

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 121/122 (1943)
Heft: 15

Artikel: Die Dampfkraftmaschine der Nachkriegszeit
Autor: Meyer, Ad.
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-53078>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. 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. [Siehe Rechtliche Hinweise.](#)

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. [Voir Informations légales.](#)

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. [See Legal notice.](#)

Download PDF: 17.03.2025

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

und den Aussenhandelsmärkten, zwischen Produktionskosten, Qualität und Export ist dringend notwendig.

Nur eine offensive, erfinderische und schöpferische Wirtschaft ist exportfähig. Der Staat darf nur helfend und ausgleichend eingreifen. Wie in der Kriegswirtschaft muss eine möglichst vollkommene Zusammenarbeit zwischen Privatwirtschaft und Staat erreicht werden. Der oft geäußerten Ansicht, dass eine weitgehende Industrialisierung der Ueberseeländer eine Verschlechterung unserer Exportmöglichkeiten bedeute, tritt Dr. E. Ruchti, Handelsred. am «Bund», mit sehr einleuchtenden Argumenten entgegen. Ein armes Agrarland kann trotz seiner Bedürfnisse diese nicht befriedigen, während ein Industrieland in der Lage sein wird, viele Artikel aufzunehmen. Es wird kaum alles Nötige selbst herstellen und daher wird es ein interessanter Abnehmer werden. Da für den Export oft die Qualität und die Neuheit eine ausschlaggebende Rolle spielen, ist der schöpferischen industriell-technischen Forschung grösste Aufmerksamkeit zu schenken. Die Mustermesse muss nicht nur den Weg vom Verkäufer zum Käufer ebnen, sondern sie muss den Erzeuger der Produkte belehren und anspornen.

Bemerkenswert für unser mehrsprachiges Land sind die Ausführungen von Frau Dr. sec. pol. A. Anex über «L'importance

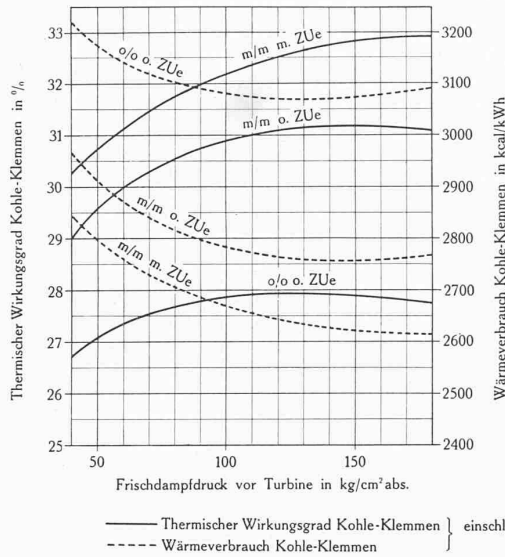


Abb. 7. Einfluss des Frischdampfdruckes auf therm. Wirkungsgrad und Wärmeverbrauch einer 50000 kW-Turbogruppe bei Frischdampf Temperatur von 500°C

o/o = ohne Vorwärmung gebaut und ohne sie betrieben, m/m = mit Vorwärmung gebaut und betrieben
o/ZUe = ohne Zwischenüberhitzer, m/ZUe = mit Zwischenüberhitzer

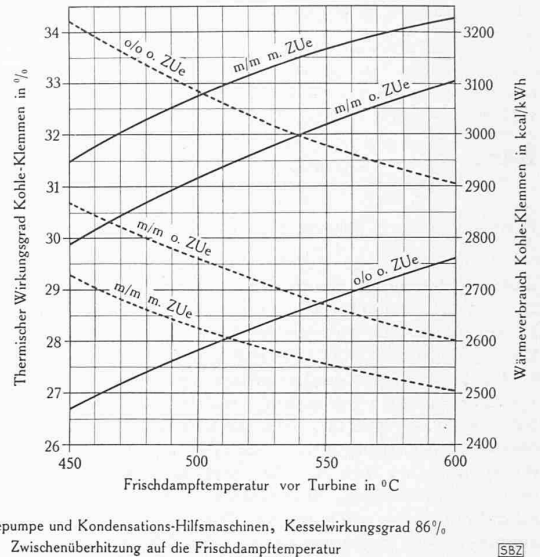


Abb. 8. Einfluss der Frischdampf Temperatur bei einem Druck von 140 kg/cm² abs. auf thermischen Wirkungsgrad und Wärmeverbrauch einer 50000 kW Gruppe

de la forme littéraire dans la rédaction et la traduction de textes publicitaires». Die Uebersetzung von Aufschriften soll man dem überlassen, der die Fremdsprache tatsächlich beherrscht.

Zahlreiche Bilderbeilagen orientieren anhand treffender Analysen von E. Oesch über gute und schlechte Aufmachung von Messeständen.

Die Dampfkraftmaschine der Nachkriegszeit

Von Ing. Dr. h. c. AD. MEYER, Direktor der AG. Brown Boveri, Baden (Schluss von Seite 152)

Wie hat man sich nun die Weiterentwicklung der Kraftwerk-Dampfturbine vorzustellen? Eine weitere Erhöhung des Druckes über 140 at hinaus bei der heute üblichen Maximaltemperatur von rd. 500°C bringt, wie man aus Abb. 7 sieht, nicht viel. Dagegen zeigt Abb. 8, dass eine weitere Erhöhung der Temperatur bei gleichem Druck recht vielversprechend ist und weist den Weg nach der

Heissdampfturbine.

Die Beschäftigung mit Gasturbinen und das Ergebnis, dass solche mit Temperaturen von 600°C sicher betrieben werden

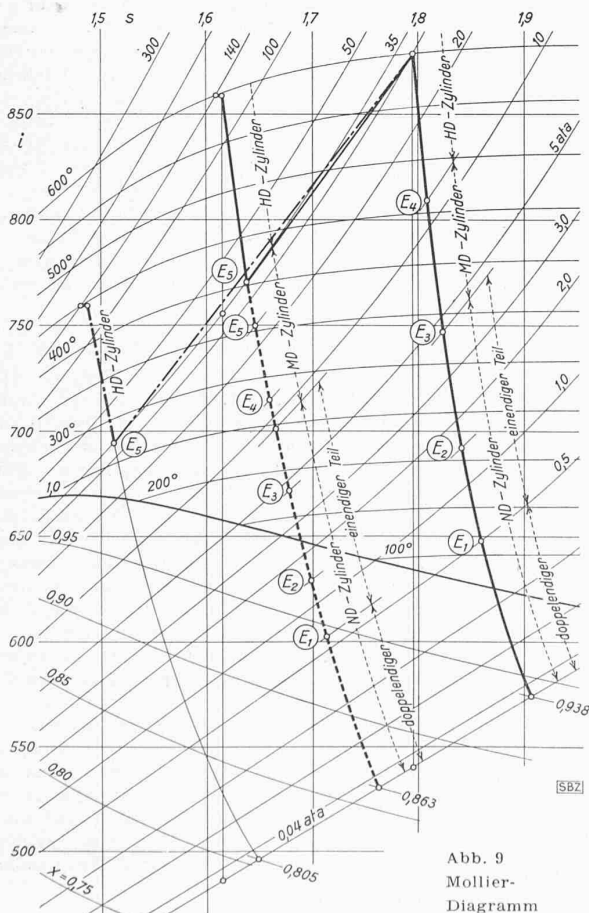


Abb. 9 Mollier-Diagramm

Tabelle I: Expansionsverlauf der 40/50000 kW-Turbogruppe

Variante:	1	2	3	
Frischdampf	140/600	140/450	140/600	ata/°C
Wärmeinhalt	859,0	759,75	859,0	kcal/kg
Zwischenüberhitzung bei	—	35/30	35/30	ata
von/auf t _{ZUe}	—	273/600	404/600	°C
Kühlwasser bzw. Vakuum	15° C bzw. 0,04 ata			
totales Wärmegefälle	373,5	417,5	442,5	kcal/kg
Turbine	Drei-	Vier-	Vier-	Zylinder
Drehzahlen:				
HD- & HT-Zyl.	9000/—	9000/9000	9000/9000	U/min
MD- & ND-Zyl.	3000/3000	3000/3000	3000/3000	U/min
WVKuppl.	2085	2070	1937	kcal/kWh
η _{th} bezogen auf Frischdampf u. Kupplung	41,25	41,52	43,25	%
Wärmezufuhr:				
an Frischdampf	636,0	536,75	636,0	kcal/kg
im Zwischenüberhitzer		165	98,7	kcal/kg
total	636,0	701,75	734,7	kcal/kg
DVKuppl.	3,28	2,95	2,705	kg/kWh
total	~ 135	~ 121	~ 110	t/h

Gültig für 40000 kW. Speisewasser-Vorwärmung in fünf Stufen auf 218°C bzw. 223 kcal/kg. Varianten:

- Expansion von 140 at 600°C auf Vacuum, ohne Zwischenüberhitzung.
- Expansion von 140 at 450°C auf Vacuum, mit Zwischenüberhitzung bei 35 at von 273 auf 600°C.
- Expansion von 140 at 600°C auf Vacuum, mit Zwischenüberhitzung bei 35 at von 404 auf 600°C.

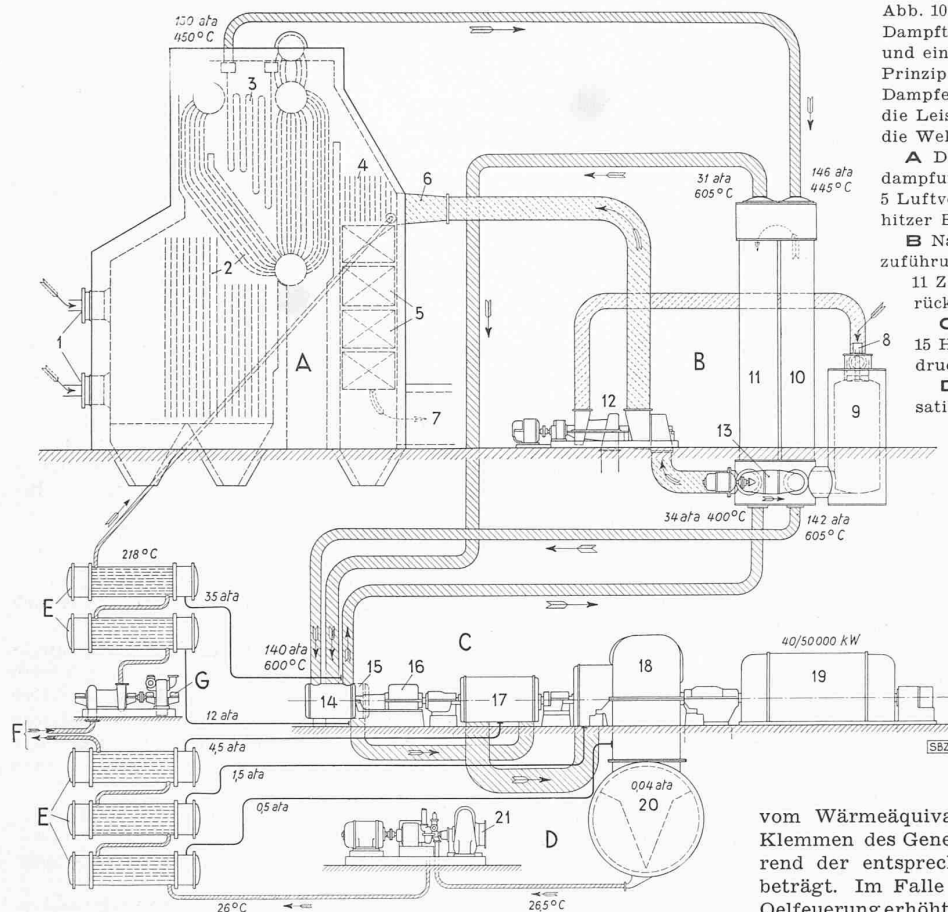


Abb. 10. Schemat. Darstellung einer 40/50000 kW-Dampfturbinenanlage mit handelsüblichem Kessel A und einem Spezialüberhitzer B nach dem Velox-Prinzip für Hoch- und Zwischenüberhitzung des Dampfes. — Die Turbine C hat vier Zylinder, wobei die Leistung der beiden ersten über ein Getriebe an die Welle des dritten abgegeben wird.

- A Dampfkessel: 1 Kohlenstaubbrenner, 2 Verdampfungsheizflächen, 3 Ueberhitzer, 4 Ekonomiser, 5 Luftvorwärmer, 6 Abgaszuführung aus Ueberhitzer B, 7 Abgaszuführung zum Kamin
- B Nach- und Zwischenüberhitzer: 8 Brennstoffzuführung, 9 Brennkammer, 10 Nachüberhitzer, 11 Zwischenüberhitzer, 12 Ladegruppe, 13 Abgasrückführgebläse
- C Dampfturbine: 14 Hochdruckzylinder I, 15 Hochdruckzylinder II, 16 Getriebe, 17 Mitteldruck-, 18 Niederdruckzylinder, 19 Generator
- D Kondensation: 20 Kondensator, 21 Kondensations-Hilfsmaschinengruppe
- E Anzapfdampf-Vorwärmer
- F Anschluss zum Speisewasser-Ausgleichbehälter
- G Speisepumpe

Hierbei wurde bei allen Varianten mit einer Speisewasservorwärmung auf 218°C in fünf Stufen durch Hilfsanzapfungen an der Turbine gerechnet.

Rechnet man zu diesen Zahlen noch die Verluste der Hilfsantriebe sowohl als auch die des Kessels und der Zwischenüberhitzung, so erhält man die Zahlen der Tabelle II, nach der sich der Wirkungsgrad, gerechnet vom Wärmeäquivalent der Kohle auf Leistung an den Klemmen des Generators, im Falle 3 zu 35% ergibt, während der entsprechende Wärmeverbrauch 2457 kcal/kWh beträgt. Im Falle der Verwendung eines Veloxkessels mit Oelfeuerung erhöht sich der Wirkungsgrad auf 36,84%, während sich der Wärmeverbrauch auf 2333 kcal/kWh reduziert.

können, legte es nahe zu untersuchen, ob auch Dampfturbinen mit solchen Temperaturen betrieben werden können und was für Wirkungsgrade dabei erreichbar seien. Es wurden drei Möglichkeiten untersucht (Abb. 9).

1. Hochüberhitzung 600°C bei hohem Druck 140 ata. Direkte Entspannung auf Vacuum 0,04 ata.
2. Entspannung von 140 ata und mässiger Ueberhitzung 450°C auf 35 ata 273°C. Dann Zwischenüberhitzung auf 600°C mit Druckverlust von 5 ata auf 30 ata und Entspannung auf Vacuum 0,04 ata, mit dem Wunsche, die Schwierigkeiten: hoher Druck und hohe Temperatur nicht zu kumulieren.
3. Hochdruck 140 ata, Hochüberhitzung 600°C, Entspannung auf 35 ata, 404°C, Zwischenüberhitzung auf 600°C mit Druckverlust von 5 ata auf 30 ata, Entspannung auf 0,04 ata.

Wie man dem Mollier-Diagramm Abb. 9 und der Tabelle I entnehmen kann, erreicht man, gerechnet vom Wärmeinhalt bei den Frischdampfverhältnissen auf Leistung an der Kuppelung mit den Gesamt-Verlusten der Turbine (Stopfbüchsenverlust + Beschaufungsverlust + Strahlung + Lager) für

Variante 1:
Wirkungsgrad 41,25%
Wärmeverbr. 2085 kcal/kWh

Variante 2:
Wirkungsgrad 41,52%
Wärmeverbr. 2070 kcal/kWh

Variante 3:
Wirkungsgrad 43,25%
Wärmeverbr. 1987 kcal/kWh

Dies sind bisher theoretische Ueberlegungen, wenn sie auch die verhältnismässig leicht zu berechnenden Verluste von Kessel, Zwischenüberhitzung und Turbine enthalten. Es bleibt nun noch übrig, die praktische Durchführung einer solchen Anlage zu zeigen.

Wir haben uns zuerst für einen der drei untersuchten Fälle zu entscheiden. Nach den Zahlen der massgebenden Tabelle II ist Fall 3 anzustreben, da er den höchsten Wirkungsgrad und den kleinsten Wärmeverbrauch ergibt. — Man könnte jedoch

Tabelle II: Dampf- und Wärmeverbrauchszahlen sowie thermische Wirkungsgrade für eine 40/50000 kW-Turbogruppe bei einer Leistung von 40000 kW

	Kessel Zwischenüberhitzer	Normal Velox			Velox Velox		
		1	2	3	1	2	3
Frischdampf an Turbine	ata/°C	140/600	140/450	140/600	140/600	140/450	140/600
Speisewasser-Vorwärmung auf	°C	218	218	218	100	100	100
Zwischenüberhitzung		nein	ja	ja	nein	ja	ja
von	ata/°C		35/273	35/404		35/273	35/404
auf	ata/°C		30/600	30/600		30/600	30/600
DVKI	kg/kWh	3,37	3,03	2,78	2,96	2,62	2,45
Therm. Wirkungsgrad (bezogen auf Turbineneinlass und Generatorklemmen)	%	40,2	40,5	42,2	38,25	38,9	40,5
Hilfsantriebe + Verlust K-T	%	3,53	3,76	3,50	2,68	2,85	2,69
Therm. Wirkungsgrad (bezogen auf Austritt Kessel und ZUE einschliesslich Hilfsantriebe)	%	38,78	38,98	40,72	37,23	37,79	39,41
Kesselwirkungsgrad einschl. ZUE	%	86	86	86	93,5	93,5	93,5
Therm. Wirkungsgrad Kohle-Klemmen	%	33,65	33,5	35,0	34,8	35,3	36,84
Wärmeverbrauch Kohle-Klemmen	kcal/kWh	2553	2568	2457	2470	2434	2333

Man beachte die zwei untersten Zeilen, die den thermischen Wirkungsgrad und den Wärmeverbrauch, bezogen auf den Wärmeinhalt der Kohle und die Leistung an den Klemmen des Generators angeben und alle Verluste von Kessel, Turbine, Generator und Kondensation und deren Hilfsmaschinen einschliessen.

versucht sein, sich für den Fall 2 zu entscheiden, indem dieser weniger Schwierigkeiten zu bieten verspricht, da die Hochüberhitzung bei kleinerem Druck geschieht. Genauere Untersuchungen zeigen jedoch, dass diese Erleichterung im Hochüberhitzer nicht eintritt, da das $w\gamma$ (Geschwindigkeit \times spez. Gewicht), das für den Wärmeübergang massgebend ist, sowohl eine grössere Ueberhitzerfläche als auch einen grösseren Dampfdurchgangs-Querschnitt verlangt, als wenn man die Hochüberhitzung bei Hochdruck vornimmt. Es ist also nicht schwieriger, den Hochdruck-Ueberhitzer zu bauen, als den Niederdruck-Zwischenüberhitzer, den man bei Lösung 2 auch braucht. Wir entscheiden uns deshalb für Lösung 3 und betrachten im folgenden nur noch diese.

Die Realisierung dieser Lösung 3 stellen wir uns wie folgt vor (Abb. 10, Seite 185).

Ein handelsüblicher Kessel A liefert Dampf mit Verhältnissen, wie sie bei Hochdruck-Kesseln üblich sind, beispielsweise 150 ata, 450° C. Die Temperatur ist dabei geflissentlich niedrig gegriffen; sie könnte auch noch niedriger sein, beispielsweise 400° C, um so bestimmt in diesem Kessel jede Ueberhitzer-Schwierigkeit zu vermeiden und ganz gewöhnliche Ueberhitzerrohre verwenden zu können. Dieser Kessel kann einen grossen Luftvorwärmer 5 enthalten, wie er üblich ist, wenn das Speisewasser durch Hilfsanzapfungen an der Turbine auf hohe Temperatur, in diesem Falle 218° C vorgewärmt wird.

Die Hochüberhitzung sowohl als auch die Hochzwischenüberhitzung werden einem separaten, besonders gefeuerten Ueberhitzer B zugewiesen, der nach dem Velox-Prinzip arbeitet. Obschon das Velox-Prinzip als bekannt vorausgesetzt werden darf, sei kurz erwähnt, dass bei diesem Velox-Ueberhitzer wie beim Veloxkessel die Verbrennung in der Brennkammer (9) unter Druck geschieht, um einen Zwangsdurchlauf der Verbrennungsgase durch Ueberhitzer (10) und Zwischenüberhitzer (11) mit ausserordentlich hohen Geschwindigkeiten und damit hohem Wärmeübergang zu erreichen, wobei der Druck durch einen Axialkompressor hohen Wirkungsgrades der Ladegruppe (12) erzeugt wird, der von einer Gasturbine angetrieben ist, die den Restdruck der Abgase und die Abwärme des Ueberhitzers ausnützt zum Antrieb des vorgenannten Kompressors. Die Abgase der Gasturbine können durch Leitung (6) in eine entsprechende Stelle des Kessels A übergeführt werden. Es ist auch möglich und vielleicht zweckmässiger, diese Abgase, die nach einer Entspannung in der Gasturbine noch eine Temperatur von rd. 380° C haben, zur Vorwärmung des Speisewassers in einem Rauchgasvorwärmer zu benutzen, der die Stelle eines der fünf Vorwärmer E, die mit Anzapfdampf aus der Turbine betrieben werden, einnimmt. Um im Hoch- und Zwischenüberhitzer keine zu hohen Rauchgas-Temperaturen zu haben und so die Gefahr eines Verbrennens der Ueberhitzerrohre zu vermindern, ist eine Rückführung von Rauchgasen vorgesehen, wofür ein Abgasrückführgebläse 13 dient, das nur die Druckverluste im Ueberhitzer und Zwischenüberhitzer zu decken hat.

Auf diese Weise werden folgende Vorteile erreicht:

a) Die Ueberhitzung kann durch Regelung der Verbrennung im Brenner (8) des Velox-Ueberhitzers unabhängig von der Belastung und unabhängig von der Feuerung im Kessel A so geregelt werden, dass sie rigoros konstant bleibt, was ausserordentlich wichtig ist, da man sich bei einer Ueberhitzer-Temperatur von beispielsweise 600° C die in einem Kessel normaler Bauart üblichen Schwankungen der Ueberhitzer-Temperatur von rd. 50° C nicht erlauben darf.

b) Es werden ferner durch die Anwendung des Velox-Prinzips die Heizflächen wesentlich verringert; sie betragen für einen gleichen Druckabfall auf Dampfseite nur etwa $\frac{1}{4}$ bis $\frac{1}{5}$ der bei Feuerung unter atmosphärischem Druck benötigten Flächen. Es vermindern sich entsprechend die Mengen und Kosten der aus teurem Spezialmaterial herzustellenden Rohre.

c) Der Umstand, dass der Dampf mit verhältnismässig hoher Temperatur in den Frischdampf-Nachüberhitzer und in den Zwischenüberhitzer eintritt, bringt es mit sich, dass die Heizgase im Ueberhitzer nur unvollständig ausgenützt werden können und daher eine ziemlich hohe Temperatur haben, wenn sie den Ueberhitzer verlassen. Beim Velox-Ueberhitzer wird noch ein grosser Teil dieser Abwärme in der Gasturbine ausgenützt, bei der Verdichtung der Brennlufft an diese übertragen und als Luftvorwärmung zur Brennkammer zurückgebracht.

d) Die noch verbleibende Restwärme kann zur Speisewasser-Vorwärmung verwendet werden, wobei dieser Abgasvorwärmer

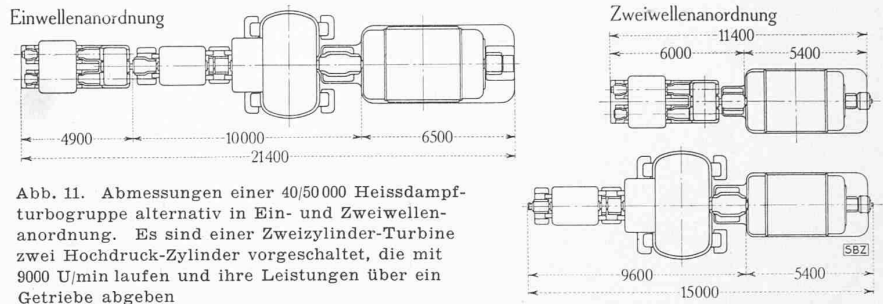


Abb. 11. Abmessungen einer 40/50 000 Heissdampf-turbogruppe alternativ in Ein- und Zweiwellenanordnung. Es sind einer Zweizylinder-Turbine zwei Hochdruck-Zylinder vorgeschaltet, die mit 9000 U/min laufen und ihre Leistungen über ein Getriebe abgeben

an Stelle des ersten Anzapfdampfvorwärmers tritt, oder den zwei ersten Anzapfdampfvorwärmern parallel geschaltet wird. Dies kann umso eher geschehen, als bei hoher Zwischenüberhitzung fast keine Entwässerung im Niederdruckteil der Dampfturbine erforderlich ist. Auch dieser Wasservorwärmer ist ein Veloxwärmeaustauscher, der für den gleichen Wärmeumsatz etwa zehnmal weniger Heizfläche braucht, als ein gewöhnlicher Economiser.

e) Durch die Abgasrückführung, also den Betrieb mit hohen Gemischwärmen, und durch die weitgehende Ausnützung der Abwärme lassen sich mit dem Velox-Ueberhitzer Wirkungsgrade erreichen, die, ähnlich wie beim Veloxdampferzeuger, wesentlich über 90% liegen.

f) Beim Velox-Ueberhitzer kann man infolge des Zwangsdurchlaufs der Verbrennungsgase auf der Gasseite mit grossem Druckabfall arbeiten, was die sonst so gefürchtete selektive Ueberhitzung einzelner Rohre oder Rohrstränge durch ungleiche Wärme-Beaufschlagung von aussen verhindert, während das gleiche Ziel im Innern der Röhren durch Zulassung genügend grosser Druckabfälle im Dampfteil erreicht wird.

g) Der separate Ueberhitzer kann so nahe an die Turbine gerückt werden, dass die Hochdruck- und Hochtemperatur-Leitungen ausserordentlich kurz gehalten und Schieber erspart werden können.

h) Durch die besondere Feuerung des Velox-Ueberhitzers ist es möglich, die Ueberhitzung beliebig langsam zu steigern, um so die Schwierigkeiten der ersten Inbetriebsetzung zu vermindern. Bei Schwierigkeiten mit dem Hochüberhitzer kann die Turbine ganz mit Dampf aus dem handelsüblichen Kessel betrieben werden, wobei sie eine entsprechend kleinere Leistung abgibt.

Der erzeugte Dampf von 150 ata, 450° C geht vom Kessel A (Abb. 10) in den Hochüberhitzer (10), wo er mit 146 ata, 445° C ein- und mit 142 ata, 605° C austritt, sodass er in den ersten Turbinenzylinder (14) einer vierzylindrigen Turbine C mit 140 ata, 600° C eintritt. Nach seiner Entspannung im Zylinder (14) strömt er zum Zwischenüberhitzer (11), wo er mit 34 ata, 400° C eintritt und mit 31 ata, 605° C austritt, um dann in den zweiten Zylinder (15) der genannten Turbine (hinter dem Zylinder (14) liegend) mit 30 ata, 600° C einzutreten. Von dort tritt der Dampf in den dritten Zylinder (17) mit 4,5 ata und 350° C über, den er mit 1,5 ata und 200° C verlässt, um in einem Niederdruckzylinder (18) auf Vacuum des Kondensators (20) von 0,04 ata entspannt zu werden. Er erreicht dabei eine Nässe von nur 9,38%, was erfahrungsgemäss keinerlei Schwierigkeiten wegen Korrosion der Niederdruckbeschauflung verursacht.

Und nun zur Turbine Abb. 11. Der erste Hochdruckzylinder ist einendig und läuft mit 9000 U/min, der zweite Hochdruckzylinder ist doppelendig ausgeführt, damit die Schaufeln ähnlich lang ausfallen, wie diejenigen des Hochdruckzylinders, um ihn so mit der gleichen Drehzahl betreiben zu können. Es scheint vielleicht paradox, dass man diese zwei Zylinder, die höchste Temperaturen haben, und von denen einer auch noch den höchsten Druck hat, mit dieser hohen Drehzahl betreibt. Bei näherer Untersuchung zeigt sich jedoch, dass dies in jeder Beziehung gerechtfertigt ist, da dadurch sowohl die Abmessungen des Zylinders selbst und damit seine Wandstärken, als auch die der Schaufeln klein gehalten werden können. Die Leistung dieser zwei Zylinder wird durch

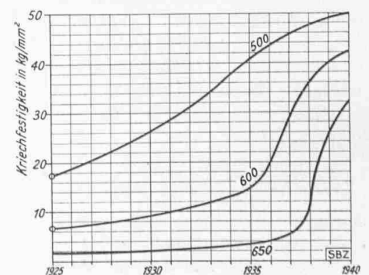


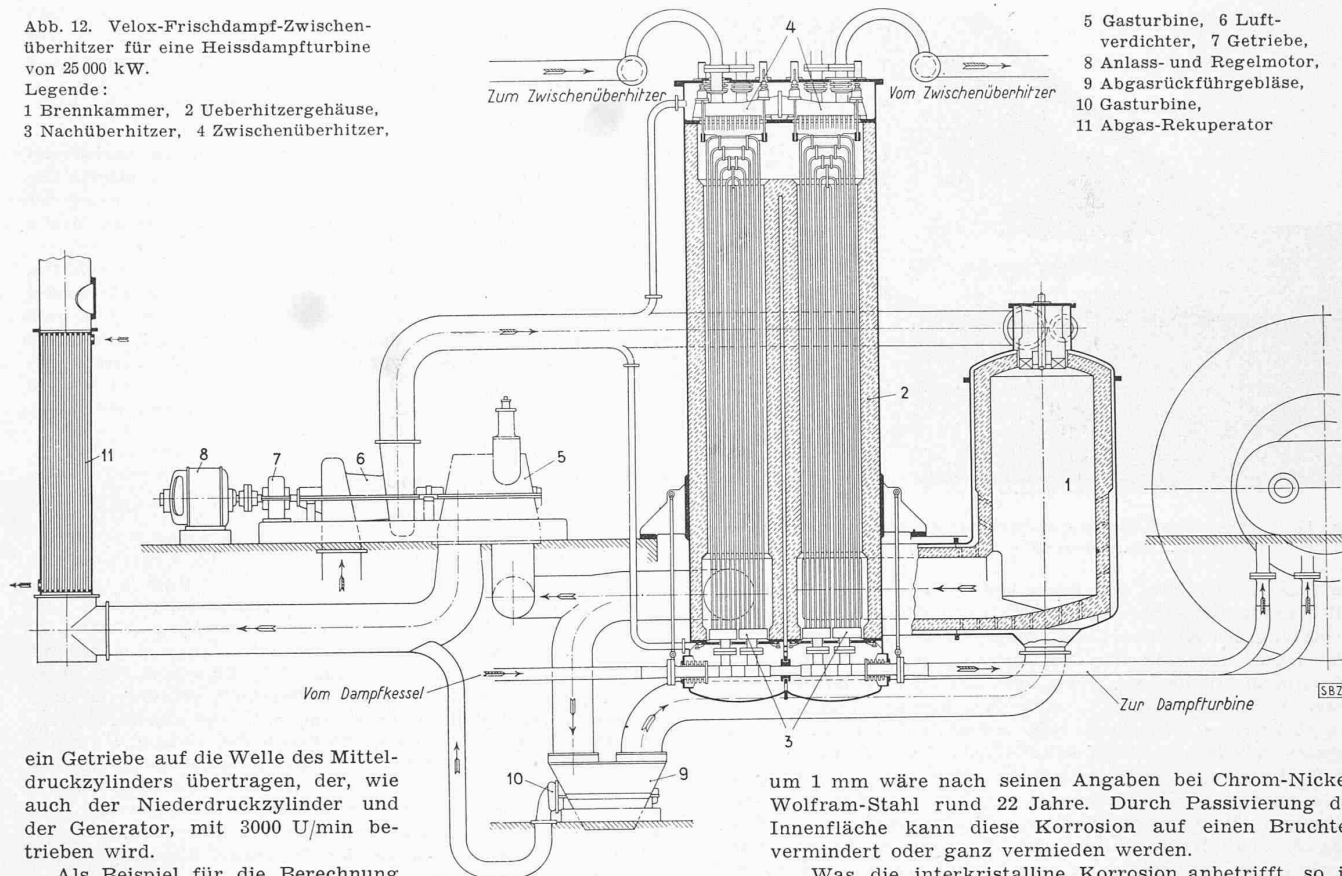
Abb. 13. Verbesserung der Dauerstandfestigkeit bei 500, 600 und 650° in den Jahren 1925 bis 1940

Abb. 12. Velox-Frischdampf-Zwischenüberhitzer für eine Heissdampfmaschine von 25 000 kW.

Legende:

1 Brennkammer, 2 Ueberhitzergehäuse, 3 Nachüberhitzer, 4 Zwischenüberhitzer,

5 Gasturbine, 6 Luftverdichter, 7 Getriebe, 8 Anlass- und Regelmotor, 9 Abgasrückführgebläse, 10 Gasturbine, 11 Abgas-Rekuperator



ein Getriebe auf die Welle des Mittel- druckzylinders übertragen, der, wie auch der Niederdruckzylinder und der Generator, mit 3000 U/min betrieben wird.

Als Beispiel für die Berechnung und für die Konstruktion, die vollständig durchgeführt worden ist, wurde geflüssentlich die hohe Leistung von 40 000 bis 50 000 kW gewählt, weil kleinere Einheiten leichter zu bauen sind. Die Untersuchung hat die Durchführbarkeit einer solchen Einheit mit heute bekannten Mitteln, d. h. mit hochwarmfesten Stählen, wie sie vor dem Kriege erhältlich waren, und mit bekannten Konstruktions-Elementen ergeben.

Ein Punkt soll hier noch kurz erwähnt werden, der oft gegen die Anwendung höherer Dampftemperaturen ins Feld geführt wird. Es handelt sich um den Zerfall des Wasserdampfes in Wasserstoff und Sauerstoff und die Gefahr des Angriffes des Sauerstoffes im stadium nascendi auf die Ueberhitzerröhren.

Ein solcher Zerfall tritt bei den von uns vorgesehenen Dampftemperaturen nicht ein, da trotz des hohen Wärmeüberganges im Velox-Ueberhitzer die Temperatur der Rohrwand innen und damit diejenige der Grenzschicht nur rd. 50° C höher als die Temperatur des Dampfes und somit rd. 650° C ist, während ein Zerfall des Dampfes erst bei rd. 1200 bis 1400° C eintreten kann.

Dagegen ist der chemische Angriff $3\text{Fe} + 4\text{H}_2\text{O} = \text{Fe}_3\text{O}_4 + 4\text{H}_2$ unzweifelhaft temperaturabhängig. Schon bei heute üblichen Temperaturen um 500° C sind Fälle bekannt geworden, in denen aus diesem Grunde schwerwiegende Betriebsstörungen eingetreten sind. So ist dem Verfasser bekannt, dass das amerikanische Kraftwerk Port Washington, das seither durch den kleinsten Kalorienverbrauch pro Kilowattstunde in USA berühmt wurde, nach Fertigstellung einige Monate lang aus diesem Grunde nicht in Dauerbetrieb kommen konnte. Man versuchte dann durch langsame Steigerung des Druckes und der Temperatur im Kessel mit entsprechender Steigerung der Belastung der Anlage eine festhaftende Oxydschicht in den Röhren zu erzeugen, um die Oberfläche zu passivieren. Diese Massnahme hatte vollen Erfolg und von da an hörten die Schwierigkeiten auf.

Sehr wichtig ist, dass die Stähle, die für den Hochüberhitzer gebraucht werden, mit Rücksicht auf die Dauerstandfestigkeit so hochchromhaltig sein müssen, dass sie auch eine besondere Widerstandskraft gegen Korrosion haben, indem dieser Chromgehalt die Erzeugung einer passivierenden Schicht aus einem Doppel-Oxyd, Chrom-Eisen, begünstigt. Versuche, die in dieser Richtung von Hatfield in England gemacht wurden, zeigen, dass ein Stahl von der Art, wie er für die Hochüberhitzerröhren mit Rücksicht auf die Dauerstandfestigkeit gebraucht wird, bei 700° C ungefähr 37 mal weniger korrodiert, als ein normales ungelegiertes Rohr. Die Zeit für die Reduktion der Wandstärke

um 1 mm wäre nach seinen Angaben bei Chrom-Nickel-Wolfram-Stahl rund 22 Jahre. Durch Passivierung der Innenfläche kann diese Korrosion auf einen Bruchteil vermindert oder ganz vermieden werden.

Was die interkristalline Korrosion anbelangt, so ist auch diese bei grossem Chrom- und kleinem Kohlenstoffgehalt und etwas Titanzusatz nicht zu fürchten.

Eine recht interessante Heissdampfmaschine dieser Art für eine Dauerleistung von 25 000 kW soll noch während des Krieges und deshalb in zwei Etappen gebaut werden. Der Druck ist von Anfang an 150 ata am Kessel, 140 ata an der Turbine. Dagegen ist die Temperatur zuerst 500° C nach Ueberhitzer und 480° C nach Zwischenüberhitzer, damit der Ueberhitzer vorläufig mit normalen Röhren ausgeführt werden kann, während die Temperatur im zweiten Ausbau nach dem Ueberhitzer sowohl als nach dem Zwischenüberhitzer durch Einbau entsprechender Röhren auf 600° C gebracht werden kann. Erst in diesem zweiten Ausbau wird der Heissdampf-Vorschaltzylinder der Turbine angebaut. Die im zweiten Ausbau gegenüber dem ersten erzielbare Mehrleistung beträgt rd. 9%. Die Mehrkosten der endgültigen Ausführung gegenüber einer normalen Ausführung für Ueberhitzung und Zwischenüberhitzung auf 500° C mit im Kessel eingebauten Ueberhitzern betragen rd. 30% und machen sich durch die Kohlenersparnis rasch bezahlt. Der Hochüberhitzer dieser Anlage ist in Abb. 12 etwas ausführlicher dargestellt.

Wie wir gesehen haben, hängt der Fortschritt der Dampfkraftmaschine in der Hauptsache von der zweckmässigen Verwendung der vorhandenen und der Verbesserung und Neuschaffung hochwarmfester Stähle ab. Welch grosse Fortschritte auf diesem Gebiete in den letzten Jahren vor dem Kriege gemacht worden sind, zeigt Abb. 13 (Seite 186).

Wie solche Stähle sparsam und zweckmässig eingesetzt werden können, wurde gezeigt. Es wäre ein würdiges Ziel für die schweizerischen Forschungsstätten und die schweizerischen stahlerzeugenden Industrien, an dieser Entwicklung mitzuarbeiten zu Nutz und Frommen unserer hochentwickelten heimischen Wärmekraft-Maschinen-Industrie.

Aus der Versuchsanstalt für Wasserbau der E.T.H.

Von Prof. Dr. E. MEYER-PETER, E. T. H., Zürich

III. Verhinderung des Eintritts von Geschiebe in die Wasserfassung

(Schluss von Seite 178)

Schon früher ist auf ein von der Versuchsanstalt für Wasserbau zur Anwendung empfohlenes Hilfsmittel gegen die Verschotterung von Oberwasserkanälen hingewiesen worden³⁾. Die Verschiedenartigkeit der Anordnung sowohl als auch der Betriebsbedingungen älterer Wasserfassungen, die den Uebelstand

³⁾ Fussnote auf Seite 175.