Zeitschrift: Bulletin des Schweizerischen Elektrotechnischen Vereins

Herausgeber: Schweizerischer Elektrotechnischer Verein ; Verband Schweizerischer Elektrizitätswerke

Band: 57 (1966)

Heft: 12

Artikel: Betrachtungen zur Entwicklung moderner Dampfturbinen für thermische Erzeugnisse

Autor: Lendorff, B.

DOI: https://doi.org/10.5169/seals-916608

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: 08.08.2025

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

[7] *P. F. Byrd:* Handbook of Elliptic Integrals for Engineers and Physicists. Berlin, Springer 1954.
[8] *P. Eisler:* Gedruckte Schaltungen. München, Hanser 1961.
[9] *J. Tischer:* Mikrowellen-Messtechnik. Berlin, Springer 1958.
[10] *J. Dukes:* Printed Circuits. London, McDonald 1961.
[11] *A. Kostriza:* Microstrip Components. Proc. IRE 40(1952)12, S. 1658...1663.
[12] Barret-Etchet Sheets Serve as Microwave Components. Electronics 25(1952)6, S. 114...118.
[13] *R. Wild:* Photoetched Microwave Transmission Lines. Trans. IRE Microwave Theory and Techniques 3(1955)2, S. 21...30.
[14] *T. T. Wu:* Theory of Microstrip. J. Appl. Physics 28(1957)3, S. 299...302.
[15] *F. Assadvrian* and *E. Rimai:* Simplified Theory of Microstrip Transmission Systems Proc. IRE 40(1952)12, S. 1651...1657.
[16] *G. Snow:* Formulas for Computing Capacitance and Inductance. National Bureau of Standards Circular 544. Washington, 1954.
[17] *K. G. Black* and *T. J. Higgins:* Rigorous Determination of the Parameters of Microstrip Transmission Lines. Trans. IRE Microwave Theory and Techniques 3(1955)2, S. 93...113.
[18] *S. Gentile:* Tunnel Diode Theory and Applications. Princeton N. J., Van Nostrand 1962.
[19] *J. R. A. Beale, W. L. Stephenson* and *E. Wolfendale:* A Study of High-Speed Avalanche Transistors. Proc. IEE Part B 104(1957), S. 394...402.
[20] *R. Rufer:* Designing Avalanche Switching Circuits. Electronics 34(1961)14, S. 81...87.
[21] *R. Carlson:* Tunnel Diode Fast-Step Generator Produces Positive or Negative Steps. Electronics 34(1961)30, S. 48...49.
[22] *R. Lowry* and *J. Giorgis:* General Electric Tunnel Diode Manual. Liverpool/New York, General Electric Company 1961.
[23] *M. Hines:* High-Frequency Negative-Resistance Circuit Principles for Esaki Diode Applications. Bell Syst. techn. J. 34(1960)3, S. 477...513.
[24] *P. Meyers:* Circuit Trends in Nanosecond Switching. Electronics 36(1963)38, S. 35...38.

Adresse des Autors:
Dr. *M. Fassini,* Institut für technische Physik an der ETH, Gloriastrasse 35, 8006 Zürich.

Betrachtungen zur Entwicklung moderner Dampfturbinen für thermische Erzeugnisse

Vortrag, gehalten an der Diskussionsversammlung des SEV und VSE vom 28. Oktober 1965 in Lausanne,
von *B. Lendorff, Zürich*

621.165 : 621.181.656

1. Einführung

Um über den derzeitigen Stand des Dampfturbinenbaues in Kürze zu referieren, ist es nicht leicht für einen Turbineningenieur, das aktuell Wichtige und Interessante auszuwählen. Es ist dies insbesondere deshalb schwierig, weil die Behandlung aller Fragen und Probleme, welche den Turbinenbauer und auch die Ingenieure thermischer Kraftwerke beschäftigen, den Stoff ganzer Lehrbücher füllen würde sowie die praktischen Erfahrungen der letzten Jahrzehnte enthalten müsste.

Die nachfolgenden Ausführungen sind somit beschränkt auf:

a) Einige allgemeine Betrachtungen: Insbesondere werden hiebei auch konstruktive Vergleiche mit Wasserturbinen durchgeführt.
b) Einige historische Rückblicke unter besonderer Berücksichtigung des schweizerischen Dampfturbinenbaues.
c) Ausführung zum heutigen Stand der Entwicklung.

2. Allgemeine Betrachtungen, Vergleich Wasser / Dampf

Da bis anhin in unserem Land beinahe ausschliesslich der Vorteil hydraulischer Energieerzeugung in Wasserkraftwerken ausgenutzt werden konnte, sind deren Arbeitsweise, Konstruktionen und Bauelemente bekannter als solche thermischer Kraftwerke.

Vergleichsweise tritt an Stelle von Wasserfassung, Stauwerken, Druck- und Verteilleitungen des hydraulischen Kraftwerkes beim Dampfkraftwerk der Kessel, um zwar dasselbe Arbeitsmittel — d. h. Wasser — jedoch dieses mittels Energieumsetzung durch die Wärmezufuhr des Brennstoffes vom flüssigen in den dampfförmigen Aggregatzustand überzuführen. Demzufolge steht der Kesselbauer vor ganz anderen Aufgaben als der Konstrukteur hydraulischer Anlageteile.

Wie unterscheiden sich nun die Turbinen? Die *Grund*aufgabe ist zwar dieselbe: Die Umformung der kinetischen Energie des Treibmittels in nutzbare Leistung an der Turbinenwelle. Als Grundgesetze gelten hiefür immer noch die Eulerschen und Bernoullischen Ansätze.

Die drei heute üblichen *Wasserturbinen-Bauformen* sind radial oder radial-achsial durchströmte Kaplan- bzw. Francis-Turbinen für kleine bis mittlere Gefälle; für hohe Gefälle benützt man tangential beaufschlagte Freistrahlturbinen. Die Strömungsgeschwindigkeit v_c des Arbeitsmittels und die Umgangsgeschwindigkeit v_u eines Turbinenlaufrades müssen bekanntlich in einem bestimmten Verhältnis stehen. Bei der Freistrahlturbine z. B. muss für beste Energieumsetzung v_u ungefähr die Hälfte von v_c betragen. Es wird bei maximal vorkommenden Gefällen von z. B. 1700 m v_c rund 180 m/s und v_u damit 90 m/s betragen ($v_c = \sqrt{2\,g\,h}$). Solche Rad-Umfangsgeschwindigkeiten sind konstruktiv ohne weiteres lösbar. Wasserturbinen können daher für alle zur Zeit vorkommenden Verhältnisse einstufig gebaut werden.

Bei den *Dampfturbinen* dagegen sind Gefälle ganz anderer Grössenordnung auszunutzen. Üblicherweise wird hier das ausnutzbare Gefälle in kcal/kg ausgedrückt, entsprechend der Differenz des Dampf-Wärmeinhaltes zwischen Turbinen-Ein- und Austritt.

Tabelle I zeigt solche Gefällsvergleiche. Bei heutigen Dampfkraftwerken betragen diese bis über 425 kcal/kg. Entsprechend dem Wärmeäquivalent 1 kcal/kg = 427 m ergibt dies vergleichsweise 180 000 m Gefälle, also das über 100fache hydraulischer Hochdruckanlagen. Anders ausgedrückt: Ein hydraulisches Gefälle von 1700 m ergäbe nur 4 kcal/kg thermisches Gefälle. Dies entspräche nur einer Dampfausnutzung von 1,08 auf 1 kg/cm² oder von 180 auf 170 kg/cm².

Schon hieraus geht hervor, dass die in Dampfturbinen zu verarbeitenden Gefälle unmöglich mehr — wie bei den Wasserturbinen — in einer einzigen Leitrad-Laufradkombination bewältigt werden können. Beim Dampf ist vielstufige, also eine grosse Zahl hintereinander geschaltete Leitrad-Laufradelemente, zwecks stufenweiser Gefällsausnützung unumgänglich.

Weiter wird die Dampfturbinen-Konstruktion im Vergleich zu derjenigen der Wasserturbinen durch den Umstand weitgehend beeinflusst, dass der Dampf kompressibel ist, folglich mit der Entspannung das Volumen verändert.

Tabelle II zeigt die Auswirkungen:

a) Bei den Wasserturbinen bleibt Ein- und Austrittsvolumen des Arbeitsmittels dasselbe;
b) Bei den modernen Dampfturbinen steigt dieses zwischen Ein- und Austritt um das 600...1200fache.

Tabelle II zeigt einige weitere interessante Vergleiche, insbesondere die benötigten Arbeitsmittelvolumen in m³/s zur Erzeugung von 100 MW. Auch dieser Umstand zwingt zur Vielstufigkeit der Dampfturbine und führt logischerweise dazu, dass die einzelnen Stufen entsprechend dem Entspannungsgrad verschieden zu bemessen sind.

Ein weiterer erheblicher Unterschied entsteht dadurch, dass der Wasserturbinenbauer die Turbinendrehzahlen entspre-

Gegenüberstellung von Wasser- und Dampfturbinen

Tabelle I

Hochdruck-Wasserturbinen				Dampfturbinen				
				Drehzahl 3000 U./min				
Anlage	Leistung pro Turbine	Drehzahl	Gefälle	Frischdampf		Vacuum	Gefälle	
	MW	U./min	m	kg/cm²	°C	kg/cm²	kcal/kp	m
Biasca	72,6	333,3	670	86	520	0,04	330	141 000
Riddes	50,0	500	1000					
Tierfehd	91,5	600	1036	180	535/535	0,04	425	181 500
Chandoline	33,0	500	1622					

chend der Wassermenge und dem Gefälle praktisch frei wählen kann, um turbinenseitig die optimalsten Bedingungen zu erhalten. Je nach Verhältnis liegen die Drehzahlen zwischen 100 und höchstens 1500 U./min. Der Generator lässt sich somit bei direkter Kupplung, was ja bei grösseren Leistungen allgemein üblich ist, durch Veränderung der Polzahl der Wasserturbine anpassen. Die Dampfturbine dagegen verlangt schon im Hinblick auf das grosse zu verarbeitende Gefälle eine möglichst hohe Drehzahl. Auch hier kommt nur bei grösseren Leistungen direkte Kupplung mit dem Generator in Frage. Bei Wechselstromerzeugung mit der in Europa üblichen Frequenz von 50 Hz beträgt aber die maximal mögliche Generatordrehzahl bei 2poliger Ausführung 3000 U./min. Die Dampfturbinendrehzahl ist somit durch den Generator beschränkt bzw. vorgeschrieben und kann nicht beliebig wie bei der Wasserturbine gewählt werden.

Infolge der gewaltigen Volumenzunahme, die, wie bereits erwähnt, bei der Verarbeitung des Dampfes stattfindet, sind die Dampfturbinenabmessungen vor allem durch die Endstufen bestimmt. Die Konstrukteure sind somit bestrebt, bei der beschränkten max. Betriebsdrehzahl von 3000 U./min (in den USA bei Drehstrom von 60 Hz: 3600 U./min) möglichst lange Endschaufeln zu entwickeln. Bei den von Brown Boveri gebauten Turbinen stehen zur Zeit solche mit etwa 750 mm Länge bei ungefähr 2,5 m mittlerem Durchmesser im Betrieb; Escher Wyss baut annähernd gleich lange Schaufeln. Bei beiden Firmen sind aber noch wesentlich längere Schaufeln in Entwicklung bzw. im Bau. Dies ist übrigens auch bei allen anderen europäischen und amerikanischen Turbinenbauern der Fall, da ja letzten Endes überall dasselbe Problem besteht. Man hat die wirtschaftlichste Gesamtkonzeption unter bester Ausnutzung der zur Verfügung stehenden Baustoffe zu finden.

Interessant ist beispielsweise der Vergleich des Dampfturbinenrades einer Endstufe mit dem ebenfalls achsial durchströmten Läufer einer Kaplanturbine ungefähr mit gleichem inneren Durchmesser und gleicher Schaufellänge. Fig. 1 zeigt konstruktive Vergleichsdaten:

a) Beim Dampfturbinenrad ergibt jede der 135 im arbeitenden Blatt 712 mm lange Schaufel bei der Normaldrehzahl von 3000 U./min eine Fliehkraft von 45 t; das Laufrad muss somit Gesamtfliehkräfte von über 6000 t aushalten. Die Fliehkraft einer Schaufel beträgt übrigens das 8000fache des Schaufelgewichtes.

b) Beim Kaplanrad mit Normaldrehzahl von 250 U./min entsteht eine Fliehkraft pro Schaufel von ca. 30 t, hier nur etwa des 45fache des Schaufelgewichtes. Das Laufrad bzw. die Nabe hat bei der hier vorliegenden 6schaufeligen Ausführung somit nur Fliehkräfte von 180 t aufzunehmen.

34'867-881

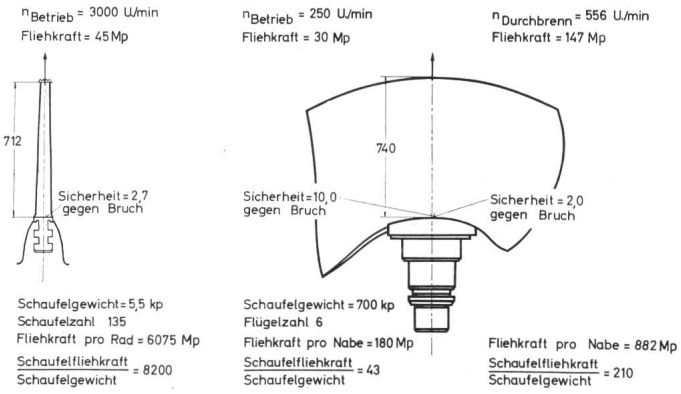


Fig. 1
Fliehkraftwirkungen auf die Laufschaufel einer Wasserturbine und einer Dampfturbine

Bei bestgeeigneter Materialauswahl und Materialvergütung beträgt die Sicherheit gegen Bruch an den höchstbeanspruchten Partien der Schaufeln beim Dampfturbinenrad noch das 2,7fache, beim Kaplanrad dagegen etwa das 10fache. Verglichen sind die Werte bei Normaldrehzahl. Rechts in der Figur sind zusätzlich ersichtlich die Werte bei Durchbrenndrehzahl des Kaplanrades. Aus der quadratischen Abhängigkeit der Fliehkraftbeanspruchung von der Drehzahl folgt, dass das Dampfturbinenrad bis zur Bruchbeanspruchung nur das 1,6fache der Normaldrehzahl verträgt, das Kaplanrad dagegen das 3fache. Daraus geht hervor, dass eben der Wasserturbinenbauer in der Lage ist, seine Turbinen entsprechend der sog. Durchbrenndrehzahl zu dimensionieren. Diese beträgt bei Freistrahlturbinen nicht ganz das Doppelte der Normaldrehzahl, bei Kaplanturbinen je nach Verhältnis das 2...3fache. Dampfturbinen können jedoch unmöglich auf Durchbrenn-Drehzahl bemessen werden. Dies würde zu vollständig unwirtschaftlichen Bauarten, Wirkungsgraden, Abmessungen

Volumen des Arbeitsmittels in einer Wasserturbine und in einer Dampfturbine

Tabelle II

	Wasserturbine-Typ			Dampfturbine-Typ	
				ohne	mit
				Zwischenüberhitzung	
	Kaplan	Francis	Freistrahl	86 kg/cm² 520 °C	180 kg/cm² 535/535 °C
Gefälle m	15	300	1000	141 000	181 500
kcal	0,035	0,7	2,34	330	425
Volumen des Arbeitsmittels m³/s bei 100 MW	760	38	11,4	Eintritt 3,7 Austritt[1]) 2300	1,25 1580 [1])

[1]) Unter Berücksichtigung üblicher Entnahmen für Speisewasservorwärmung

und Gestehungskosten führen. Der Konstrukteur muss sich daher auf andere Weise sichern durch entsprechende Regulierorgane, welche bei plötzlicher Entlastung den Fluss des Arbeitsmittels in mehrfacher Sicherheit sofort unterbrechen.

Dies ist aus einem zweiten Grunde erforderlich: Die Massenträgheitsmomente der umlaufenden Dampfturbinenteile sind im Verhältnis zur Leistungsfähigkeit des Triebmittels, also des Dampfes, derart niedrig, dass bei einer Vollastabschaltung bei nicht unterbrochenem Zutritt des Arbeitsmittels die Drehzahl äusserst rasch ansteigen und sich der Durchbrenndrehzahl nähern würde; bei einer 120-MW-Turbine würde beispielsweise der Drehzahlanstieg innert 0,8 s 10% betragen. Äusserst rasche Übermittlung der Drehzahlimpulse durch geeignete Konstruktionen von Reglern und ölhydraulischen Verstärkungssystemen müssen somit gewährleistet sein, um Schlusszeiten der Ventile, also der den Fluss des Arbeitsmittels beeinflussenden Teile, zu erreichen.

Fig. 2 zeigt aufgrund von Messungen mit Präzisionsapparaten das Abschaltverhalten einer Dampfturbine der Leistungsklasse 150 MW. Dies beweist, dass die heutigen Konstruktionen von Reglern und Regulierventilen den betrieblichen Anforderungen entsprechen. Der Drehzahlanstieg bleibt somit unterhalb der 10-%-Grenze. Beim Erreichen der letzteren würden sämtliche weiteren Sicherheitsorgane ansprechen zur gänzlichen Stillegung der Turbine.

Eine zusätzliche Erschwerung für den Dampfturbinen-Konstrukteur bedeutet der Umstand, dass der Dampf bei möglichst hoher Eintrittstemperatur zu verarbeiten ist. Die obere Temperaturgrenze ist durch die Baustoffe gegeben, dies übrigens sowohl bei den entsprechenden Kesselteilen wie auch bei Turbine und Verbindungsleitungen.

Bei Maschinenelementen, die keinen hohen Temperaturen unterworfen sind, wählt der Konstrukteur die zulässigen Beanspruchungen um einen Sicherheitsfaktor niedriger als die Streckgrenze. Die Beanspruchungen kommen damit unterhalb der Elastizitäts- und Proportionalitätsgrenze des Werkstoffes zu liegen. Bei hohen Temperaturen ist aber das Festigkeitsverhalten von der Beanspruchung abhängig. Kurzlebige Maschinen, wie Fahrzeugmotoren oder Flugzeugtriebwerke lassen sich somit viel höher beanspruchen als Kraftwerkeinrichtungen, die einen Dauerbetrieb über viele Jahre aushalten müssen.

Fig. 3 zeigt als Beispiel die Festigkeit eines CrMoV-Vergütungsstahles in Abhängigkeit von der Temperatur. Oberhalb einer Temperatur von 300...350 °C tritt ein Kriechen des Werkstoffes auf, und die Streckgrenze, bei welcher bekanntlich die bleibende Dehnung 0,2% beträgt, kann nicht mehr als Beanspruchungsgrundlage verwendet werden. An ihre Stelle

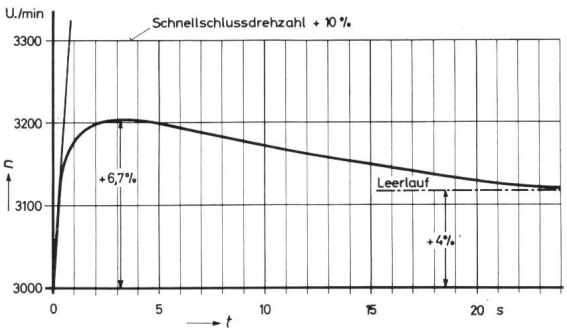


Fig. 2
Drehzahlverlauf nach Vollastabschaltung einer Dampfturbine
n Drehzahl; *t* Zeit

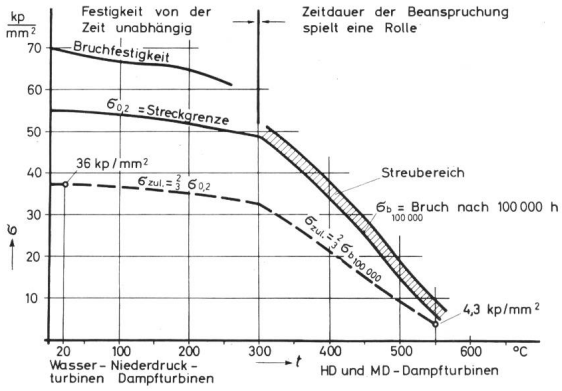


Fig. 3
Festigkeitsverhalten eines CrMoV-Vergütungsstrahles in Abhängigkeit von der Temperatur
σ Festigkeit; *t* Temperatur

treten die Zeitdehngrenze und die Zeitstandfestigkeit. Als Zeitstandfestigkeit wird heute allgemein diejenige Beanspruchung festgelegt, bei welcher ein Bruch des Werkstoffes nach 100 000 h auftritt, also nach etwas mehr als 11 Jahren.

Die zulässige Beanspruchung wird in einem bestimmten Verhältnis zu dieser Zeitstandfestigkeit gewählt. Dadurch wird erreicht, dass die Konstruktion nicht nach etwa 11 Jahren bricht, sondern einer wesentlich länger dauernden Beanspruchung gewachsen ist. Im erwähnten Beispiel beträgt bei Raumtemperatur die zulässige Beanspruchung 36 kg/mm² und sinkt bei 550 °C auf den Wert von nur 4,3 kg/mm².

Die Bestimmung der Zeitstandfestigkeit ist eine sehr zeitraubende und aufwendige Angelegenheit. Es gibt kein Verfahren, um die Zeitstandfestigkeit aus Ergebnissen von sog. Kurzzeitversuchen zu bestimmen. Die Versuche müssen vielmehr über die gesamte Dauer von z. B. 100 000 h durchgeführt werden [1] [1]).

In elektrisch geheizten Öfen, mit genau konstant gehaltener Temperatur, wird jahrelang eine grosse Zahl von Probestäben aus verschiedenen Stahllegierungen unter Belastung gehalten und die Zeit des Bruches abgewartet.

Die Ergebnisse, welche naturgemäss eine gewisse Streuung aufweisen, werden statistisch ausgewertet. Da es sich um eine Grundlagenforschung handelt, arbeiten in diesem Gebiet Stahlwerke und Turbinenbauer mit grossem Vorteil zusammen. Beispielsweise besteht seit längerer Zeit in diesem Gebiet eine Verteilung der Arbeitsprogramme und ein entsprechender Austausch der Erfahrungen zwischen den Firmen Brown, Boveri, Escher Wyss, Sulzer und teilweise auch Georg Fischer.

Gerade die Notwendigkeit der Verarbeitung hoher Temperaturen ergibt aber nicht nur konstruktiv, sondern auch betrieblich wesentliche Unterschiede zwischen einem thermischen und einem hydraulischen Kraftwerk. Eine Wasserturbine kann — natürlich unter der Voraussetzung, dass die Wasserzufuhr gesichert ist — in kürzester Zeit aus dem Stillstand auf die Betriebsdrehzahl gebracht werden und nach Parallelschalten des Generators aufs Netz sofort Belastung aufnehmen. Das Dampfkraftwerk erfordert aber beim Anfahren aus kaltem Zustand vorerst einmal eine Vorbereitungszeit für den Kessel, d. h. den Dampferzeuger und die Sicherung der Kühlwasserzufuhr. Die Turbinenkonstruktion muss nun derart sein, dass nach Kesselbereitschaft die Maschine in möglichst kurzer Zeit auf Drehzahl gebracht und belastet werden kann, dies jedoch

[1]) Siehe Literatur am Schluss des Aufsatzes.

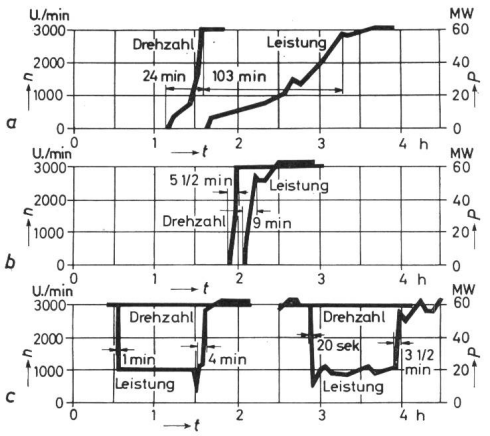


Fig. 4
Anfahr- und Laständerungskurven einer 60-MW-Turbogeneratorgruppe mit Zwischenüberhitzung
a Kaltstart; *b* Warmstart; *c* schnelle Laständerung
n Drehzahl; *P* Leistung; *t* Zeit

ohne dass die verschiedenen Konstruktionselemente Schaden nehmen. Die Anfahrzeiten, überhaupt das ganze Vorgehen beim Anfahren, insbesondere aus kaltem Zustand, müssen aber den zusätzlichen Beanspruchungen durch die unvermeidlichen Temperaturdifferenzen Rechnung tragen. Solche treten in Gehäusen und Rotoren auf, bis sich diese Teile auf den Temperaturen des Normalbetriebes befinden. Dies ergibt eine Überlagerung zusätzlicher Wärmespannungen, welche ohne weiteres zu bleibenden Verformungen und damit zu gefährlichen Beschädigungen führen können. Einerseits werden entsprechende Instrumente vorgesehen, bereits teilweise verbunden mit einer Automatisierung der Bedienung, dass das Anfahren und Belasten nur unter Vermeidung gefährlicher Temperaturdifferenzen oder unzulässiger Dehnungsunterschiede an den exponierten Teilen der Maschine erfolgen kann. Anderseits werden aber konstruktive Massnahmen getroffen durch geeignete Formgebung, ebenso zusätzliche Vorkehrungen, wie Heizung gefährdeter Flanschen usw. Auch lassen sich die Dampftemperaturen beim Anfahren durch zweckmässige Regelungen den Bedürfnissen der Turbine anpassen. Dies ist ein weiteres Mittel, um Anfahr- und Belastungszeiten zu verkürzen [2].

Fig. 4 zeigt als Beispiel das Anfahrverhalten eines 60-MW-Blockes mit Zwischenüberhitzung aufgrund von Betriebsmessungen.

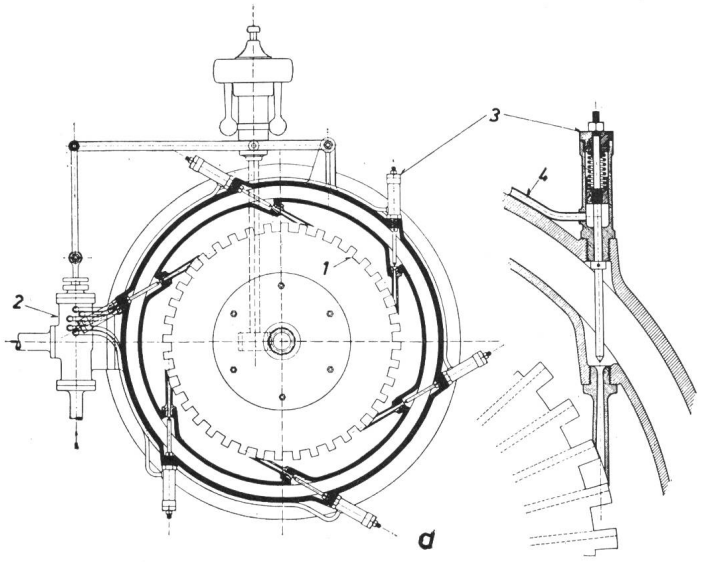
Fig. 4a zeigt das Kaltstartverhalten der Maschinengruppe. 24 min erfordert das Hochfahren auf die Normaldrehzahl bis zum Parallelschalten und etwas mehr als 1½ h das Belasten bis Vollast. Betrieblich wichtiger ist aber das sog. Warm-Anfahren, beispielsweise nach 8 h Stillstand, also das mögliche Anfahrverhalten nach Stillsetzung eines Blockes während der Nachtzeit, d. h. während der üblicherweise schwachen Netzbelastung (Fig. 4b). Da nach nur 8 h Stillstand die exponierten Maschinenteile noch relativ hohe Temperaturen aufweisen, lassen sich viel kürzere Zeiten erreichen: 5½ min für das Hochfahren und weitere 9 min für Belastung auf beinahe Vollast. Fig. 4c zeigt schliesslich, dass auch relativ rasche Laständerungen möglich sind. Nach Entlasten auf ⅓ und Betrieb während 1 h mit reduzierter Last, konnte innert 3...4 min wieder die Vollast aufgenommen werden.

Betrieblich ist somit zu beachten, dass Dampfkraftwerke zwar heutzutage durch geeignete Instrumentation, durch mehr oder weniger automatischen Kontrollen, und vor allem durch geeignete Konstruktionen, Belastungsänderungen wesentlich schneller folgen können als vor beispielsweise 10 Jahren, dass aber doch gegenüber den Möglichkeiten hydraulischer Energieerzeugung Einschränkungen vorliegen.

3. Kurzer historischer Rückblick

Es zeugt vom Unternehmergeist und der Weitsicht führender Persönlichkeiten der Schweizerischen Maschinenindustrie, dass der Dampfturbinenbau von den ersten Ansätzen an bereits um die Jahrhundertwende aufgenommen wurde, und dass die Weiterentwicklung bis heute weltweite Bedeutung beibehielt. Dies ist, ähnlich wie beim Dieselmotor, umso erstaunlicher, als die Anwendung von Dampfturbinen für thermische Energieerzeugung nicht im wasserkraftreichen Inlande erfolgen konnte.

Bei den hohen Ansprüchen der notwendigerweise rasch laufenden und vielstufigen Dampfturbine genügte aber lediglich die Kenntnis einfacher mechanischer Grundsätze nicht mehr. Es waren zur Bewältigung der konstruktiven Aufgaben eingehende aufbauende Forschungsarbeiten zu leisten. Bahn-



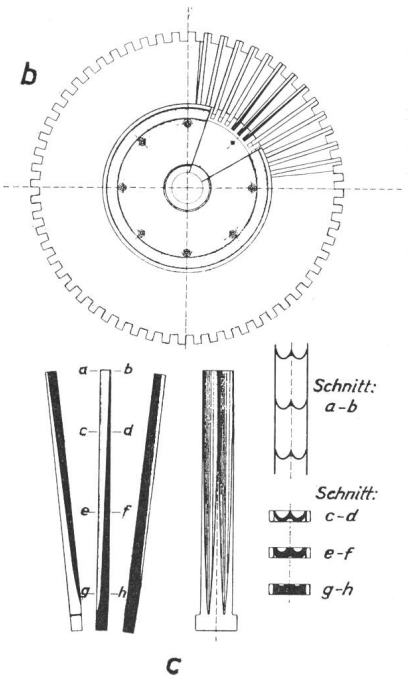


Fig. 5
Schema einer der ersten Escher Wyss-Versuchs-Dampfturbinen
a Regulierung zur Aktionsturbine; *b* Tangentialrad; *c* Stahlschaufel zum Tangentialrad; *1* Turbinenrad; *2* Steuerzylinder; *3* Regulierzylinder; *4* Druckleitung zwischen Regulier- und Steuerzylinder

brechend wirkte hiebei von Anfang an die systematische Analyse der Einzelvorgänge, wie sie durch die Arbeiten von Prof. *Stodola* an der Eidg. Technischen Hochschule in Zürich geschaffen wurden. Über lange Zeit waren es in den schweizerischen, wie übrigens auch vielfach in den ausländischen Turbinenfirmen vor allem Stodola-Schüler, welche aus den ersten Anfängen industriell brauchbare Turbinen geschaffen haben, so dass bereits ab 1910 an Stelle der Kolbenmaschinen weitgehend Dampfturbinen für thermische Energieerzeugung zum Einsatz gelangten. Nach einer gewissen Stagnation im Fortschritt der Erkenntnisse begann in den 20er Jahren der Einsatz der angewandten Aerodynamik eine massgebende Rolle zu spielen. Arbeiten von *Prandtl, Ackeret* und deren Mitarbeiter ergaben erweiterte Klärung der Strömungsverhältnisse in Schaufelsystemen, und die Ausnützung solcher Erkenntnisse gestattete weitere erhebliche Verbesserungen der Energieumsetzung.

Als interessanten historischen Rückblick zeigt Fig. 5 Elemente einer der ersten Escher Wyss-Versuchs-Dampfturbinen. Hieraus ist ersichtlich, dass eine Umkonstruktion der Wasser-Freistrahlturbine beabsichtigt war. Analog wie bei dieser wurde das sog. Aktionsprinzip verwendet mit vollständiger Entspannung des Arbeitsmittels in den feststehenden Düsen oder Leitapparaten, so dass im Laufrad keine weitere Entspannung, sondern ausschliesslich Umsetzung kinetischer Energie durch entsprechende Umlenkung in der Laufschaufelung erfolgte. Die gezeigte Turbine war 6stufig, die ersten 4 Stufen mit Tangetialbeaufschlagung des Laufrades und doppellöffelförmigen Laufschaufeln in deutlicher Anlehnung an die Pelton-Schaufel. Nur die zwei letzten Stufen waren rein achsial durchströmt.

Ab 1903 wurden die sog. Zölly-Turbinen entwickelt, die dann von einer ganzen Reihe europäischer Firmen übernommen wurden. Die damaligen Bauarten zeigten übrigens bereits deutliche Richtlinien für heute noch gültige Konstruktionen. Während bei Escher Wyss Dampfturbinen eine Ergänzung zum Wasserturbinen-Bauprogramm bedeuteten und einen Ersatz für die früher in grosser Zahl hergestellten Kolben-Dampfmaschinen, wurden von Brown, Boveri und der Maschinenfabrik Oerlikon gleichzeitig ebenfalls Dampfturbinenbauarten aufgenommen, dies vor allem um selbst diese neuzeitlichen Antriebsmaschinen für die bereits weit entwickelten elektrischen Generatoren zu erhalten. BBC verfolgte aufbaumässig die Ideen des Engländers *Parsons* mit sog. Reaktionsbauart. Nur ein Teil des Stufengefälles wird hier in den festen Leitschaufeln in kinetische Energie umgeformt. Die Energieumsetzung im Laufrad geschieht gleichzeitig unter weiterer Entspannung. Beide Prinzipien werden auch heute noch mit Erfolg verwendet, beide sind brauchbar bei zweckmässiger Gestaltung der Rotor- und Schaufelelemente, was ja die tausende der in Betrieb stehenden Maschinen beider Baurichtungen beweisen.

Dass Druck und Temperatur des Frischdampfes für die Wirtschaftlichkeit einer Dampfkraftanlage, also für die Güte des Kreislaufes, massgebend sind, wurde zwar schon frühzeitig erkannt. Bis zur Zeit des ersten Weltkrieges blieb man aber im allgemeinen bei 10...15 kg/cm² Dampfdruck und bei Temperaturen um 300 °C. Dies waren Dampfverhältnisse, die vor allem entsprechend der Technologie der Baustoffe von den damaligen Kesselkonstruktionen beherrscht werden konnten. In Wirklichkeit war und ist auch heute noch der Turbinenbauer auf die Möglichkeiten der Dampferzeugung angewiesen. Da im Dampfkessel die verfügbaren Baustoffe mindestens dieselben Drücke, jedenfalls aber in den Überhitzern noch höhere Temperaturen aushalten müssen, so lassen sich auch die turbinenseitigen Probleme lösen, sobald dies kesselseitig möglich geworden ist.

Die Weiterentwicklung lag somit vor allem auch in den Händen der Kesselbauer. Als dann zwischen den beiden Weltkriegen Bauarten mit Dampfdrücken von über 100 kg/cm² und erhöhten Temperaturen auftauchten, wie beispielsweise die Benson- und Loefflerkessel, ebenso die ersten Sulzer Einrohrkessel, konnten auch hiezu brauchbare Turbinen geliefert werden. Allerdings handelte es sich in den ersten Zeiten der HD-Periode um Anlagen kleiner Leistung. Bei solchen war es wesentlich schwieriger, Konstruktionen zu finden, welche die zweifellos gefundenen Kreislauf-Verbesserungen auch überzeugend wirtschaftlich zur Rechtfertigung brachten.

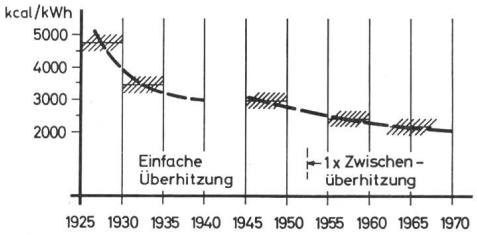


Fig. 6
Verbesserung des thermischen Wirkungsgrades von Dampfturbinen in den letzten 40 Jahren

η_{th} (%)	18	25	29	37	40	Mittelwerte
Turbinenleistung (MW)	15...30	20...40	40...50	60...100	150...300	
Dampfdruck (kg/cm²)	15	35	70...80	127...140	180	
Dampftemperatur (°C)	350	450	490...500	525...535	535...560	

Fig. 6 zeigt die Entwicklung über die letzten 40 Jahre. Es handelt sich um Mittelwerte der häufig über die genannte Zeitspanne verwendeten Dampfdrücke und Dampftemperaturen, ebenso um Mittelwerte der Turbinen- bzw. Blockgrössen. Um 1925 war beispielsweise mit einem Wärmeverbrauch von gegen 4700 kcal/kWh zu rechnen. Heute dagegen erreicht man Werte um 2200 kcal/kWh, dies bezogen auf die verkäufliche elektrische Nutzleistung, also unter Berücksichtigung des Bedarfes der internen Hilfsbetriebe. Es sind also in der thermischen Energieerzeugung in dieser Zeitspanne enorme wirtschaftliche Verbesserungen erreicht worden. Mit derselben Brennstoffmenge lässt sich jetzt über das Doppelte an nutzbarer elektrischer Energie erzeugen. Dies ist ermöglicht worden einerseits durch die Kreislaufverbesserungen, vor allem durch die Wahl höherer Drücke und Temperaturen, ebenso durch die Einführung von Zwischenüberhitzung, fernerhin aber durch verbesserte Energieumsetzung in den Turbinenelementen selbst, letzten Endes aber auch durch die Vergrösserung der Turbineneinheiten.

Selbstverständlich bedingte die Erreichung dieses Zieles komplizierte Bauarten, den Einsatz hochwertiger Baustoffe, somit erhöhte Investitionen. Diese werden aber durch die Brennstoffeinsparung mehr als kompensiert.

4. Heutiger Stand

Heute stehen sowohl in den USA wie auch in Europa Leistungen von über 100 MW pro Turbineneinheit im Vordergrund. Es bilden ein Kessel und eine Turbine mit Zubehör einen eigentlichen Kraftwerkblock, im Gegensatz zur früheren Bauweise, die Kessel in Batterien mit Ringleitungen zu verbinden und diese Ringleitung für die Versorgung vieler kleinerer Turbinen anzuzapfen. Auch die bis jetzt allgemein verwendete Zwischenüberhitzung lässt sich nur bei solcher Blockbauart auf einfache Weise steuern. *Zwischenüberhitzung* bedeutet ja, dass der Frischdampf mit beispielsweise 180 kg/cm² bei 540 °C in einem ersten Turbinenteil, dem sog. Hochdruckteil, bis etwa 40 kg/cm² ausgenützt, hierauf aber dem Kessel mit 350 °C zurückgeführt wird, um wiederum — im sog. Zwischenüberhitzerteil — auf z. B. 540 °C gebracht zu werden. Nach Rückleitung zur Turbine erfolgt die weitere Ausnützung im Mitteldruck- und Niederdruckteil derselben bis ins Vakuum, entsprechend der zur Verfügung stehenden Kühlwassertemperatur der Kondensationsanlage. (Dampfdrücke im Kondensator etwa 0,025 kg/cm² bei 10 °C Kühlwassertemperatur, 0,032 kg/cm² (absolut) bei 15grädigem und 0,045 kg/cm² (absolut) bei 21grädigem Kühlwasser.)

Kessel, Turbinen und die weiteren Anlageteile stehen im Wärmefluss ebenso bedienungs- und reguliertechnisch in engster Verbindung. Sie werden heutzutage von einer zentralen Schaltwarte aus bedient und überwacht, dies mit Vorteil in zunehmender Weise durch automatisierte Apparaturen.

Die Frage der wirtschaftlichsten Grösse des Turbinensatzes bzw. des Kraftwerkblockes stand und steht in Fachkreisen

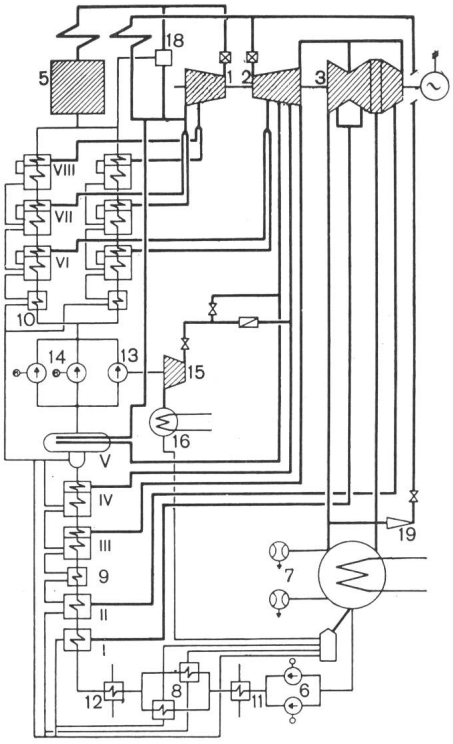


Fig. 7
Wärmeschema eines Kraftwerkblockes

1 Hochdruck-Turbine
2 Mitteldruck-Turbine
3 Niederdruck-Turbine
5 Kessel
6 Kondensatorpumpe
7 Ejektor
8, 9, 10 Nachkühler
15 Zweigturbine für Haupt-Speisepumpe
12 Stopfbuchsdampf-Kondensator
13 Haupt-Speisepumpe
14 Reserve-Speisepumpen
15 Zweigturbine für Haupt-Speisepumpe
16 Kondenser der Zweigturbine
18 Hochdruck-Umleitvorrichtung
19 Niederdruck-Umleitvorrichtung
I...VIII Vorwärmer

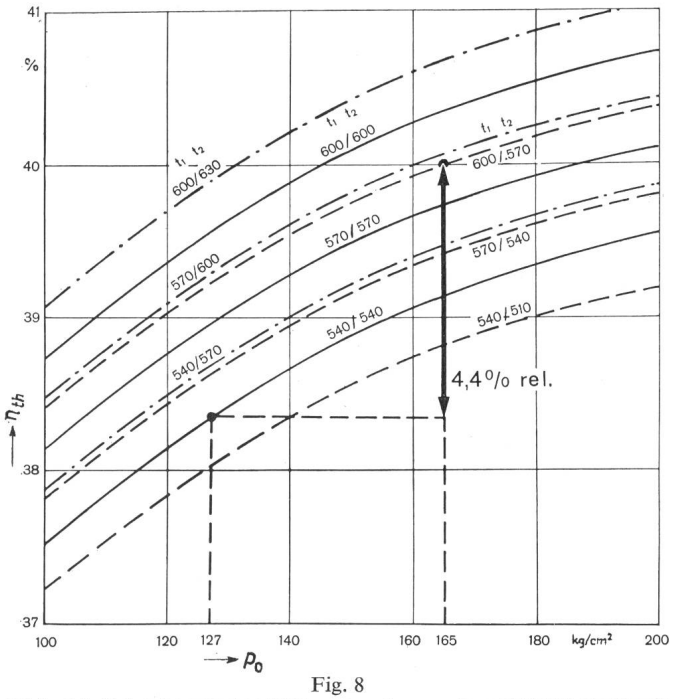


Fig. 8
Abhängigkeit des thermischen Wirkungsgrades η_{th} eines 120-MW-Kraftwerkblockes mit Zwischenüberhitzung
p_0 Frischdampfverbrauch

immer in lebhaftester Diskussion. Vor allem muss diese mit der gesamten installierten Leistung des zu versorgenden Netzes und dessen Belastungscharakter in vernünftigem Verhältnis stehen. Früher war man, wenigstens vereinzelt, mutiger als heute. Für das Netz der RWE z. B. bedeuteten die in den 20er Jahren beschafften 40-MW-Turbinen über 15%, 300-MW-Kraftwerkblöcke kaum 5% der totalen installierten Leistung. Mutiger scheinen auch heute, wenigstens in Europa, verstaatlichte Energieerzeuger zu sein als solche privatwirtschaftlichen Charakters. Bei der Entscheidung bezüglich Blockgrösse sind eben nicht nur klar übersehbare Faktoren wie z. B. Brennstoff- und Investitionskosten zu berücksichtigen, sondern auch die schlechter überblickbaren Konsequenzen bei programmwidrigen Störungen in Erzeugung und Verteilung.

In den USA sind Kraftwerkblöcke bis 1000 MW im Bau, in Europa bis 600 MW. Jedenfalls können Kessel- und Turbinenbauer auch bei uns dem Bedarf der Energieerzeuger entsprechen [3].

Fig. 7 zeigt das Wärmeschema eines Kraftwerkblockes. Hieraus ist ersichtlich, dass abgesehen vom Kessel mit Zwischenüberhitzung von Turbine und Generator, eine vielteilige, komplizierte Anlage nötig ist mit Kondensator, Kondensat- und Speisepumpen, Speisewasser-Vorwärmung in 7...8 stufiger Anordnung (geheizt durch Anzapfdampf), Entgasungsvorrichtungen usw. Auch die Ausbildung dieser Zubehörteile erfordert sorgfältige Optimalisierung in Anpassung an örtlich bedingte und betrieblich vorgesehene Bedingungen.

Fig. 8 zeigt die Abhängigkeit des erreichbaren Wirkungsgrades eines 120-MW-Kraftwerkblockes mit Zwischenüberhitzung von Frischdampfdruck und vor allem von Frischdampf- und Zwischenüberhitzungstemperatur. Beispielsweise ist ersichtlich, dass eine Anlage mit 165 kg/cm² (absolut) bei 600/570 °C einen Wirkungsgrad von 40%, eine solche mit 127 kg/cm² (absolut) bei 540/540 °C nur einen solchen von 38,35% ergibt, was einer Einsparung von 90 kcal/kWh entspricht. Dies führt bei einem Jahres-Vollastbetrieb mit 100 MW

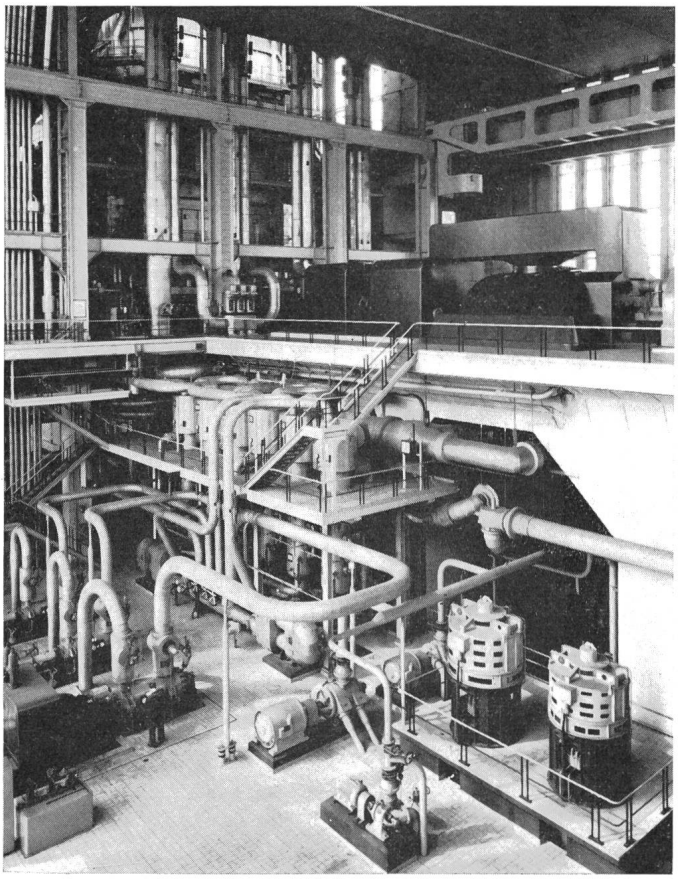


Fig. 9
115-MW-Dampfturbinengruppe mit Zwischenüberhitzung im Maschinenhaus des Kraftwerkes Baudour (Belgien)

zu einer Brenstoffeinsparung von immerhin etwa 11000 t Kohle (bei einem Heizwert von 7000 kcal/kg).

Abzuklären ist nun fallweise, ob sich der Mehraufwand für die Wahl höherer Drücke oder höherer Temperaturen, welcher natürlich eine entsprechende Erhöhung der Investitionskosten mit sich bringt, im Vergleich zur erreichbaren Brennstoffeinsparung rechtfertige.

Zu solcher Beurteilung müssen bekannt sein:

1. Der beabsichtigte Belastungsplan, d. h. wieviele Stunden pro Jahr der Kraftwerkblock mit 100% Last und wieviele Stunden mit einer bestimmten Teillast betrieben werden soll.
2. Die Brennstoffart, vor allem wichtig für die zu wählende Kesselkonstruktion.
3. Der Brennstoffpreis unter Berücksichtigung von Transport und Lagerung.
4. Die Kühlwassertemperatur und deren Abhängigkeit von den Jahreszeiten. Eventuell auch noch die Kühlwasser-Beschaffungskosten, bedingt durch die Fassungs- oder Zuleitungsverhältnisse. Ferner die maximal verfügbare Kühlwassermenge.
5. Amortisationszeit.
6. Geldkosten (Zins).

Da die skizzierten Verhältnisse ausserordentlich verschieden sein können, lässt sich keine allgemein gültige Regel für eine wirtschaftlichste Anlageauslegung geben.

Bei den heutigen Brennstoffpreisen und Jahres-Vollast-Betriebsstunden zwischen 5000 und 7000 h ergibt sich für einen Kraftwerkblock von 100...150 MW, dass 1 kcal Wärmeverbrauchseinsparung einen Mehraufwand an Investitionen von Fr. 60 000 bis 100 000.— wirtschaftlich rechtfertigt.

Am häufigsten werden heute bei Kraftwerkblockgrössen von 120...300 MW Frischdampfdrücke um 180 kg/cm² und eine Überhitzung bzw. Zwischenüberhitzung auf 530...560 °C angewendet. Vereinzelt sind aber Kraftwerke in Betrieb oder im Bau, die Temperaturen bis 600 °C verwenden oder auch solche, die auf überkritische Drücke gehen, d. h. 250 kg/cm² und darüber, teilweise mit sogar zweimaliger Zwischenüberhitzung. In der Zukunft wird sich zweifellos die Entwicklung in dieser Richtung gestalten. Temperaturen bis 540 °C erlauben noch die Verwendung ferritischer warmfester Baustoffe in Kesseln, Leitungen und Turbinen. 600 °C bedingt schon teilweisen Einsatz austenitischer Stähle, deren Mehrkosten die Vorteile der Brennstoffeinsparung zumindest teilweise kompensieren. Auch die Brennstoffeigenschaften bilden zur Zeit noch Grenzen, da beispielsweise bei Ölfeuerung Unreinigkeiten des Öles, wie Vanadium und Schwefel ungünstig auf die Lebensdauer austenitischer Bauteile auswirken. Für Kohlefeuerung stehen dagegen 600-°C-Anlagen mit bestem Erfolg im Betrieb, z. B. die Anlagen Baudour und Monceau in Belgien.

Fig. 9 zeigt einen Turbogeneratorsatz von 115 MW von Baudour. Sichtbar sind seitlich der Turbine die Speisewasservorwärmer, ferner im Kellerflur die Antriebsmotoren der Kühlwasserpumpen, die Kondensatpumpen und teilweise die Speisepumpen. Diese Anlage arbeitet seit über 5 Jahren. Nur im ersten Jahr mussten einige Änderungen und Anpassungen durchgeführt werden; seit Mitte 1961 beträgt aber die Verfügbarkeit des Kraftwerkblockes einschliesslich normaler Revisionen 95%. Die Anlage dürfte übrigens, wenigstens bis vor kurzem, den niedrigsten Wärmeverbrauch europäischer Kraftwerke ergeben haben. Der praktische Beweis liegt somit vor, dass 600-°C-Anlagen in jeder Beziehung auch im Dauerbetrieb zu beherrschen sind [4].

Der Aufbau der Turbinen verschiedener Hersteller weist insofern eine Ähnlichkeit auf, als ja bei allen die Aufteilung auf mehrere Gehäuse und die Notwendigkeit mehrerer ND-Fluten in gleicher Weise von Leistung und Kühlwassertemperatur abhängen.

Man unterscheidet auch — gemäss Fig. 10 — Einwellen- (Fig. 10a) oder Zweiwellen-Anordnungen (Fig. 10b); letztere finden sich in Europa nur vereinzelt, in den USA besonders bei Leistungen über 500 MW dagegen häufig. Die Zweiwellen-Anordnung mit Aufteilung der Leistung auf zwei Generatoren war übrigens vielfach geboten, als noch die Generatoren die Grenze der Kraftwerkblockleistung bildeten.

Eine solche Zweiwellen-Turbine im Längsschnitt zeigt Fig. 11, und zwar eine von BBC für die Tennessee Valley Authority (USA) gebaute 500-MW-Einheit. Ein schon zweiflutiger Hochdruckteil ist mit zwei doppelflutigen Niederdruckgehäusen gekuppelt, während der ebenfalls zweiflutige Mitteldruckteil mit zwei weiteren gleichen Niederdruckteilen verbunden ist. Beide Wellenstränge arbeiten, hier mit 3600 U./min auf je einem Generator von 250 MW.

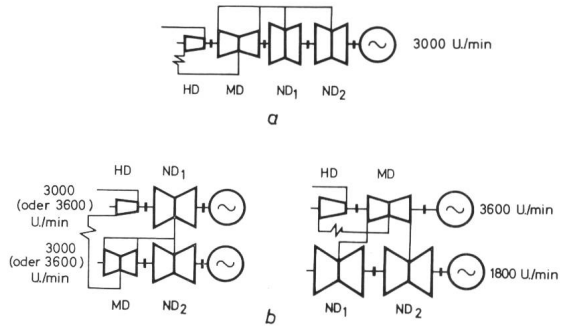


Fig. 10
Anordnung der einzelnen Turbinen grosser Turbogeneratorgruppen
a Einwellen-(Tandem)-Anordnung; *b* Zweiwellen-(Cross Compound)-Anordnung

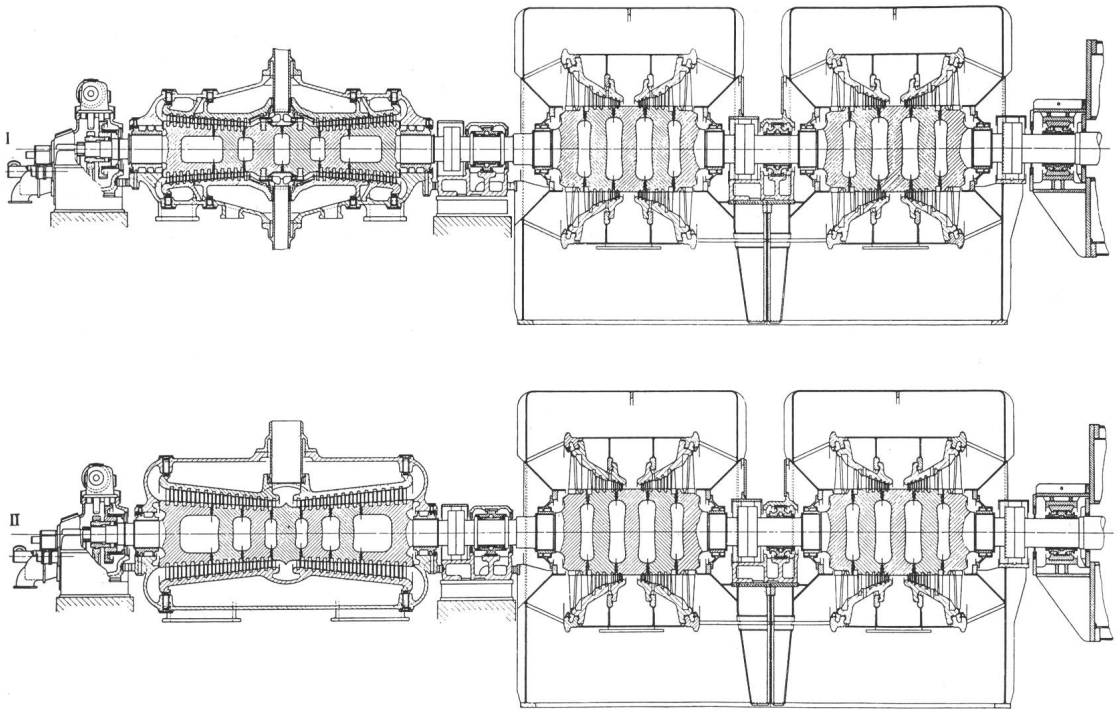


Fig. 11
Zweiwellen-Turbogeneratorsatz von 500 MW Leistung für Tennesee Valley Authority

Andere Konstrukteure, besonders in den USA, verwenden für Leistungen über 600 MW vorzugsweise Zweiwellen-Bauarten, bei welchen Hochdruck- und Mitteldruckturbinen gemeinsam mit 3600 U./min einen ersten Generator antreiben;

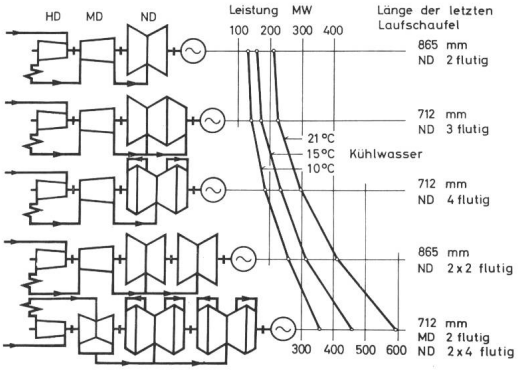


Fig. 12
Abhängigkeit der maximalen Leistung von einwelligen Turbogeneratorgruppen von der Austrittsfläche und der Temperatur des Kondensatorkühlwassers
(n = 3000 U./min)

zwei je zweiflutige Niederdruckteile mit 1800 U./min sind mit dem zweiten 4poligen Generator gekuppelt.

Solche Zwei-Wellen-Anordnungen grosser Turbinen sind in Ländern mit 60 periodigem Wechselstrom, der Drehzahlen von 3600 bzw. 1800 U./min fordert, viel eher angezeigt, als in Europa mit der üblichen Frequenz von 50 Hz. Da heute hiefür Generatoren von 3000 U./min mit über 600 MW Leistung zur Verfügung stehen, wird die Einwellen-Anordnung bevorzugt.

Fig. 12 zeigt schematisch Anordnungsmöglichkeiten Turbosätzen mit 3000 U./min mit für den betreffenden Aufbau maximal erreichbarer Leistung in Abhängigkeit der Kühlwassertemperatur, d. h. des ausnützbaren Vakuums. Die Entwicklung ist aber im Fluss, die Konstrukteure sind bestrebt, durch Einsatz noch längerer Endschaufeln bei geforderter Leistung die Anzahl der parallel arbeitenden Niederdruck-Fluten zu reduzieren zwecks Verkürzung der Baulänge und natürlich auch der Investitionskosten. Auch Schaufeln aus Baustoffen niedrigen spezifischen Gewichtes wie z. B. Titan (ca. halb so schwer wie Stahl), sind im Studium. Der Einsatz solcher Baustoffe, wenn einmal praktisch verwirklichbar, wird aufbau- und turbinenseitige Grenzleistungen wesentlich beeinflussen.

Fig. 13 zeigt den heute typischen Aufbau einer modernen BBC-Turbine von 250 MW Leistung. Die Maschinengruppe wurde geliefert für eine Anlage in Dänemark, bei welcher sehr kaltes Kühlwasser zur Verfügung steht. Daher ist der Niederdruckteil 4flutig ausgeführt. Die Frischdampfdaten sind die heute üblichen: 180 kg/cm^2, 540 ^{0}C mit Zwischenüberhitzung auf 540 ^{0}C.

Sehr wohl ist ersichtlich, dass der von BBC verwendete relativ hohe Reaktionsgrad viele Einzelstufen erfordert, die aber dank der Anordnung auf Trommelläufern in achsialer Richtung wenig Raum beanspruchen.

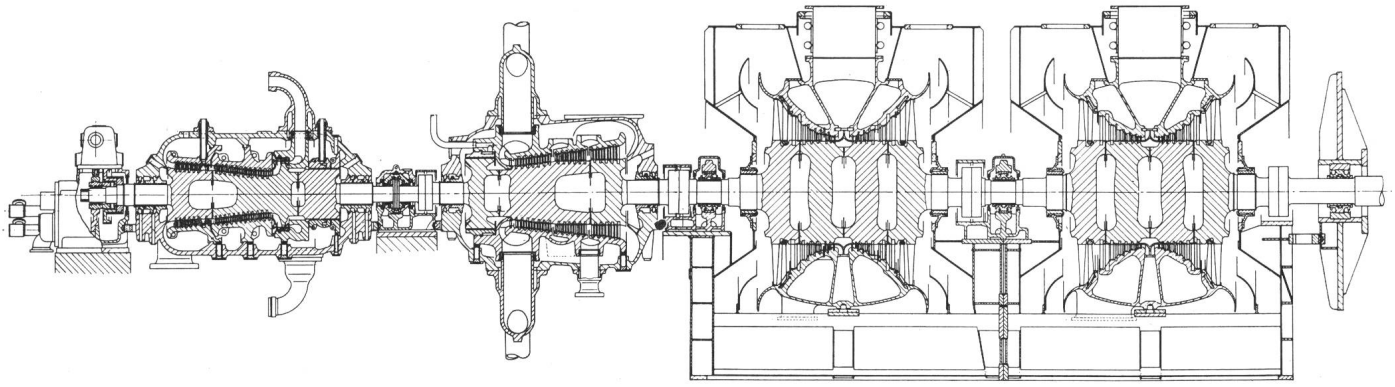


Fig. 13
Längsschnitt einer 250-MW-Dampfturbine mit Zwischenüberhitzung in Trommelbauart (BBC)

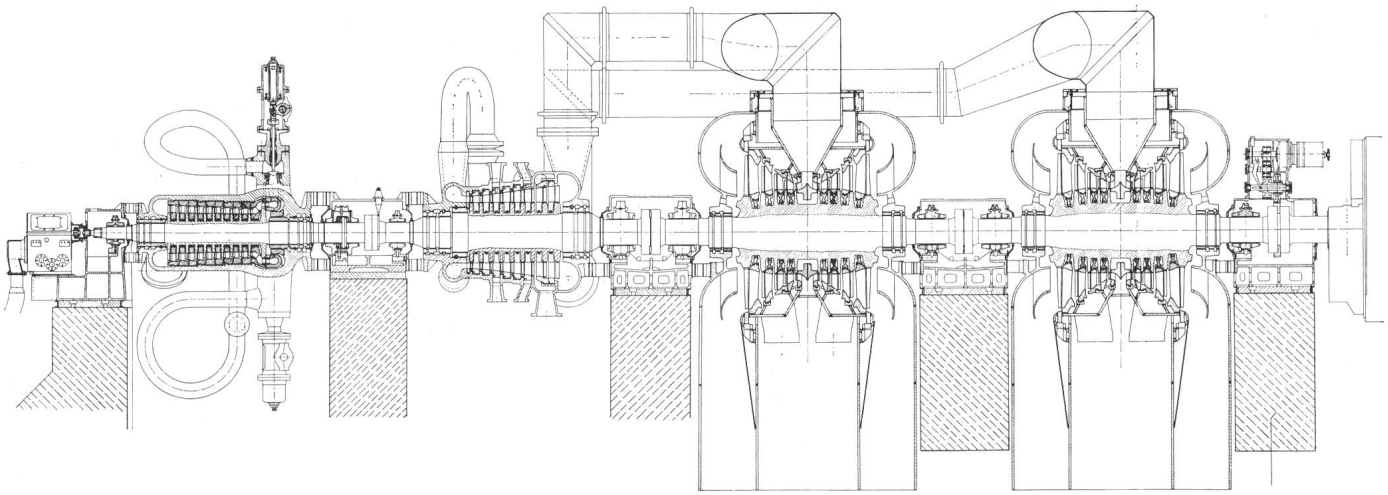


Fig. 14
Aufbau einer 315-MW-Dampfturbine mit Zwischenüberhitzung in Scheibenbauart (Escher Wyss)

Fig. 14 zeigt vergleichsweise den Aufbau einer bei Escher Wyss, Ravensburg, in Ausführung befindlichen 300-MW-Turbine bestimmt für ein Kraftwerk des RWE. Die Frischdampfdaten sind dieselben wie bei Fig. 13. Da hier Gleichdruckstufen oder solche mit höchstens geringem Reaktionsgrad verwendet werden, ist die Anzahl der notwendigen Stufen geringer. Die in Achsrichtung beanspruchte Länge pro Stufe ist anderseits wieder grösser, weil bei der Gleichdruck-Bauart Läufer mit Scheiben, oder anders ausgedrückt Gehäuse in Kammerbauart zweckmässiger sind. Auch bei dieser Turbine konnte trotz der etwas grösseren Leistung der Niederdruckteil noch 4flutig vorgesehen werden, da hier nur Kühlwasser von verhältnismässig hoher Temperatur zur Verfügung steht.

Die Turbine des Kraftwerkes Chavalon ist übrigens im Aufbau ähnlich, jedoch entsprechend der Leistung von 150 MW nur mit 3flutigem Niederdruckteil ausgerüstet.

Zum Schluss sei noch gestattet, in Kürze einige Ausblicke und Konsequenzen zu erwähnen, die sich für den Turbinenbau bei der Einführung von Atomkraftwerken ergeben. Beim Atomkraftwerk tritt an Stelle des Dampfkessels der Reaktor, in welchem, wenigstens in den meisten Fällen, die durch die Kernspaltung frei gewordene Wärme direkt oder indirekt zur Dampferzeugung benützt wird. Die heute erprobten Reaktoren liefern jedoch zur Zeit nur Dampf verhältnismässig niedrigen Druckes, zwischen 40 und 70 kg/cm² und meist ohne Überhitzung, d. h. bei z. B. 60 kg/cm² mit nur etwa 275 °C. Das ausnützbare Gefälle beträgt somit nur etwa 250 cal/kg an Stelle von 425 cal/kg der heutigen modernen Anlagen für fossile Brennstoffe. Dies bedeutet, dass die Dampfturbine eines Atomkraftwerkes zur Erreichung einer bestimmten Leistung mengenmässig 70...80% mehr Dampf verarbeiten muss, dass dafür aber keinerlei durch hohe Temperaturen bedingte konstruktive Probleme bestehen. Besondere konstruktive Vorkehrungen erfordert lediglich die Dampfnässe, da sich bei der Expansion beträchtliche Wassermengen ausscheiden. Besondere Entwässerungsvorrichtungen sind daher vorzusehen. Ferner ist bekannt, dass gegenwärtig die Atomkraftwerke erst bei Leistungen über 300 MW wirtschaftlich interessant werden. Dies und der ohnehin vergrösserte Dampfdurchsatz fordern in noch stärkerem Masse als bei konventionellen Anlagen vielflutige Ausbildung der Niederdruckteile oder gar Aufteilung der Leistung eines Reaktors auf mehrere Turbogeneratorgruppen.

So ist beispielsweise bei den ersten bei BBC in Auftrag gegebenen 180-MW-Maschinensätzen für Beznau die achsiale Austrittsfläche des Niederdruckteiles gleich gross wie bei der konventionellen 250-MW-Turbine, deren Längsschnitt in Fig. 13 dargestellt ist. Die gesamte Bruttoleistung von ca. 360 MW würde also hier mit zwei Turbinensätzen von je 4, also total 8 Niederdruckfluten bewältigt.

Die Aufteilung wurde hier gefordert in erster Linie aus betrieblichen Erwägungen, um auch bei niedrigem Leistungsbedarf mit nur einer Gruppe mit günstigem Teillastverbrauch fahren zu können. Für die Gesamtleistung hätte man aber auch nur eine Einheit in Einwellen-Bauart herstellen können.

Es war nur möglich, den heutigen Stand der Turbinenentwicklung in den Hauptzügen zu streifen. Es wären noch vielerlei Beispiele interessanter Einzelheiten erwähnenswert, lassen sich aber nicht mehr im Rahmen dieses Vortrages behandeln. Jedenfalls bieten aber die heutigen Erkenntnisse die Basis weiterer Verbesserungen mit dem Endziel wirtschaftlichster Energieerzeugung, sei es unter Verwendung der konventionellen fossilen Brennstoffe, sei es in Verbindung mit der Kernspaltung.

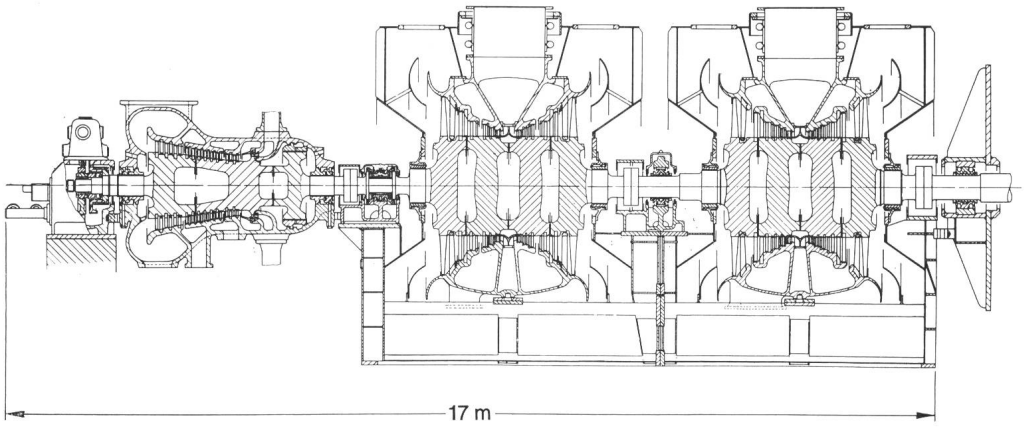


Fig. 15
Schematischer Aufbau der Sattdampfturbogeneratorgruppe (BBC) von 180 MW elektrischer Leistung für das NOK-Kernenergie-Kraftwerk Benznau

Literatur

[1] *W. A. Stauffer* und *A. Keller:* Ermittlung der Zeitstandfestigkeit auf rationelle Art. Escher Wyss. Mitt. 33(1960)1/3, S. 190...194.

[2] Betriebsparallele Zeitstandversuche für Dampf- und Gasturbinen. Escher Wyss Mitt. 37(1964)1/2, S. 73...77.

[3] *W. A. Stauffer* und *A. Keller:* Über das Zeitstandverhalten des warmfesten hochlegierten Chromstahles. Schweiz. Arch. angew. Wiss. Techn. 27(1961)3, S. 121...125.

[4] *W. A. Stauffer* und *A. Keller:* Aufgabe und Bedeutung der Materialprüfung in der Maschinenindustrie, in: *E. Fueter:* Materialprüfung und Versuchswesen in der Schweiz und im Ausland. Thun, Verlags-Aktiengesellschaft 1965, S. 313...346.

[5] *K. Meiners:* Das Gleitdruckanfahren von Blockkraftwerken. Elektr. Wirtsch. 64(1965)21, S. 594...600.

[6] *H. Müller:* Das Anfahren von Blockanlagen im Gleitdruck-Gleittemperatur-Verfahren. Elektr. Wirtsch. 63(1964)23, S. 797...807.

[7] *F. Flatt* und *G. Rüsch:* Rasches Anfahren von Dampfturbinen mit einschaligen Gehäusen und ihr Verhalten bei Laständerungen. Escher Wyss Mitt. 36(1963)1, S. 3...12.

[8] *M. Ludewig:* Die Grossturbinenfamilie der AEG. AEG-Mitt. 55 (1965)2, S. 65...81.

[9] *A. C. Hirst:* The modern «English Electric» Steam Turbine for large Outputs. English Electric J. 19(1964)3, S. 12...24.

[10] *F. Flatt:* Dampfturbine bei Rotglut. Escher Wyss Mitt. 29(1956)2, S. 40...48.

[11] *F. Flatt:* Turbines à vapeur de grande puissance pour hautes pressions et hautes températures. Bull. Soc. roy. belge Electr. 78(1962)2, S. 127...147.

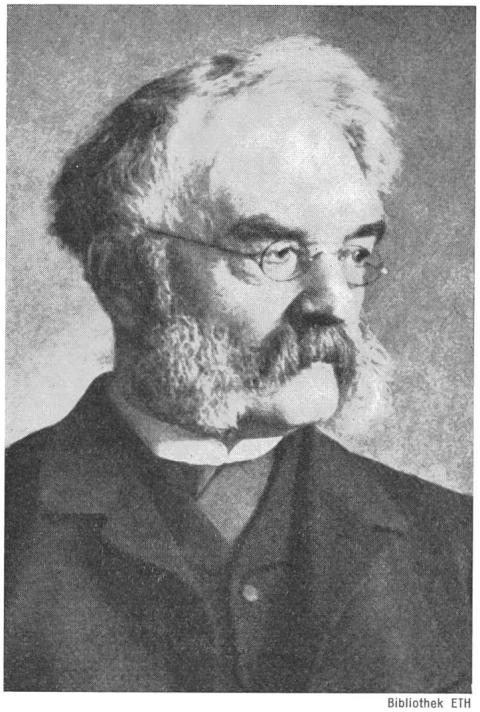
[12] *F. Flatt:* 600 °C-Turbine von 115 MW in der Zentrale Baudour. Escher Wyss Mitt. 34(1961)1, S. 2...20.

Adresse des Autors:

B. Lendorff, dipl. Ingenieur, Direktor der gemeinsamen Abteilung der Escher Wyss AG und der Maschinenfabrik Oerlikon, Escher-Wyss-Platz, 8023 Zürich.

WERNER VON SIEMENS

1816—1892



Bibliothek ETH

Werner Siemens, das vierte von 14 Kindern, hätte gerne die Bauakademie besucht. Doch das war zu teuer. Daher meldete er sich 17jährig beim preussischen Ingenieurkorps, wurde aber abgewiesen. Schliesslich bestand er die Aufnahmeprüfung bei der Artillerieschule in Magdeburg. In Wittenberg, wohin er versetzt worden war, arbeitete er bei Prof. *Jacobi* an galvanoplastischen Aufgaben und entdeckte ein Vergoldungsverfahren. 1842 gelang es seinem Bruder Wilhelm, ihm dieses Verfahren in England für 1500 £ zu verkaufen. Dieser Verdienst war bitter nötig, hatte er doch — da Vater und Mutter gestorben waren — für seine zahlreichen Geschwister zu sorgen.

Das Problem, Geschossgeschwindigkeiten zu messen, weckte bei ihm das Interesse für die Elektrizität. Die damals auch im Militär gebräuchlichen optischen Zeiger-Telegraphen genügten nicht, und man versuchte, sie durch elektrische zu ersetzen. Siemens entwickelte die Idee zu einem solchen und bastelte mit Eisenstücken und einem Zigarrenkistchen ein Modell. Mit diesem überzeugte er den hervorragenden Mechaniker *Halske,* den er in der 1845 von *Du Bois Reymond,* einem gebürtigen Schweizer, gegründeten physikalischen Gesellschaft kennen gelernt hatte. *Halske* baute nun den Apparat. Neben dem Militär interessierten sich die eben aufgekommenen Bahnen dafür. Der Telegraph versprach ein gutes Geschäft zu werden. So kam es 1847 zur Gründung der Telegraphenbauanstalt Siemens & Halske. Diese Unternehmung erhielt eine Menge von Aufträgen. Werners Bruder, Karl, arbeitete in Russland, wo die erste grosse Überlandtelegraphenleitung entstand. Auch die Brüder Wilhelm und Friedrich wirkten für Werners Firma.

Zwei Jahre später nahm Werner Siemens Abschied vom Militär und konnte sich neuen Problemen widmen. Seine Tätigkeit trug auch bald Früchte.

Schon damals waren die Behörden gegen Freileitungen eingestellt. Werner Siemens erfand die mit Guttapercha isolierte Leitung, und es wurden eine grössere Anzahl Telegraphenkabel verlegt, u. a. im Mittelmeer.

Noch immer fehlte eine leistungsfähige Elektrizitätsquelle. Werner Siemens beschäftigte sich mit diesem Problem, wie das schon viele vor ihm getan hatten. 1866 gelang ihm dann der grosse Wurf: Die Erfindung der sich selber erregenden Dynamomaschine. Am 17. Januar 1867 berichtete er in einem Vortrag vor der Berliner Akademie der Wissenschaften über «Die Umwandlung von Arbeitskraft in elektrischen Strom ohne Anwendung permanenter Magnete». Werner Siemens schloss seine Ausführungen mit den Worten: «Der Technik sind gegenwärtig die Mittel gegeben, elektrische Ströme von unbegrenzter Stärke auf billige und bequeme Weise überall da zu erzeugen, wo Arbeitskraft disponibel ist.»

Siemens hatte die grosse Bedeutung seiner Erfindung erkannt, obwohl sein kleines Maschinchen nur etwa 25...30 W abgab. Vor allem dachte er an elektrische Bahnen. An der Pariser Weltausstellung zeigte er das elektrodynamische Prinzip, und an der 1879 in Berlin stattfindenden Gewerbeausstellung lief das erste elektrische Bähnchen. Schon bald regte Werner Siemens den Bau der Berliner Hochbahn an. Am 12. Mai 1881 lief in Berlin-Lichterfelde die erste elektrische Strassenbahn der Welt.

1887 ermöglichte Werner von Siemens — er war inzwischen geadelt worden — durch eine grosse Schenkung die Gründung der heute Weltgeltung besitzenden Physikalisch-Technischen Bundesanstalt.

Als Werner von Siemens am 6. Dezember 1892 in Berlin starb, war das Fundament der Weltfirma Siemens gefestigt. Aber welche riesige Entwicklung ihr bevorstand, ahnte trotzdem wohl niemand.

Werner von Siemens kommt das grosse Verdienst zu, die Elektrizität recht eigentlich in den Dienst der Technik gestellt zu haben. Neben der Verwirklichung der Dynamomaschine verdanken wir ihm zahlreiche andere Erfindungen und technische Verbesserungen.

H. Wüger