

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 82 (1964)
Heft: 15: Schweizer Mustermesse Basel

Artikel: Neuere Entwicklungen im Dampfturbinenbau: Vortrag
Autor: Flatt, F.
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-67475>

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: 22.02.2026

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



Bild 48. Nordwestansicht mit der heute noch nicht fertiggestellten Westseite des Neubaues Rosental der Schweizer Mustermesse in Basel

Neuere Entwicklungen im Dampfturbinenbau

DK 621.165

Ueberarbeitete Fassung eines Vortrages, gehalten im Zürcher Ingenieur- und Architektenverein am 20. März 1963
von F. Flatt, Vizedirektor bei Escher Wyss AG., Zürich

Schluss von Seite 223

6. Mögliche Wirkungsgradverbesserungen bei grossen Leistungen

Bei den grossen amerikanischen Elektrizitätsversorgungsnetzen bestand schon seit längerer Zeit das Bedürfnis nach Einheiten von sehr grossen Leistungen. Mit zunehmendem Verbundbetrieb und Zusammenschluss nationaler Netze ergab sich nun auch in Europa die betriebliche Zulässigkeit und die wirtschaftliche Notwendigkeit einer beträchtlichen Erhöhung der Einheitsleistungen. Für neue Kraftwerke wie auch für Erweiterungen bestehender Anlagen wurden in den letzten Jahren meistens Dampfturbinen von 120 bis 160 MW in Auftrag gegeben, die für Drücke zwischen 127 und 185 at und einfache Zwischenüberhitzung vorgesehen waren. Neuerdings sind immer mehr Turbinen für Leistungen von 250 bis 300 MW, teilweise sogar von 500 bis 600 MW bestellt worden. Durch diese Erhöhungen ergeben sich geringere Erstellungs- und Bedienungskosten der gesamten Kraftwerksanlage.

Für diese grossen Leistungen wird häufig die Frage erörtert, ob eine weitere Steigerung des thermischen Wirkungsgrades möglich und wirtschaftlich vorteilhaft sei. Als Möglichkeiten kommen hauptsächlich eine weitere Erhöhung der Frischdampfdrücke und der Uebergang zu zweifacher Zwischenüberhitzung in Betracht. Es werden Drücke von 250 bis 300 at in Betracht gezogen, die beträchtlich über dem kritischen Druck liegen.

Was durch diese Massnahmen zu erwarten ist, geht aus Bild 19 hervor, das den spezifischen Wärmeverbrauch eines Dampfkraftwerkes von 250 MW und einer Ueberhitzungstemperatur von 535 °C in Abhängigkeit vom Frischdampfdruck zeigt. Die obere Kurve 1 bezieht sich auf elektrischen Antrieb der Speisepumpen. Wie schon früher⁶⁾ dargetan

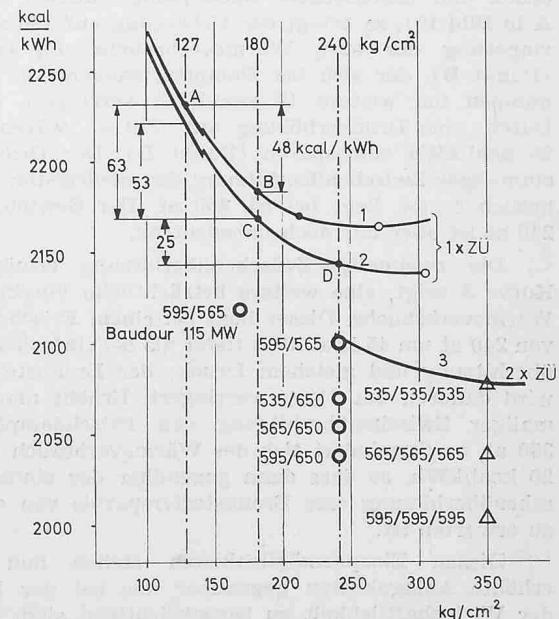


Bild 19. Spezifischer Wärmeverbrauch einer Dampfturbinenanlage von 250 MW, 535 °C und einmaliger Zwischenüberhitzung auf 535 °C in Abhängigkeit vom Frischdampfdruck

Kurve 1 bei elektrischem Antrieb der Speisepumpen

Kurve 2 bei Antrieb der Speisepumpen durch ND-Dampfturbine

Kurve 3 bei zweimaliger Zwischenüberhitzung, beide Male auf 535 °C

Weitere Punkte sind für höhere Ueberhitzungen eingetragen. Kreise beziehen sich auf einmalige Zwischenüberhitzung, Dreiecke auf zweimalige Zwischenüberhitzung

⁶⁾ a. a. O. S. 478, Bild 21.

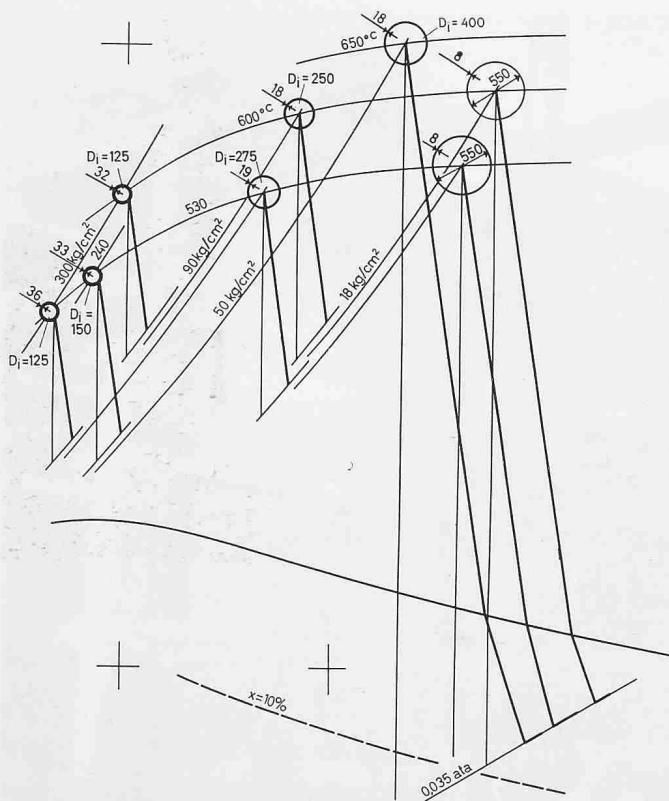


Bild 20. Zustandsänderung des Dampfes im i, s -Diagramm bei verschiedenen Prozessführungen und entsprechende Rohrquerschnitte für die Dampfleitung zwischen Kessel und Turbine

wurde, bietet der Antrieb dieser Pumpe durch eine Niederdruck-Dampfturbine wesentliche Vorteile und ergibt bei hohen Frischdampfdrücken auch günstigere Wärmeverbrauchszzahlen, Kurve 2. Die Turbine für den Speisepumpenantrieb, die als «Zweigturbine» bezeichnet wird, erhält Dampf von etwa 5 at aus der Mitteldruckturbine. Ihr Abdampf wird in einem besonderen Hilfskondensator niedergeschlagen.

Geht man von einer Anlage mit 127 at Frischdampfdruck und elektrischem Speisepumpenantrieb aus (Punkt A in Bild 19), so bringt der Übergang auf 180 at eine Verringerung des spez. Wärmeverbrauchs um 48 kcal/kWh (Punkt B), der sich bei Dampfturbinenantrieb der Speisepumpen um weitere 15 kcal/kWh verringert (Punkt C). Durch eine Druckerhöhung auf 240 at wären nochmals 25 kcal/kWh einzusparen (Punkt D). Der Druck, der bei einmaliger Zwischenüberhitzung den niedrigsten Wärmeverbrauch ergibt, liegt bei rd. 300 at. Der Gewinn gegenüber 240 at ist aber nur noch unbedeutend.

Die zweimalige Zwischenüberhitzung ermöglicht, wie Kurve 3 zeigt, eine weitere beträchtliche Verringerung des Wärmeverbrauchs. Dieser liegt bei einem Frischdampfdruck von 240 at um 45 kcal/kWh tiefer als bei einfacher Zwischenüberhitzung und gleichem Druck; der Brennstoffverbrauch wird dadurch um $2\frac{1}{2}\%$ verringert. Erhöht man bei zweimaliger Zwischenüberhitzung den Frischdampfdruck auf 350 at, so vermindert sich der Wärmeverbrauch um weitere 20 kcal/kWh, so dass dann gegenüber der einmaligen Zwischenüberhitzung eine Brennstoffersparnis von etwa $3\frac{1}{2}\%$ zu erwarten ist.

Diesen Einsparmöglichkeiten stehen nun allerdings erhöhte Anlagekosten gegenüber, die bei der Beurteilung der Wirtschaftlichkeit zu berücksichtigen sind. Bei Grundlast-Kraftwerken grosser Leistungen kann die durch zweimalige Zwischenüberhitzung erzielte Verminderung der Brennstoffkosten den grösseren Aufwand für den Kapaldienst sehr wohl weit überbieten. Die Mehrkosten einer Anlage mit zweifacher gegenüber den Kosten bei einfacher Zwischenüberhitzung ergeben sich vor allem durch die zusätzlichen Hin- und Rückleitungen zwischen Kessel und Turbine sowie durch die zusätzlichen Schnellschluss- und Regelventile, die am Ende der Rückleitung vom zweiten Zwischen-

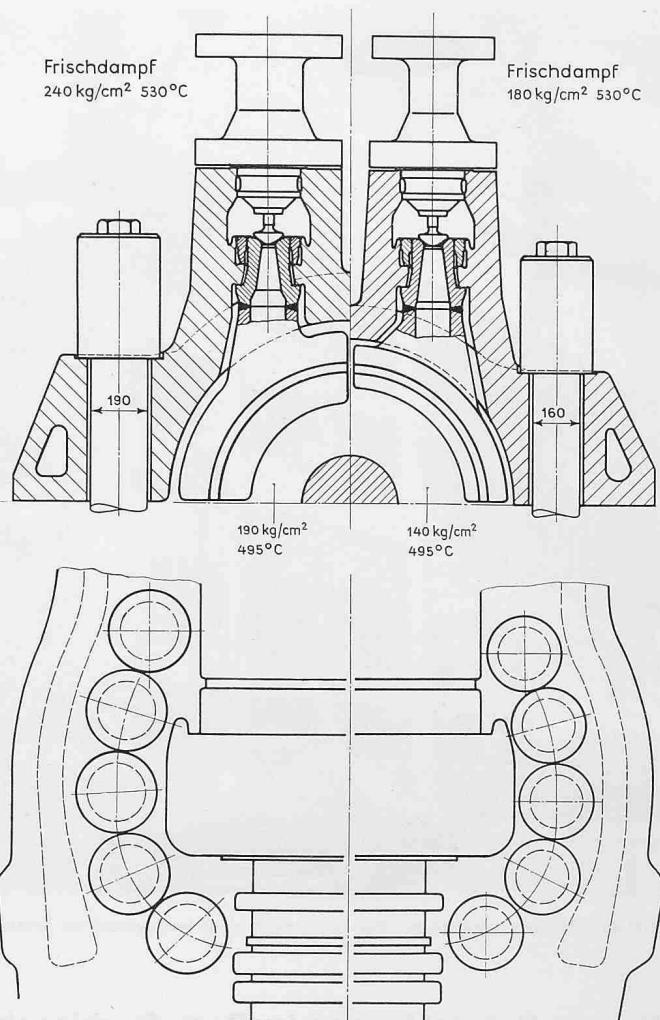


Bild 21. Querschnitt durch das Hochdruckgehäuse einer Dampfturbine von 150 MW auf der Einlassseite in einschaliger Bauweise, links für Frischdampf von 240 at, 530 °C, rechts für 180 at, 530 °C

überhitzer einzubauen sind (Interceptventile). Diese Kosten sind nicht unbeträchtlich. Demgegenüber zieht eine Drucksteigerung von z. B. 240 auf 350 at bei zweifacher Zwischenüberhitzung nur noch eine geringe Erhöhung der Herstellungs kosten nach sich.

Die Kurven in Bild 19 beziehen sich, wie gesagt wurde, auf Dampftemperaturen bei Turbineneintritt von 535 °C. Unter der Kurve 3 sind weitere Punkte für 565 und 595 °C eingetragen. Darnach ist es möglich, mit zweimaliger Zwischenüberhitzung auf 600 °C und bei einem Kesselwirkungsgrad von 93 % einen spezifischen Wärmeverbrauch von rd. 2000 kcal/kWh zu erreichen, was einem thermischen Wirkungsgrad von 43 % entspricht. Es ist nun allerdings zu untersuchen, ob nicht die hohen Kosten für die aus austenitischem Stahl herzustellenden Leitungen für Dampf von 600 °C zwischen Kessel und Turbine die erzielten Ersparnisse wieder aufheben.

Über die erforderlichen Rohrdurchmesser und Wandstärken orientiert Bild 20. Es zeigt die Zustandsänderungen des Dampfes im i, s -Diagramm und zwar für Temperaturen vor Turbineneintritt von 530 und von 600 °C. Weiter sind an den jeweiligen Zustandspunkten die Rohrquerschnitte eingezeichnet. Wie ersichtlich, müssten bei einer Einheit von 250 MW für die zweite Zwischenüberhitzung vier parallele Rohre von 550 mm Innendurchmesser und 8 mm Wandstärke verlegt werden. Entsprechend grosse Abmessungen ergeben sich auch für die zweiten Schnellschluss- und Regelventile am Eintritt in die zweite Mitteldruckturbine.

In Bild 20 ist auch noch ein dritter Arbeitsvorgang eingetragen worden. Bei demselben ist Frischdampf von 240 at und nur 535 °C sowie einfache Zwischenüberhitzung vorgesehen. Es kann also für den Hochdruckteil der Anlage

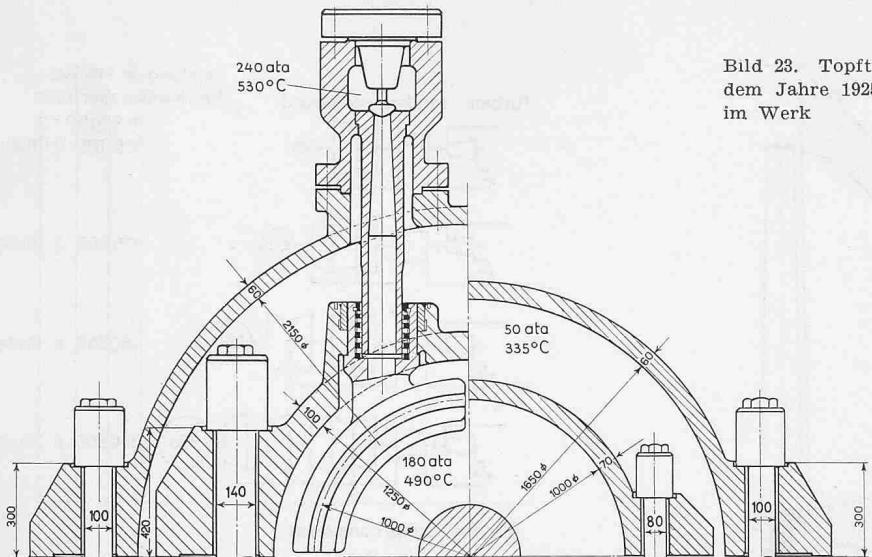


Bild 22. Querschnitt durch das Hochdruckgehäuse einer Dampfturbine von 150 MW in doppelschaliger Bauweise, für Frischdampf von 240 at, 530 °C, links Schnitt durch die Einlassseite, rechts durch die Auslassseite

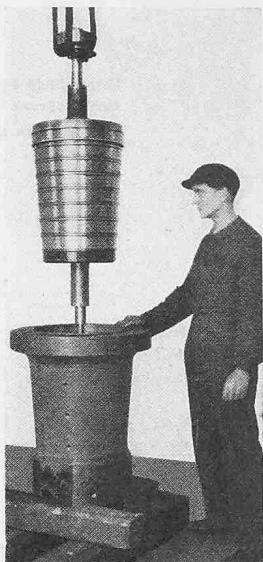


Bild 23. Topfturbine für 100 at aus dem Jahre 1925 beim Zusammenbau im Werk

ferritischer Stahl verwendet werden und es sind auch weniger Dampfleitungen zu verlegen als bei zweifacher Zwischenüberhitzung. Diese soll nun allerdings auf 650 °C erhöht werden, um trotz den genannten Vereinfachungen einen hohen thermischen Wirkungsgrad zu erreichen. Die Untersuchung ergab, dass der Wärmeverbrauch einer solchen Anlage etwa gleich gross ist wie der einer Ausführung mit zweimaliger Zwischenüberhitzung auf 535 °C und einem Frischdampfdruck von 350 at. Die Zukunft wird zeigen, ob es gelingt, für Mitteldruckturbinen wirtschaftliche Konstruktionen zu entwickeln, die mit eintretendem Dampf von 50 at und 650 °C arbeiten können. Vorerst vermeidet man allzu hohe Temperaturen, was wegen den verhältnismässig niedrigen Brennstoffpreisen als gerechtfertigt erscheint. So werden für neue Dampfkraftwerke heute meistens Eintrittstemperaturen von 540 bis 560 °C gewählt, wobei auch überkritische Drücke vorkommen.

7. Gehäusebauarten von Hochdruckturbinen

Bei Frischdampfdrücken von 240 at und mehr ist abzuklären, ob einschalige Gehäuse noch verwendbar sind, oder ob auf zweischalige Bauweise übergegangen werden muss. Auf den Bildern 21 und 22 sind die beiden Ausführungsarten einander gegenübergestellt, und zwar für einen Frischdampfzustand von 240 at, 535 °C und eine Leistung der ganzen

Turbine von 150 MW. Wie ersichtlich ergeben sich bei einschichtigem Gehäuse Bolzendurchmesser für die Teilflanschschrauben von 190 mm. Diese lassen sich nicht mehr weiter vergrössern, weil sich beim Kaltanfahren zu grosse Temperaturdifferenzen zwischen Flansche und Bolzen ergeben würden. Man müsste entweder die Anfahrzeiten verlängern, oder besondere Bolzenheizungen vorsehen; beides ist unerwünscht.

Bei Doppelgehäusen kommt man zwar für sonst gleiche Verhältnisse mit Bolzen von nur 140 mm Durchmesser am Innengehäuse aus, wobei man aus konstruktiven Gründen auf die Heizkanäle in der Teilflansche verzichtet, erhält aber im ganzen eine schwerere und kompliziertere Konstruktion. Insbesondere benötigen die Durchführungsstützen für die Zuleitung des Frischdampfes von aussen in das Innengehäuse grosse Stopfbüchsen, die ein gewisses Gleiten zulassen, um den verschiedenen Wärmedehnungen von Innen- und Außen- gehäuse Rechnung zu tragen. Diese Stopfbüchsen müssen gegen die Differenz zwischen Frischdampfdruck und Zwischenraumdruckabdichten, was sich auf die Dauer nicht leicht bewerkstelligen lässt, besonders bei überkritischen Frischdampfdrücken.

Eine mögliche Bauform von Turbinen für sehr hohe Drücke ergibt sich durch den Verzicht auf die horizontale

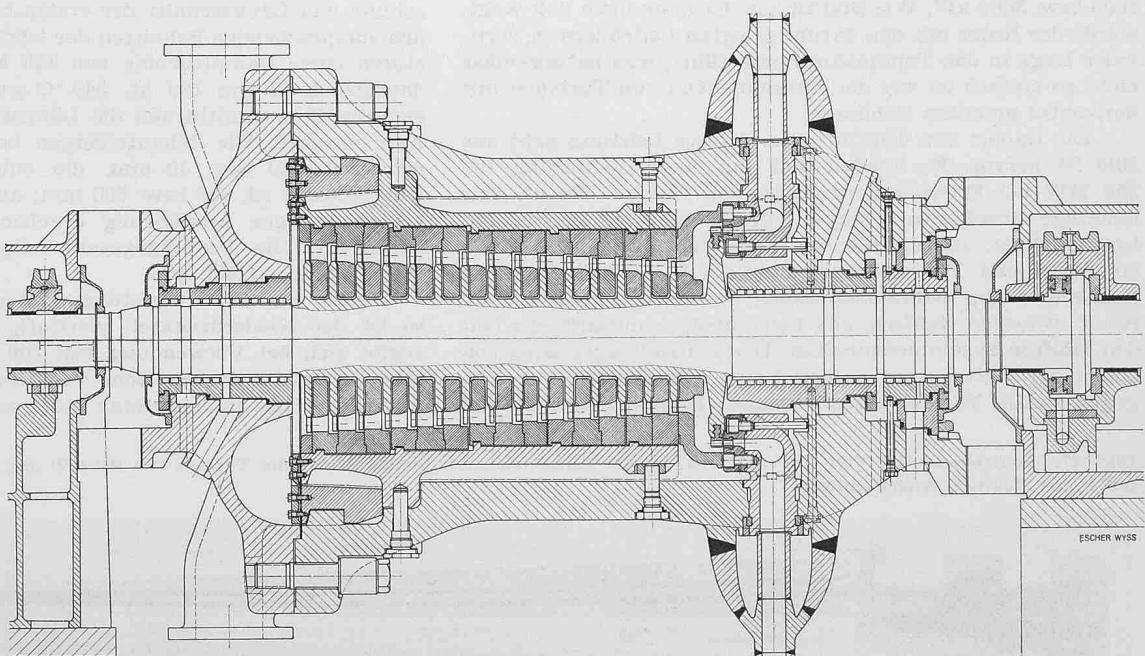


Bild 24. Längsschnitt durch die Hochdruckturbine einer Einheit für 250 MW und Frischdampf von 250 at, 530° C in Topfbauart

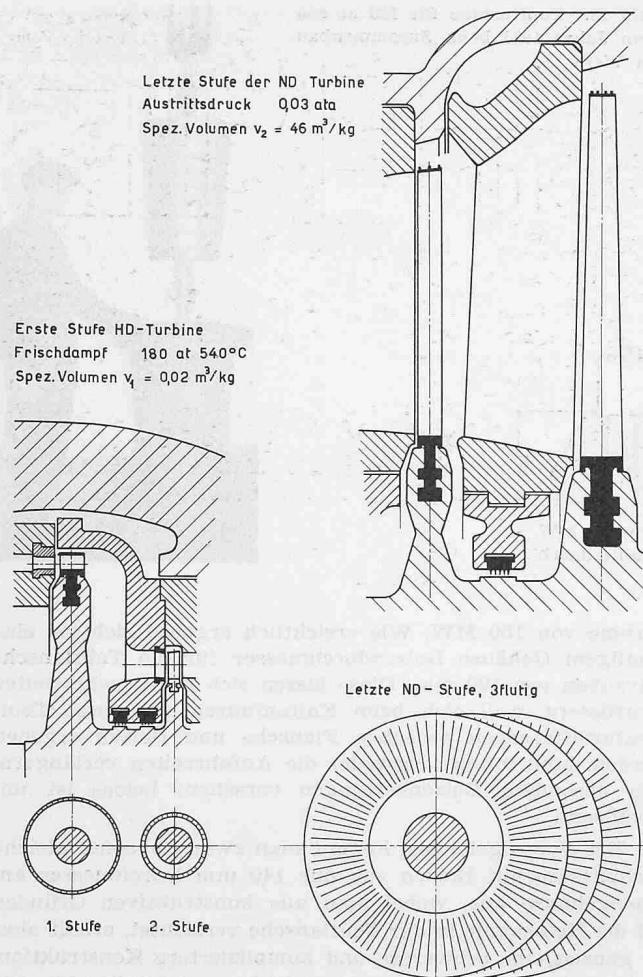


Bild 25. Längsschnitt (oben) durch die ersten beiden Stufen der Hochdruckturbine und durch die letzten beiden Stufen der dreistufigen Niederdruckturbine einer Einheit von 125 MW für Frischdampf von 180 at, 540 °C, darunter die Schaufelringe der 1. und 2. Hochdruckstufe (links) und der dreistufigen letzten Niederdruckstufen (rechts)

Trennung des Gehäuses. Solche «Topfturbinen» wurden von Escher Wyss schon 1925 und 1927 für Drücke von 100 bzw. 180 at gebaut. Damals betrugen die Frischdampftemperaturen allerdings nur 400 bzw. 460 °C und die Leistungen 1000 bzw. 3000 kW. Wie Bild 23 aus der damaligen Zeit zeigt, wurde der Rotor mit den darum gelegten Leiträdern in vertikaler Lage in das Topfgehäuse eingeführt, was naturgemäß nicht so einfach ist wie der Zusammenbau von Turbinen mit horizontal geteilten Gehäusen.

Die Bauart von Topfturbinen grosser Leistung geht aus Bild 24 hervor. Es handelt sich um eine Ausführung für 250 MW bei Frischdampfdrücken von 250 bis 300 at. Das einteilige druckfeste Gehäuse umschliesst den zweiteiligen Leitradträger, in den die Leiträder der Gleichdruckstufen eingebaut sind. Für die Verbindung der Leitradträgerhälften genügen kleine Schraubenbolzen, da der Dampfdruck im Raum zwischen Gehäuse und Leitradträger mithilft, die beiden Hälften zusammenzuhalten. Der Leitradträger wird von einem Bajonettring in seiner Lage festgehalten, der ihn gegen axiale Verschiebungen sichert. Besondere bewegliche

Bild 27. Laufradschaufel von 710 mm wirksamer Länge für die letzten Stufen der Turbine von 160 MW mit dreistufigem Niederdruckteil in der Zentrale Aschaffenburg

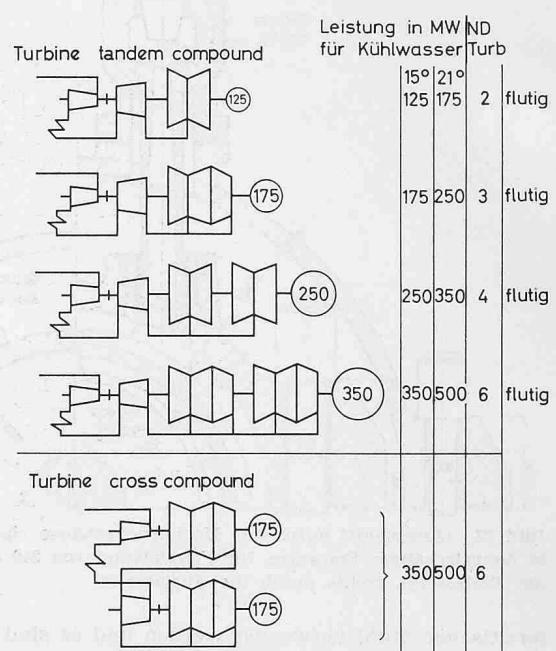
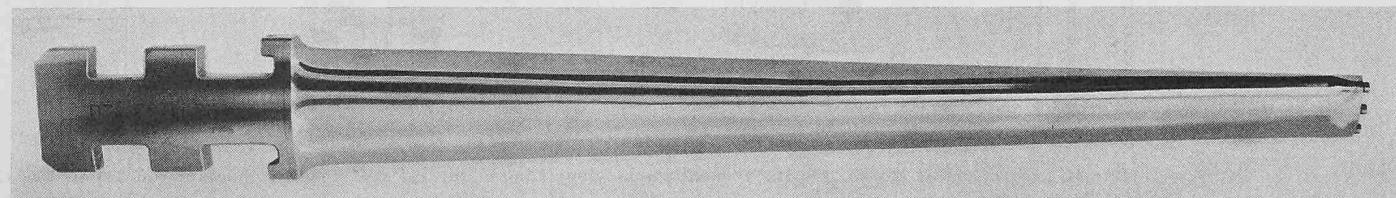


Bild 26. Mögliche Anordnungen von mehrflutigen Niederdruckteilen und entsprechende Grenzleistungen bei Kühlwasser von 15 °C bzw. 21 °C

Dichtungen gestatten eine radiale Dehnung des heissen Innengehäuses. Die Düsenkästen sind am Gehäuse dichtgeschweisst, so dass für das Ausgleichen von Dehnungsunterschieden keine gleitenden Stopfbüchsen nötig sind. Die zweiteiligen Stopfbüchsen sind horizontal getrennt und an ihren axialen Schultern gegen das einteilige Gehäuse abgedichtet. Zur Abdichtung der Welle dienen bewegliche Labyrinthsegmente üblicher Bauart.

8. Ausbildung von Niederdruckturbinen bei grossen Leistungen

Bei Niederdruckturbinen macht sich der Umstand geltend, dass das spezifische Volumen des aus der letzten Stufe austretenden Dampfes etwa 2300 mal grösser ist als das des Frischdampfes von 180 at. Die Austrittsquerschnitte sind dementsprechend sehr gross auszuführen, was bei grossen Leistungen zu mehrflutigen Bauweisen mit langen Schaufeln führt. Um die Auswirkung der Volumenvergrösserung auf die Konstruktion zu veranschaulichen, sind in Bild 25 Querschnitt und Längsschnitt der ersten beiden Hochdruckstufen den entsprechenden Schnitten der letzten beiden Niederdruckstufen einer Dampfturbine von 125 MW mit einem Frischdampfzustand von 180 at, 540 °C gegenübergestellt, wobei sich die Querschnitte und die Längsschnitte auf die gleiche Axe beziehen. Die Schaufellängen betragen auf der Hochdruckseite 30 bzw. 40 mm, die entsprechenden mittleren Durchmesser rd. 900 bzw. 600 mm; auf der Niederdruckseite bei dreiflutiger Ausführung ergeben sich 600 mm lange Schaufeln. Die Umfangsgeschwindigkeit am Schaufelende steigt dabei auf 430 m/s.

Gehen die Einheitsleistungen über etwa 150 MW hinaus, so ist der Niederdruckteil vierflutig auszuführen. Alsdann ergibt sich bei Verwendung von 700 mm langen Schaufeln eine gesamte Austrittsfläche von 18,4 m². Lässt man einen Austrittsverlust in der letzten Stufe von 5 bis 6 kcal/kg zu, so

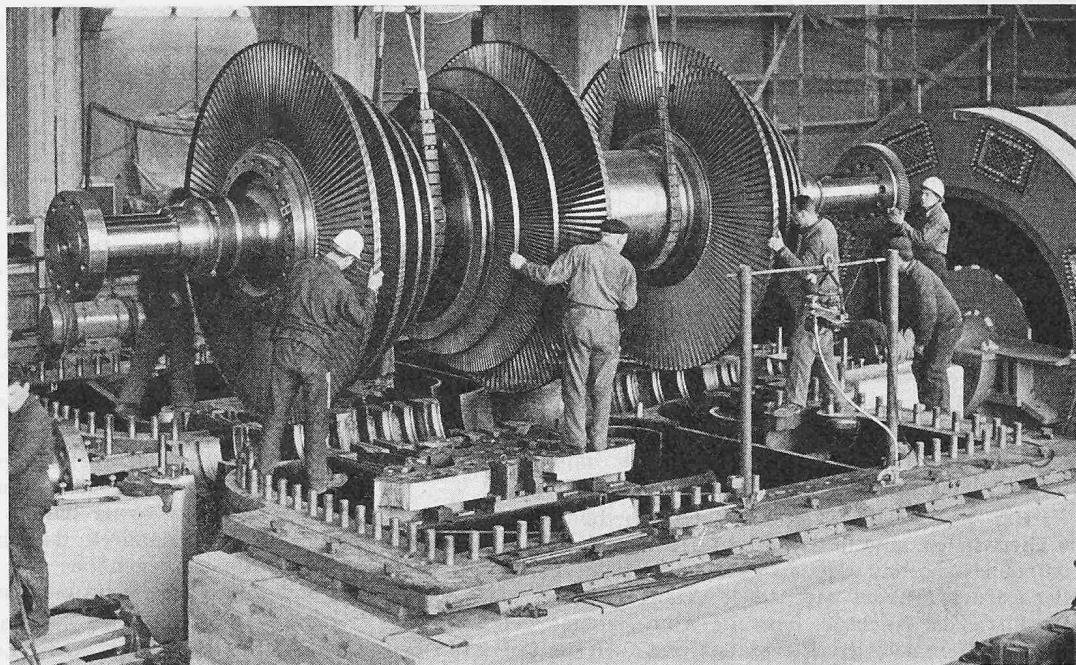


Bild 28. Rotor der dreiflügeligen Niederdruckturbine beim Einbau in der Zentrale Aschaffenburg (vgl. Bilder 3 und 27), Frischdampfzustand 186 at, 530 °C, einfache Zwischenüberhitzung auf 530 °C

kommt man bei einem Vakuum, das einer Kühlwassertemperatur von 15 °C entspricht, auf eine Grenzleistung von etwa 250 MW.

Ist rückgekühltes Wasser von 21 °C für die Kondensation zu verwenden, so ergibt sich ein höheres spezifisches Gewicht des aus der letzten Stufe austretenden Dampfes, so dass die selbe Austrittsfläche für Leistungen von 300 bis 350 MW genügt. Umgekehrt kann in nördlichen Ländern oft mit einer mittleren Kühlwassertemperatur von nur 6 °C gerechnet werden. Bei dem hohen Vakuum von etwa 0,02 ata, das sich dabei einstellt, liegt bei Turbinen mit vierflutigem Niederdruckteil und noch wirtschaftlich vertretbaren Auslassverlusten die Grenzleistung bei nur etwa 160 MW.

Um noch grössere Leistungen in einer einwelligen Einheit unterbringen zu können, kann man zwei dreiflügelige Niederdruckteile parallel schalten. In Bild 26 sind die verschiedenen möglichen Anordnungen zusammengestellt, und es sind dort auch die Grenzleistungen für Kühlwasser von 15 °C und von 21 °C angegeben. Ausser den einwelligen Tandem-Compound-Maschinen kann je nach den Raumverhältnissen auch die zweiwellige Cross-Compound-Anordnung gewählt werden kann, Bild 26 unten. Es darf wohl angenommen werden, dass mit sechsflutigen Turbinen, also mit Einheitsleistungen von 350 bzw. 500 MW die Bedürfnisse der europäischen Kraftwerke auf viele Jahre hinaus gedeckt sein werden.

Zur weiteren Steigerung der Einheitsleistungen befinden sich bei den verschiedenen Dampfturbinenfirmen Niederdruckschaufeln von noch grösseren Längen in Entwicklung, teilweise schon in Anwendung. Die auf Bild 27 dargestellte Schaufel von 710 mm Länge, die zum dreiflügeligen Niederdruck-Rotor, Bild 28, der bereits erwähnten Turbine von 160 MM in der Zentrale Aschaffenburg (Bild 3) gehört, erfährt bei 3000 U/min eine Zentrifugalkraft von 45 t, die am Schaufelfuss mittels vier Vorsprüngen auf die Laufradscheibe übertragen wird. Wie aus Bild 29 ersichtlich, muss der Schaufelfuss bei Längen von rd. 700 mm bedeutend stärker ausgeführt werden, als bei 600 mm langen Schaufeln.

Bei einer weiteren Verlängerung auf 800 mm und mehr kommt man mit der als Doppelhammerfuss bezeichneten Bauweise nicht mehr aus. Die Zentrifugalkraft einer Schaufel erreicht bei 800 mm bereits etwa 80 t. Es muss dann ein sog. Steckfuss verwendet werden. Dieser baut sich in axialer Richtung wesentlich breiter, so dass sich auch eine grössere Turbinenlänge ergibt. Die grösseren Zentrifugalkräfte in Verbindung mit der grösseren axialen Fussbreite bedingen auch eine grössere Schaufelteilung, also eine geringere Schaufelzahl. Diese sinkt beim Uebergang von 700 auf 800

mm Länge von 135 auf 70 bis 80. Die Strömungsverhältnisse im Gitter mit hoher Machzahl werden deshalb im äusseren Teil der Schaufelung bei den sehr langen Schaufeln ungünstiger. So beträgt das Verhältnis der Sehne s zu Teilung t am Schaufelende bei einer Länge von 700 mm 0,9, bei einer solchen von 800 mm jedoch nur noch 0,7. Man wird also eine gewisse Verschlechterung des Wirkungsgrades in Kauf nehmen müssen.

Immerhin kann es in gewissen Fällen zweckmässig sein, die Leistung einer vierflutigen Einheit, deren Kondensator mit Kühlwasser von 15 °C arbeitet, durch Anwenden von 860 mm langen Schaufeln auf 400 MW zu steigern. Bei sechsfülliger Ausführung kann man auf 600 MW und unter Anwendung von rückgekühltem Wasser von 21 °C sogar auf 840 MW kommen.

In Amerika bieten die Probleme der Schaufelbefestigung insofern noch grössere Schwierigkeiten, als die normale Drehzahl 3600 U/min beträgt. Nun erlauben aber dort die niedrigeren Brennstoffpreise meist, die Kondensatoren zu verkleinern und entsprechend höhere Kondensationsdrücke zuzulassen. Auch sind aus dem selben Grund höhere Auslassverluste üblich. Daher ergeben sich in Amerika auch bei

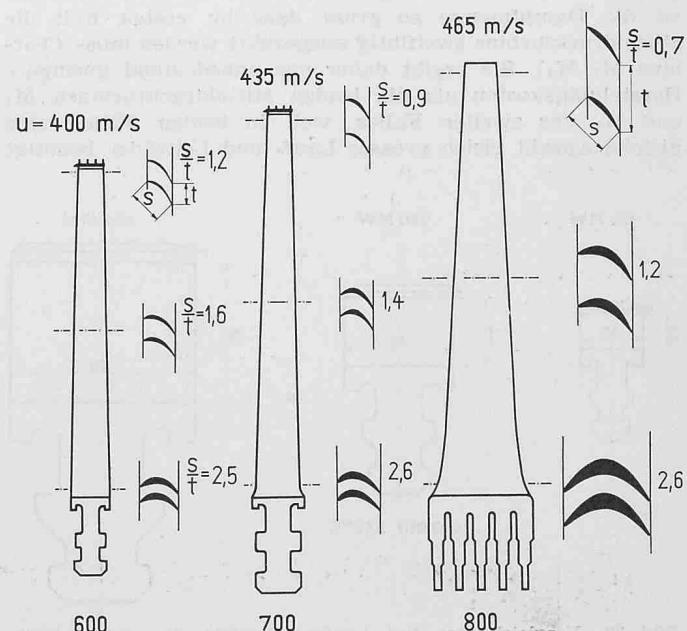


Bild 29. Vergleich von Laufradschaufeln der letzten Niederdruckstufen mit wirksamen Längen von 600, 700 und 800 mm

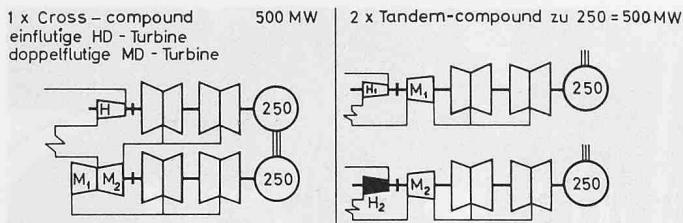


Bild 30. Vergleich von Dampfturbinengruppen für eine Gesamtleistung von 500 MW bei 3000 U/min mit zwei Generatoren von je 250 MW

Links: Cross-Compound-Anordnung mit einflutiger Hochdruck- und doppelflutiger Mitteldruckturbine. Rechts: Zwei parallele Tandem-compound-Einheiten mit einflutigen Hochdruck- und doppelflutigen Mitteldruckturbinen

Turbinen, die mit 3600 U/min arbeiten, mit dreiflutigem Niederdruckteil verhältnismässig grosse Leistungen.

Um die Schwierigkeiten infolge der höheren Drehzahl zu überwinden, sind in Amerika für grosse Leistungen cross-compound-Anordnungen ausgeführt worden, bei denen die Niederdruckturbinen mit 1800 U/min arbeiten. Dies hat allerdings den Nachteil, dass die Abmessungen der Niederdruckturbinen sehr gross ausfallen und auch die Generatoren gross und teuer werden. Man findet aber auch Ausführungen mit zwei Wellen in cross-compound-Anordnung nach Bild 26 unten, wobei zwei gleiche Generatoren für gleiche Leistung und gleiche Drehzahl (3600 U/min) verwendet werden können. Immerhin ist eine Einwellenturbine mit einem einzigen Generator sowohl wirtschaftlich wie auch betrieblich vorteilhafter als die cross-compound-Gruppe mit zwei Generatoren von je halber Leistung.

9. Mögliche Weiterentwicklungen

Zum Schluss seien noch einige Ueberlegungen über mögliche Weiterentwicklungen zu noch grösseren Einheitsleistungen angestellt. Dazu seien die schematischen Darstellungen auf Bild 30 verwendet. Dort ist links eine cross-compound-Anordnung mit zwei Generatoren von je 250 MW Leistung, und rechts sind zwei gleiche tandem-compound-Anordnungen von ebenfalls je 250 MW Leistung aufgezeichnet. Beide Gruppen weisen vier gleiche vierflutige Niederdruck-Turbinen auf. Der Unterschied besteht darin, dass im einen Fall (links) die eine Welle eine Hochdruckturbine und die andere eine Niederdruckturbine aufweist, während im anderen Falle (rechts) zwei genau gleiche tandem-compound-Einheiten von je halber Leistung nebeneinander gestellt sind. Bei insgesamt acht Niederdruckenden ist die Dampfmenge so gross, dass im ersten Fall die Mitteldruckturbine zweiflutig ausgeführt werden muss (Turbine M_1 M_2). Sie ergibt daher nur unbedeutend geringere Herstellungskosten als die beiden Mitteldruckturbinen M_1 und M_2 des zweiten Falles, weil in beiden Fällen eine gleiche Anzahl gleich grosser Lauf- und Leiträder benötigt

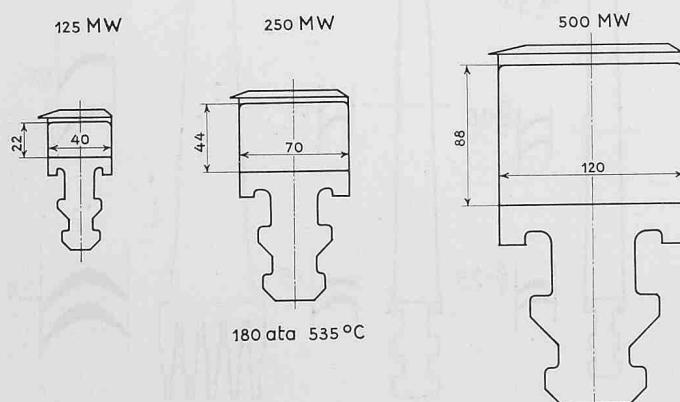


Bild 32. Vergleich von drei Laufschaufern der ersten Hochdruckstufe von einflutigen Hochdruckturbinen für Einheitsleistungen von 125, 250 und 500 MW und Frischdampf von 180 at, 535 °C

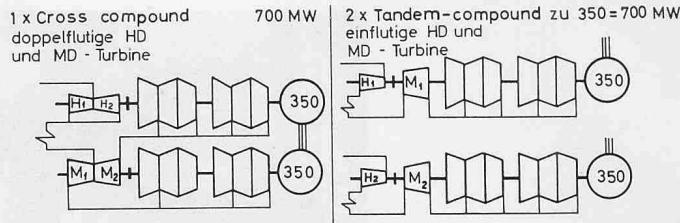


Bild 31. Vergleich von Dampfturbinengruppen für eine Gesamtleistung von 700 MW bei 3000 U/min mit zwei Generatoren von je 350 MW

Links: Cross-Compound-Anordnung mit doppelflutiger HD- und doppelflutiger MD-Turbine. Rechts: Zwei parallele Tandem-compound-Einheiten mit einflutigen HD- und doppelflutigen MD-Turbinen

werden. Lediglich die beiden eintrittseitigen Stopfbüchsen der Mitteldruck-Turbinen kommen im zweiten Fall hinzu. Eine gewisse Ersparnis bietet die cross-compound-Anordnung ausserdem dadurch, dass bei ihr nur eine Hochdruckturbine nötig ist gegenüber den beiden Turbinen H_1 und H_2 von halber Leistung beim zweiten Fall.

Beim Vergleich der beiden Vorschläge ist nun aber auch die Auswirkung einer Leistungssteigerung auf die Schaufelung der Hochdruckturbine zu berücksichtigen. Sie lässt sich auf Bild 32 verfolgen, auf welchem die Schaufeln der ersten Hochdruckstufe von Einheiten für 125, 250 und 500 MW bei einem Frischdampfzustand von 180 at, 535 °C im gleichen Massstab einander gegenübergestellt sind. Dabei sind die Biegungsbeanspruchungen an der Blattwurzel bei allen drei Schaufeln gleich gross. Mit grösserwerdendem Profil verringert sich die Anzahl der Schaufeln, weil die grössere axiale Breite auch eine grössere Schaufelteilung verlangt. Demzufolge nimmt die Umfangskraft einer einzelnen Schaufel stark zu. Beim Uebergang von 250 MW auf 500 MW wird sie viermal grösser. Zugleich verdoppelt sich die Schaufellänge. Die Verdoppelung der Leistung zieht also eine Erhöhung des Biegemomentes um das achtfache nach sich. Das erklärt die starke Zunahme der Schaufelabmessungen, wie sie auf Bild 32 ersichtlich ist. Man kommt auch hier zu einer oberen Grenze.

Bei dem hier in Betracht gezogenen Frischdampfdruck von 180 at erweist es sich als vorteilhaft, für eine Einheitsleistung von 700 MW eine cross-compound-Anordnung zu wählen, bei welcher auch noch die Hochdruckturbine zweiflutig ausgebildet ist, Bild 31 links. Man kann aber ebenso gut zwei gleiche Tandem-Compound-Gruppen von je halber Leistung vorsehen, die genau gleich viele und gleich grosse Schaufelungsteile aufweisen und sich daher hinsichtlich Preis und Wirkungsgrad von der ersten Lösung nicht wesentlich unterscheiden, wohl aber bedeutende betriebliche Vorteile bieten.

Abschliessend sei festgestellt, dass aufgrund der eben erwähnten Ueberlegungen die sechsflutige tandem-compound-Turbine jene Bauform darstellen dürfte, die für die grösssten Einheiten in Frage kommt. Mit ihr lässt sich bei einer Kühlwassertemperatur von 15 °C eine Grenzleistung von etwa 350 MW erzielen. Diese kann durch Verlängern der Schaufeln in den letzten Stufen von 700 auf 800 mm sogar auf 420 MW erhöht werden. Bei rückgekühltem Wasser von 21 °C sind 600 MW erreichbar. Damit kann auf lange Jahre hinaus den Bedürfnissen der europäischen Elektrizitätswerke nach grossen Leistungen entsprochen werden.

Für die in der Schweiz als Ergänzung der hydraulischen Anlagen benötigten thermischen Kraftwerke kommen in erster Linie Gruppen von 150 MW in Betracht und im späteren Ausbau wohl auch solche für 300 MW. Solche Turbinen werden dann in einwelliger Bauweise mit drei- bzw. sechsflutigem Niederdruckteil versehen. Für die thermische Zentrale Vouvry der Electricité de l'Ouest-Suisse (EOS) befinden sich z. Z. zwei Dampfturbinen im Bau mit einer Leistung von je 150 MW für Frischdampf von 180 at, 540 °C und Zwischenüberhitzung auf ebenfalls 540 °C.