Hochdruckturbine beim Zusammenbau in der Werkstätte. Der neunzehnstufige Läufer besteht aus einem Stück aus 12%igem Chromstahl mit Zusätzen. Das druckfeste Aussengehäuse aus ferritischem Stahlguss weist grosse Teilflanschbolzen auf, das leichte Innengehäuse mit eingebauten Leiträdern nur kleine Teilflanschbolzen. Links Gehäuseoberteil





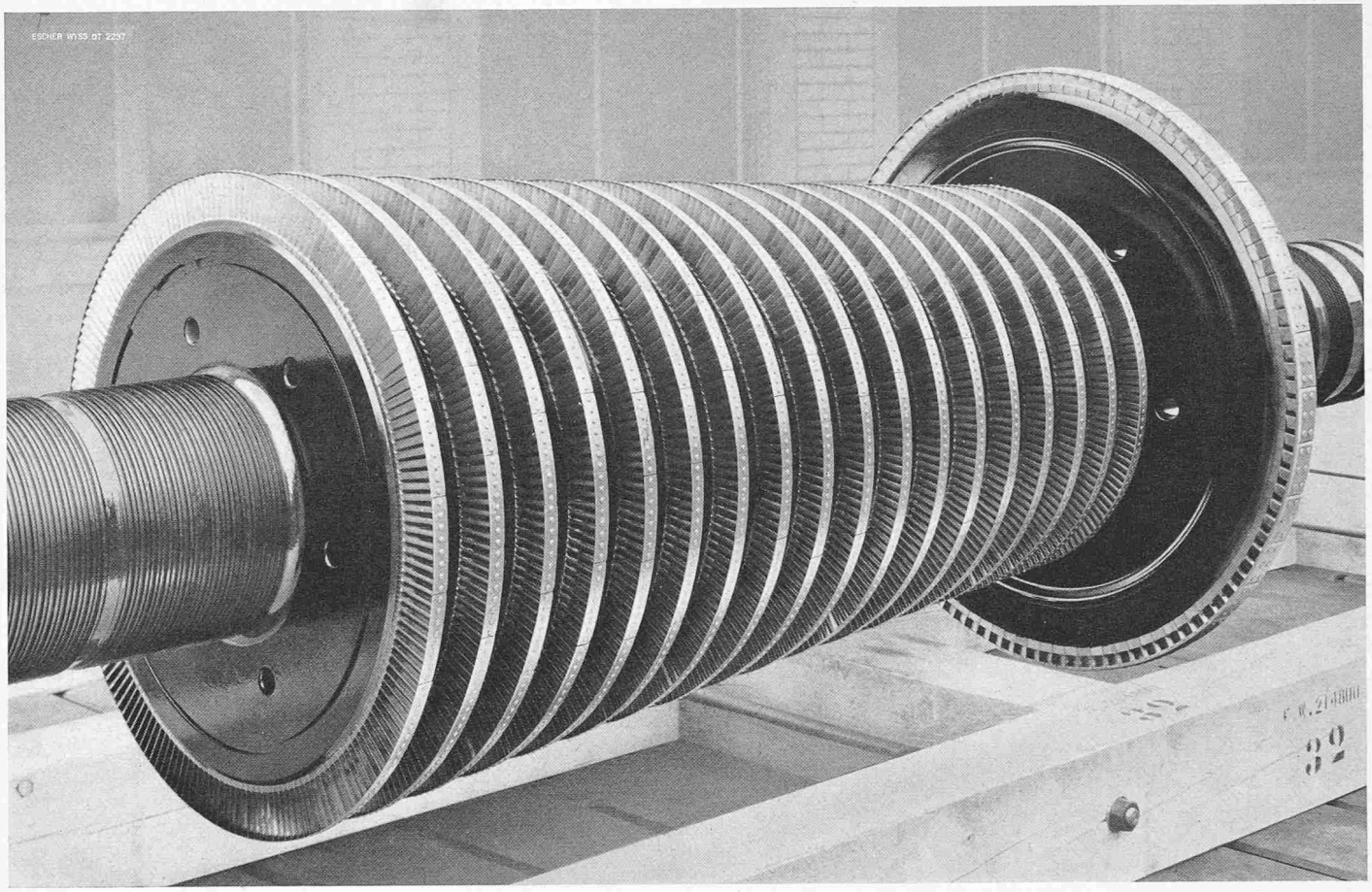


Bild 12. Hochdruck-Rotor mit grossem Regelrad am Eintritt und 18 Gleichdruckstufen. Der Rotor besteht aus einem Stück aus 12 % Chromstahl mit Zusätzen. In den Scheiben sind Nuten zum Einsetzen der Balanciergewichte vorgesehen

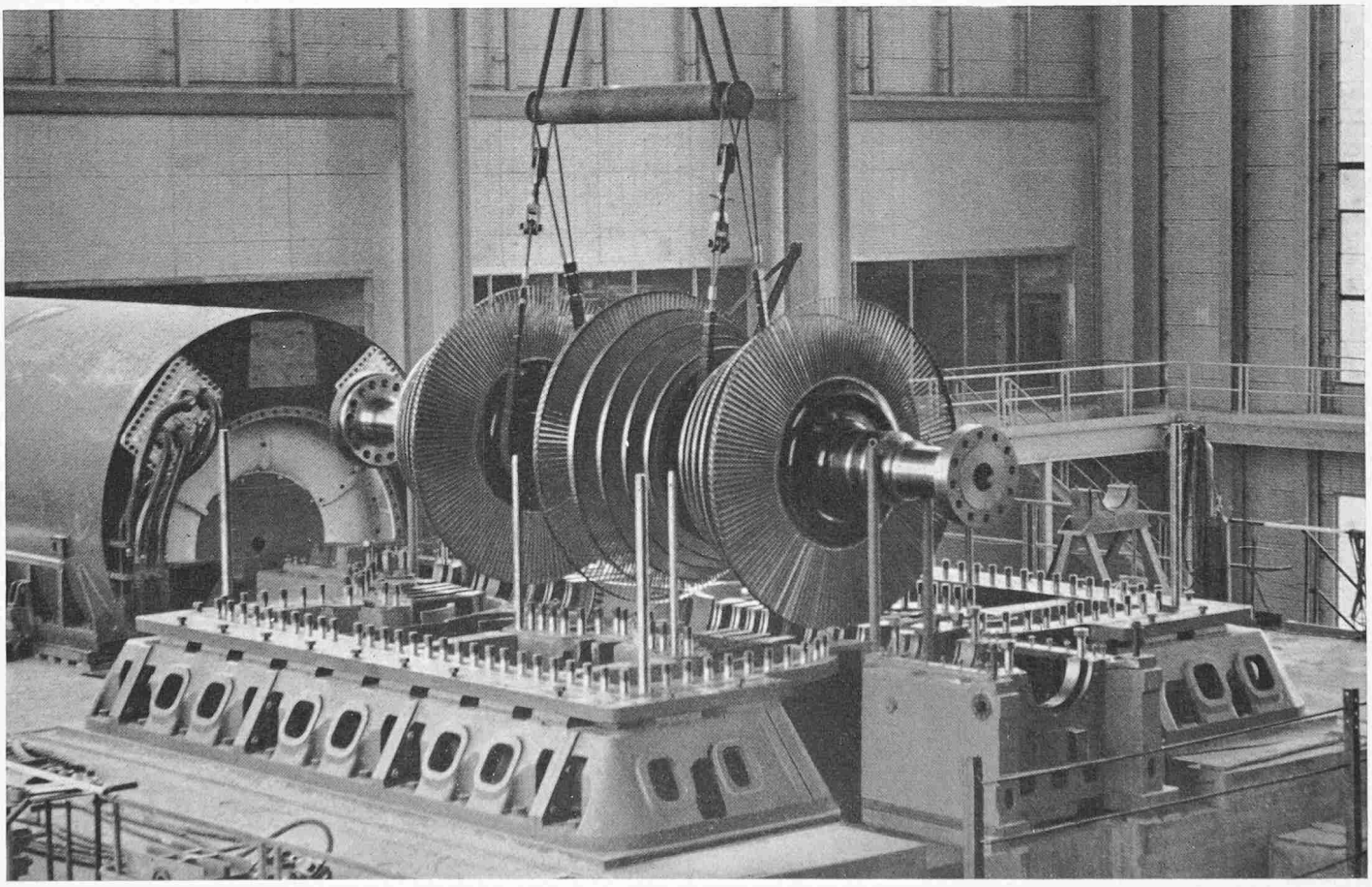
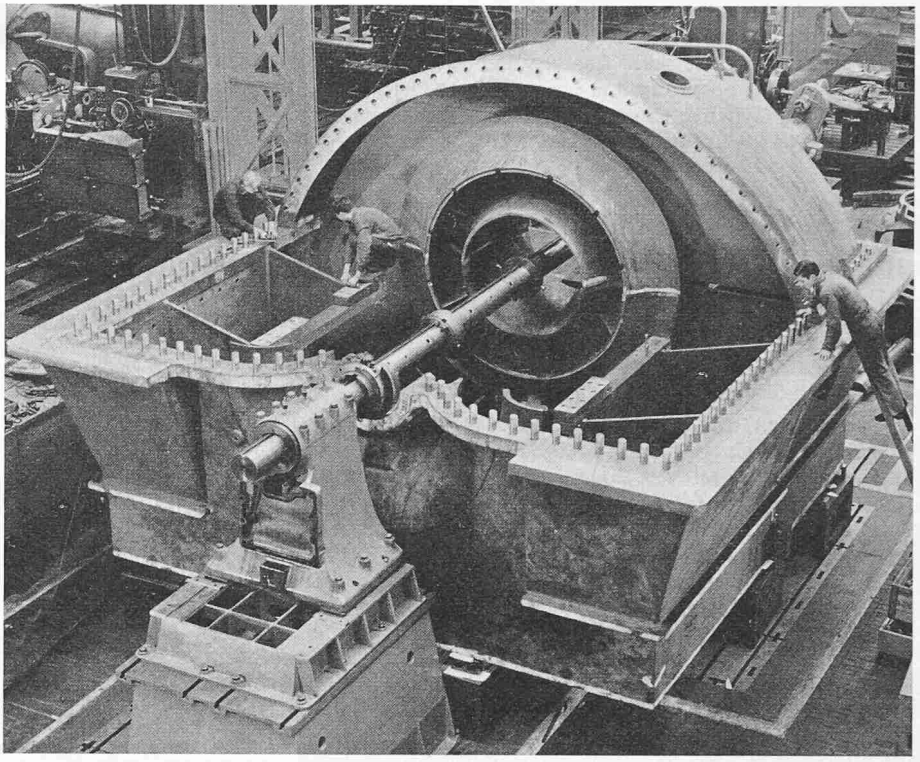


Bild 13. Dreiflutiger Läufer der Niederdruckturbine bei der Montage im Kraftwerk Baudour. Die Korrekturgewichte sind in sieben, über die ganze Länge des Rotors verteilten Nuten angebracht, um die Wuchtfehler möglichst in ihrer eigenen Ebene zu korrigieren

Bild 14 (rechts). Geschweisstes Niederdruckgehäuse der dreiflutigen 115-MW-Turbine Baudour mit eingesetzter Ausrichtwelle. In der Mitte sieht man den Umlenkring zur verlustarmen Führung des aus den letzten Stufen austretenden Dampfes zum Kondensator bei möglichst geringer Baulänge des Gehäuses



Der bereits erwähnte geringe Raumbedarf des Kühlschirmes, der eine nur unbedeutende Vergrösserung des Gehäuses zur Folge hat, ist aus Bild 11 (Tafel 45) ersichtlich. Man beachte die kleinen Schraubenbolzen des Innengehäuses, verglichen mit denen des Aussengehäuses, was möglich ist, weil im Gebiet der 2. bis 5. Stufe der Druck am äusseren Umfang des Leitradträgers gleich demjenigen vor der 2. Stufe ist (stagnierender Dampf von rd. 130 at), während in den Radkammern der 3. bis 5. Stufe ein niedrigerer Druck herrscht. Somit drückt der Dampf selbst die beiden Hälften des Innengehäuses zusammen. Im Gebiet der 6. bis 10. Stufe herrscht zwar im Innern des Innengehäuses ein etwas grösserer Druck als am Umfang, aber dieser Ueberdruck ist so gering, dass sie aus Bild 11 ersichtlichen kleinen Teilflanschschrauben ausreichend stark sind und ebenfalls keine wesentliche Vergrösserung des Gehäuses bedingen.

Diese Bauart mit Kühlschirmen hat nicht nur ermöglicht, das Hochdruck-Gehäuse und auch die Gehäuse der sechs Regulierventile aus ferritischem Material herzustellen, sondern auch die Abmessungen des Hochdruck-Gehäuses, dessen Wandungen und Teilflanschen verhältnismässig klein zu halten. Der durch die Temperatursteigerung auf 600° C bedingte Mehrpreis bleibt demzufolge in mässigen Grenzen.

Der 12 %-Chromstahl mit Zusätzen, der für Gehäuse, Leiträder und Rotor der Hochdruck-Turbine verwendet wurde, hat ausserdem gegenüber austenitischem Stahl den grossen Vorteil der geringeren Wärmedehnung und der grösseren Wärmeleitfähigkeit. Die Wärmebeanspruchungen beim Anfahren und bei Laständerungen sind daher wesentlich geringer als bei einer Ausführung mit austenitischen Stählen.

Für die Betriebssicherheit einer Turbine ist das einwandfreie Funktionieren der Regulierventile von grosser Bedeutung. Um zu vermeiden, dass die Ventilspindeln in ihren Führungsbüchsen bei Rotglut gleiten müssen, wird bei der Turbine Baudour zwischen Ventilspindeln und Führungsbüchsen Sperrdampf von etwa 520° C eingeführt, der dem Kessel vor dem Endüberhitzer entnommen wird. Dieses Verfahren wurde erstmals in der Turbine Reutlingen [30] erprobt und hat sich dort wie auch in Baudour sehr gut bewährt. Um in der Hochdruck-Stopfbüchse zwischen Turbinengehäuse und Welle eine Temperatursenkung zu erwirken, wird bei dieser Anlage ausserdem eine geringe Dampfmenge von 380 bis 400° C aus dem Entnahmestutzen der Hochdruck-Turbine in einen Ringkanal der Hochdruck-Stopfbüchse abgezweigt.

Durch die Erhöhung der Temperatur des Frischdampfes von 540 auf 600° C und der Zwischenüberhitzung von 535 bis 540° C auf 565 bis 570° C ergibt sich eine Verbesserung des Wärmeverbrauches um 2,4 %, die jedoch durch Verwendung hochwertigerer Stähle erkauft werden muss. Mit Rücksicht auf diese Temperatur wurden für das Mitteldruck-Gehäuse und den Mitteldruck-Läufer 12 %-Chromstähle mit Zusätzen von Molybdän, Vanadium usw., also ferritische Stähle verwendet, ebenso wie für die Hochdruck-Turbine. Eine Kühlung des Mitteldruck-Gehäuses ist jedoch nicht notwendig.

3. Mitteldruck- und Niederdruck-Turbinen

Die Mitteldruck-Turbine hat 15 Gleichdruckstufen. Der Läufer ist aus dem Vollen geschmiedet, die Laufschaufeln der ersten 10 Stufen sind aus austenitischem Stahl und diejenigen der folgenden fünf Stufen aus 14 %-Chromstahl gefräst. Das Gehäuse der Mitteldruck-Turbine ist vollständig symmetrisch ausgebildet.

Die Absperr- und Regulier-Zwischenventile sind symmetrisch links und rechts neben der Mitteldruck-Turbine horizontal angeordnet und durch je einen Stutzen mit der oberen und der unteren Hälfte des Mitteldruck-Gehäuses verbunden. Die Abdampfstutzen sind ebenfalls symmetrisch oben und unten angeordnet und die Entnahmestutzen annähernd gleichmässig auf die beiden Gehäusehälften verteilt, damit die Wärmedehnung in allen Betriebszuständen, besonders während der Abkühlungsperiode nach Stillegen der Turbine, überall gleich ist und kein Verbiegen des Gehäuses auftritt. Die Niederdruck-Turbine ist entsprechend einer Kühlwassertemperatur von im Mittel 15° C für ein Vakuum von 0,033 ata ausgelegt. Das grosse spezifische Volumen des Niederdruck-Dampfes am Austritt machte eine dreiflutige Schaufelung notwendig. Bei einer Schaufellänge der letzten Stufe von 610 mm und einem mittleren Durchmesser von 1950 mm hat die Niederdruck-Turbine eine gesamte Austrittsfläche von 11,1m².

Das Gehäuse der Niederdruck-Turbine ist aus Stahlplatten und einigen Stahlgussteilen zusammengeschweisst (Bild 14). Für den Abdampfstutzen wurde durch eingehende Modellversuche eine Form entwickelt, die bei minimaler Baulänge einen möglichst geringen Druckabfall zwischen Laufschaufelaustritt und Kondensator ergibt.

In das geschweisste Niederdruck-Gehäuse ist für den Einbau der Leiträder ein gusseisernes Innengehäuse so eingebaut, dass es sich praktisch auf der Höhe der Wellenmitte abstützt. Während die Dampfzuleitungen zur Niederdruck-Turbine symmetrisch oben und unten angeordnet sind, befinden sich die Entnahmestutzen an der unteren Gehäusehälfte. Für die Entwässerung der im Nassdampfgebiet arbeitenden Niederdruck-Stufen dienen Schlitze und Ringkanäle, durch die das ausgeschleuderte Wasser direkt in den Kondensator bzw. in die Niederdruck-Vorwärmer abgeführt wird.

Der Gesamtaufbau der Turbogruppe ist aus Bild 9 (Tafel 44) ersichtlich. Die völlige Trennung der heissen Hoch-

druck- und Mitteldruck-Turbine von der kalten Niederdruck-Turbine bietet den grossen Vorteil eines mässigen Wärmeflusses vom Eintritt zum Austritt der einzelnen Turbinenteile durch Wärmeleitung und vermeidet eine Erwärmung der Niederdruck-Gehäuseteile durch Wärmeleitung aus dem Mitteldruck-Teil, wie dies der Fall wäre, wenn Mitteldruck-Stufen gemeinsam mit Niederdruck-Stufen in einem Gehäuse angeordnet würden. Die Bauweise der Turbine Baudour bietet daher völlige Gewähr, dass sie auch nach kurzzeitigem Stillstand — also noch warm — ohne Schwierigkeiten wieder angefahren werden kann.

Schluss folgt

Neuere Untersuchungen und Erkenntnisse über das Verhalten von Pfählen und deren Anwendung in der Praxis der Pfahlfundation

Von Prof. Dr. **R. Haefeli**, Zürich

Schluss von Seite 448
DK 624.154.001

IV. Neue Methoden zur Bestimmung der Zusammendrückbarkeit des Untergrundes in situ (M_E-Wert)

Anlässlich des ersten Ausbaues des Flughafens Kloten (1948) wurde eine einfache Methode entwickelt, um die Zusammendrückbarkeit des Bodens in situ, d. h. am natürlichen Schichtverband zu messen [11, 26]. Zu diesem Zwecke wurde der Zusammendrückungsmodul M_E definiert (mit der deutschen Steifeziffer K vergleichbar), der sich vom Elastizitätsmodul der elastischen Stoffe, mit dem er hinsichtlich Dimension identisch ist (kg/cm²), grundsätzlich durch zwei Attribute unterscheidet: Erstens erfolgt seine Bestimmung bei ganz (Oedometer) oder nahezu (Feldversuch) verhinderter Seitenausdehnung, während der Elastizitätsmodul bei freier Seitenausdehnung gemessen wird, und zweitens handelt es sich beim M_E-Wert nicht um eine Materialkonstante, sondern um eine Zustandsgrösse, die u. a. vom Verdichtungsdruck, von der Belastungsvorgeschichte und dem Vorzeichen der Spannungsänderung usw. abhängig ist.

Zur weiteren Klärung der Begriffe mögen folgende ergänzende Angaben dienen:

Komprimiert man einen kohärenten Bodenwürfel das eine Mal bei freier (Fall 1), das andere Mal bei verhinderter Seitenausdehnung (Fall 2), so verhalten sich die gemessenen Setzungen $\delta_1 : \delta_2$ umgekehrt, wie die entsprechenden Verformungsmoduli $V_E : M_E$, d. h.:

$$(5) \quad \frac{\delta_1}{\delta_2} = \frac{M_E}{V_E}; \qquad (5_a) \quad \frac{\Delta h}{h} = \frac{\sigma}{M_E}$$

wobei V_E bei vollkommener Elastizität dem Elastizitätsmodul E entspricht. Nach Gl. 5a kann M_E definiert werden als *der hundertfache Wert derjenigen spez. Belastung σ, die notwendig ist, um eine Bodenschicht bei verhinderter Querdehnung um $\Delta_h = 1\%$ ihrer ursprünglichen Höhe h zusammenzudrücken.*

Berechnet man andererseits das Verhältnis $\delta_1 : \delta_2$ auf Grund des Verformungsmoduls V_E, des Hookschen Gesetzes und der elastischen Querzahl $m = 1/\mu$, so ergibt sich folgende Beziehung [11]:

$$(6) \quad \frac{M_E}{V_E} = \frac{m^2 - m}{m^2 - m - 2} = \frac{1 - \mu}{1 - \mu - 2\mu^2} = \lambda_E$$

d. h. für

Querzahl m =	2	3	4	5
Poissonzahl μ =	$1/2$	$1/3$	$1/4$	$1/5$
$\frac{M_E}{V_E} = \lambda_E$ =	∞	1,50	1,20	1,11

Der Wert $m = 2$ repräsentiert dabei den volumenkonstanten Körper, der sich bei verhinderter Seitenausdehnung nicht zusammendrücken lässt.

Die Einführung des M_E-Wertes in die Theorie der Setzungsberechnung hat den wesentlichen Vorteil, dass man dabei unabhängig wird von der meistens nicht näher bekannten Poissonzahl μ bzw. Querzahl m des Bodens. Andrerseits ist zu beachten, dass die Abhängigkeit des M_E-Wertes vom Konsolidationsdruck σ für Lockergesteine auf Grund des Oedometerversuches (Setzung in Funktion des Druckes bei verhinderter Querdehnung) durch folgenden linearen Zusammenhang gegeben ist [11]:

$$(7) \quad M_E \cong \frac{\sigma}{\Delta_e}; \quad \Delta_i \simeq \Delta_e \ln \frac{\sigma_i}{\sigma_1}; \quad \sigma_1 = 1 \text{ kg/cm}^2$$

worin bedeutet [11]:

Δ_e = Zusammendrückungszahl = prozentuale Setzung Δ_i der an der Fliessgrenze in den Oedometer eingebauten Bodenprobe infolge Erhöhung des Druckes σ_i von 1,0 auf e (2,72) kg/cm².

Die Relation zwischen dem Zusammendrückungsindex C_c (compression index) von Terzaghi [19] und der Zusammendrückungszahl Δ_e lautet schliesslich:

$$(8) \quad C_c = \frac{1 + \varepsilon_1}{\log e} \Delta_e \cong 2{,}3\,(1 + \varepsilon_1)\,\Delta_e$$

ε_1 = Porenziffer des Materials für $\sigma = 1{,}0$ kg/cm².

Als wichtigste Grundlage der Setzungsberechnung hat der Begriff des M_E-Wertes und dessen feldmässige Bestimmung, in Ergänzung der Messung der Zusammendrückbarkeit ungestörter Bodenproben im Laboratorium in der Praxis rasch Eingang gefunden. Wie erstmals beim Bau des Flughafens Kloten wird heute der sogenannte Plattenversuch, der inzwischen durch die Kommission für Unterbau und Untergrund der Vereinigung Schweiz. Strassenfachmänner (VSS) standardisiert wurde, im Strassen- und Dammbau sowohl zur Kontrolle des Untergrundes als auch zur Qualitätsprüfung künstlich verdichteter Koffer und Dammkerne laufend verwendet (SNV 70 317).

Auch bei Flachfundationen leistet der Plattenversuch zur Bestimmung des M_E-Wertes an der Sohle der Baugrube wertvolle Dienste, sofern das Grundwasser in Schach gehalten werden kann.

Wesentlich schwieriger ist die Aufgabe, den M_E-Wert unterhalb des Grundwasserspiegels in beliebiger Tiefe unter der Bodenoberfläche oder der Fundamentsohle in situ zu messen. Die naheliegende Anwendung des Plattenversuchs in Sondierbohrungen gibt Anlass zu häufigen Versagern. Sie ergibt in der Regel zu kleine M_E-Werte, weil der Boden an der Bohrlochsohle durch die Entlastung und lokale Verformungen gestört ist.

Hier bietet nun die Verwendung von sondenähnlichen Modellpfählen mit verbreiterter Spitze, die unter Messung des Rammwiderstandes oder des statischen Verdrängungsdruckes (Drucksonde) bis in den ungestörten Boden vorgetrieben werden, bevor der eigentliche Belastungsversuch angesetzt wird, eine Möglichkeit, das Problem mit genügender Annäherung zu lösen.

Die ersten diesbezüglichen Versuche wurden 1954 vom Verfasser in Zusammenarbeit mit der AG. für Grundwasserbauten an der Erdbauabteilung der VAWE durchgeführt [5]. Im Gegensatz zum Plattenversuch erfolgte die Uebertragung der Versuchslast auf den Boden nicht nur durch die untere Fläche des Stempels, sondern auch durch dessen Mantel (Reibungszylinder). Um nun auf Grund der in Kap. III dargestellten Setzungstheorie (1960) den M_E-Wert mit Hilfe eines Modellpfahlversuchs berechnen zu können, ist es notwendig, ausser der Setzung auch den Anteil der Mantelreibung in Funktion der Last direkt zu messen. Hierbei spielt es keine Rolle, dass der durch die Pfahlspitze verdrängte Boden, der nur als lastübertragendes Medium benützt wird, gestört ist. Entscheidend für die Brauchbarkeit der Methode ist dagegen die auf Grund von Versuchen gewonnene Erfahrung [12], dass die Störung des Bodens unterhalb der Rammspitze durch den Rammvorgang mit Ausnahme gewisser Bodenarten nicht wesentlich ins Gewicht fällt.