

Inhaltsverzeichnis: Dr.-Ing. F. Kluge: Wege zur Drehzahlsteigerung, S. 413 / Prof. Dr.-Ing. E. Sörensen: Neuerungen im Dampfturbinenbau, S. 426 / Bücherbesprechung, S. 438.

Wege zur Drehzahlsteigerung im Maschinenbau^{*)}

Von Dr.-Ing. F. Kluge, Demag, Duisburg

Einleitung

Wenn man über die Entwicklung des Maschinenbaues eine Rückschau hält, so findet man auf allen Gebieten ein dauerndes Vorwärtsschreiten im Sinne einer Verbesserung des Wirkungsgrades, einer Vereinfachung und Vereinheitlichung im Aufbau und einer Steigerung der Maschinenleistung pro Maschineneinheit. Die Entwicklung im Maschinenbau ist mitunter so rasch vorwärtsgingend, daß oft schon nach wenigen Betriebsjahren eine Maschine lange vor ihrer normalen Abnutzungszeit veraltet und unwirtschaftlich geworden ist.

Und wenn man Maschinen, die vor einer Reihe von Jahren gebaut wurden, einer näheren Betrachtung unterzieht, so kann man oft staunen über den Baustoffaufwand, den sich die Erbauer dieser Maschinen, die heute in gleicher Ausführung unverkäuflich wären, damals noch leisten konnten. Ausschlaggebend für die Marktfähigkeit und Wettbewerbsfähigkeit einer Maschine ist daher nicht allein die Zusage einer bestimmten Leistung, sondern auch der zur Erzielung dieser Leistung nötige Aufwand an Baustoff und an Arbeit, der letzten Endes den Maschinenpreis bestimmt. Der mit Erfolg arbeitende Ingenieur muß daher gleichzeitig auch Wirtschaftler sein. Er muß sich einerseits dauernd bemühen, die Maschinenleistungen zu verbessern und zu steigern. Andererseits aber muß er jede Verbesserung hinsichtlich der Maschinenleistung auch sorgfältig abwägen gegen den Aufwand, der für diese Verbesserung nötig ist. Hierzu gehört, daß er seine Konstruktionen stets dem neuesten Stand der Technik und der Forschung auf seinem Fachgebiete anpaßt und daß er sich mit den neuesten Erkenntnissen über Formgebung, Berechnung und Werkstofffragen vertraut macht.

In der heutigen Zeit der Rohstoff- und Werkstoffknappheit müssen wir ganz besonders unser Augenmerk darauf richten, keinen Werkstoff durch überlegte Konstruktionen zu verschwenden, sondern uns bemühen, mit einem Minimum an Werkstoffaufwand ein Maximum an Wirkung und Leistung zu erzielen.

Wie weit es möglich ist, durch die Konstruktion das Baugewicht und den Baustoffaufwand zu beeinflus-

sen, geht aus Abb. 1 hervor, in der für ein allgemein bekanntes Fachgebiet des Maschinenbaues, den Verbrennungsmaschinenbau, spezifische Baugewichte (d. h. Baustoffgewicht im Verhältnis zur Leistung) zusammengestellt sind. Das Diagramm enthält alle Arten von Verbrennungsmaschinen: Großgasmaschinen, stationäre Dieselmotoren, Schiffsdieselmotoren, Fahrzeugdieselmotoren, Flugdieselmotoren, Flug-Otto-Motoren.

Zur Beurteilung dieser Zahlen muß man selbstverständlich klar unterscheiden zwischen stationären Maschinenanlagen, die jahrelang in ununterbrochenem Tag- und Nachtbetrieb arbeiten müssen, und nichtstationären Maschinen, die unter Umständen schon nach wenigen 100 Betriebsstunden (Flugmotoren) vollkommen überholt werden.

Immerhin ist die Tatsache sehr bemerkenswert, daß es möglich ist, im Flugmotor mit etwa 1/300 Baugewicht die gleiche Leistung wie in der Großgasmaschine zu erzielen. Und wenn man die Ursache für die gewaltige Leistungssteigerung und Baustoffersparnis näher ergründet, so findet man, daß in erster Linie die Wahl der Drehzahl und der Kolbengeschwindigkeit in Verbindung mit Werkstoffauswahl und Leichtbaukonstruktion ausschlaggebend und bestimmend sind für das Baugewicht. Es ist nicht ganz unberechtigt, wenn mitunter gegen die hohen Drehzahlen gesagt wird, daß die Sorgen des Ingenieurs mit dem Quadrat der Drehzahl der zu bauenden Maschinen wachsen. Es liegt zumindest insofern eine Wahrheit in diesem Ausspruch, als die Drehzahlsteigerung eine ganze Reihe von Problemen der Festigkeit, der Dynamik, der Formgebung und der Werkstoffkunde stellt, die sorgfältige Beachtung finden müssen.

Es dürfte daher ganz zeitgemäß sein, die Wege zu besprechen, die zu einer wirksamen Drehzahlsteigerung führen, ohne Überbeanspruchungen hervorzurufen und ohne Unsicherheiten in den Maschinenbau zu bringen.

Es sei jedoch betont, daß durchaus nicht allgemein der schnelllaufenden Maschine das Wort geredet sein soll. Die langsamlaufende Maschine hat auf dem einen Arbeitsgebiet genau die gleiche Daseinsberechtigung wie die schnelllaufende Maschine auf einem anderen Gebiet.

Die folgenden Betrachtungen seien unterteilt nach Maschinen mit ungleichförmig bewegten Massen und nach Maschinen mit gleichförmig bewegten Massen.

^{*)} Vortrag im Haus der Technik, Außenstelle Duisburg, am 9. 1. 1939. Die Abbildungen wurden vom Verfasser zur Verfügung gestellt. 15, 19 bis 24; 28—32 Werkfotos Demag; 11—14, 17 Werkfotos MAN; 16 Werkfoto MWM; 25, 26 Werkfotos SSW; 27 Werkfoto AEG).

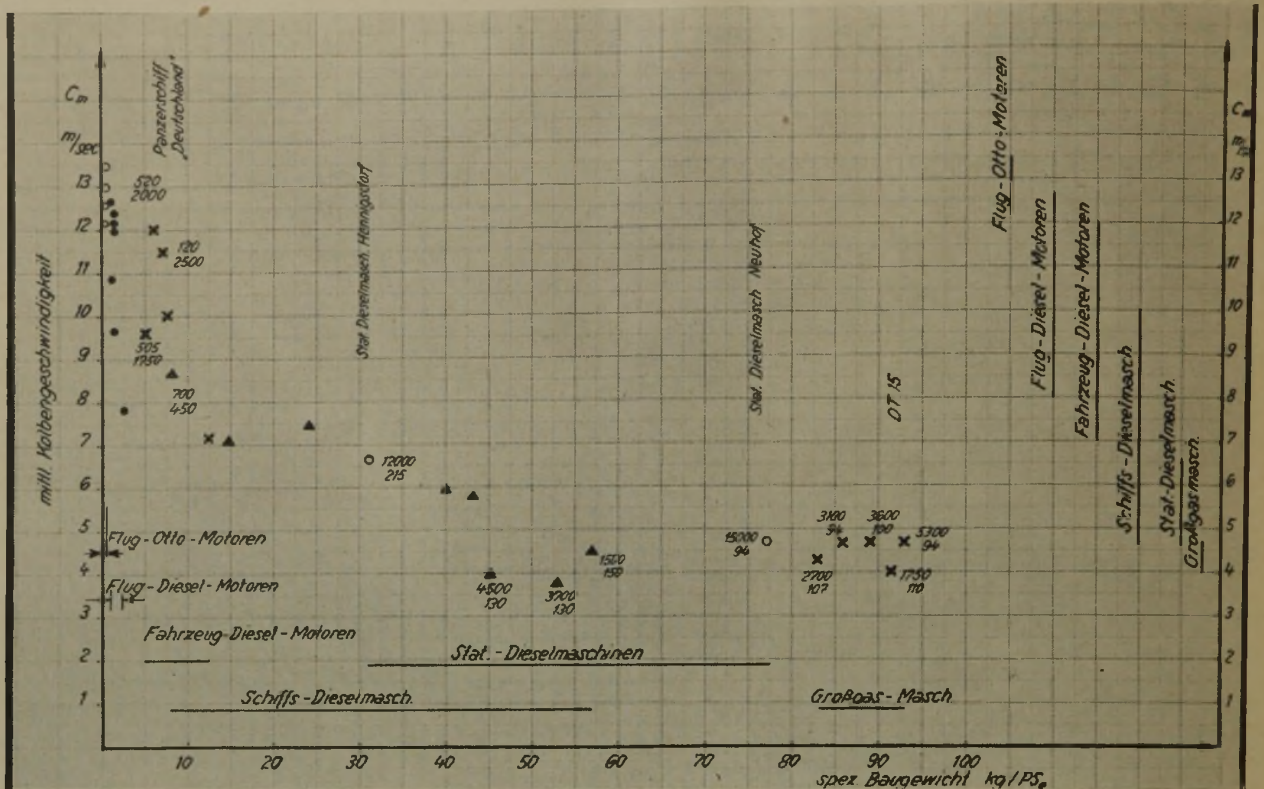


Abb. 1: Spezifische Baugewichte und mittlere Kolbengeschwindigkeiten von Verbrennungsmaschinen

A. Maschinen mit nicht gleichförmig bewegten Massen

Mit allen ungleichförmigen Bewegungen sind Beschleunigungen und Verzögerungen der bewegten Massen und damit Massenkräfte verknüpft, die um so größer werden, je größer die zu beschleunigenden Massen und je größer die Beschleunigungen sind. Es ist daher die Frage der Drehzahlsteigerung von Maschinen mit ungleichförmig bewegten Massen gleichzeitig eine Frage der Bewegungsverhältnisse des Triebwerkes, der auftretenden Beschleunigungen und Massenkräfte und der dadurch hervorgerufenen Beanspruchungen.

Aus der Vielzahl von Maschinen mit nicht gleichförmig bewegten Massen möchte ich eine spezielle Gruppe von Maschinen herausgreifen, die Gruppe der wichtigsten Kraft- und Arbeitsmaschinen, die Kolbenmaschinen mit Kurbeltriebwerk. Die Ergebnisse der Betrachtungen können jedoch sinngemäß auf alle Maschinenarten mit nicht gleichförmig bewegten Massen übertragen werden.

1. Die Bewegungsverhältnisse des Kurbeltriebes

Die Massen des Kurbeltriebes führen teils rotierende, teils hin und her gehende Bewegungen aus, die sich periodisch mit jeder Umdrehung wiederholen. Die Gesetzmäßigkeiten der Bewegung sind allgemein bekannt. Aus den Abmessungen des Kurbeltriebes, Kurbelradius r und Schubstangenlänge l kann die zu jedem Kurbelwinkel φ zugehörige Kolbenbeschleunigung berechnet werden, die beim Fahren mit einer bestimmten Drehzahl auftritt.

$$1) \quad \ddot{x} = \frac{d^2 x}{dt^2} = \sim r \omega^2 \{ \epsilon \cos \varphi + \lambda \cos 2 \varphi \}$$

Die Beschleunigungen rufen Massenkräfte hervor, die den Beschleunigungen proportional sind, der umlaufenden Teile

$$2) \quad P_R = \frac{G_R}{g} r \omega^2$$

der hin und her gehenden Teile

$$3) \quad P_H = \frac{G_H}{g} r \omega^2 \cos \varphi + \lambda \frac{G_H}{g} r \omega^2 \cos 2 \varphi$$

\downarrow Massenkräfte erster Ordnung \downarrow Massenkräfte zweiter Ordnung

$$4) \quad P_H = P_I \cos \varphi + P_{II} \cos 2 \varphi$$

Diese Massenkräfte sind Blindkräfte, d. h. solche Kräfte, die nicht zur Arbeitsleistung der Maschine beitragen, die aber das Triebwerk unerwünscht beanspruchen. Während die Arbeitskräfte, die von dem arbeitenden Medium auf den Kolben übertragen werden, unabhängig von der Drehzahl sind, nehmen die Massenkräfte mit dem Quadrat der Drehzahl zu. Es ist daher die Frage der Massenkräfte ganz entscheidend für die Frage der Drehzahlsteigerung von Maschinen mit nicht gleichförmig bewegten Massen, und es liegt auf der Hand, daß man eine vorhandene Maschine nicht beliebig in der Drehzahl und damit in der Leistung steigern kann. Es sind diesem Wege sehr bald Grenzen gezogen durch die Höhe der Beanspruchungen.

Wenn wir also die Drehzahl steigern wollen, muß unser Streben dahin gehen, bei Neukonstruktion die pro Flächeneinheit der Kolbenfläche entfallende Massenkräfte möglichst klein zu halten:

- durch Leichtbau der hin und her gehenden Triebwerksteile,
- durch geeigneten Aufbau der Maschine.

Im Großkolbenmaschinenbau (Gasmaschinen-, Dampfmaschinen-, Kompressorenbau) hat sich die liegende Bauart eingeführt, bei der oft mehrere Zylinder tandemartig hintereinander geschaltet sind.

Die hin und her gehenden Massen eines Triebwerkes setzen sich zusammen aus mehreren Kolben, Schubstangen, mehreren Kreuzköpfen und Geradfürungen und einem Teil der Schubstange. Die hin und her gehenden Massen sind dabei ganz beträchtlich. Die

Drehzahl solcher Maschinen ist daher niedrig und dürfte kaum gesteigert werden können, lediglich mit Rücksicht auf die auftretenden Massenkräfte.

Der Motorenbau bevorzugt dagegen überwiegend die Reihenbauart. Dabei löst man den gesamten Arbeitsraum in eine mehr oder weniger große Zahl von einzelnen Arbeitsräumen auf.

2. Auflösung des Arbeitsraumes in viele Zellen

Es sei zunächst untersucht, welche Vorteile die Auflösung des Arbeitsraumes in viele Arbeitszellen bietet. Es seien eine Reihe von Kolbenmaschinen gleicher indizierter Leistung $N_i = \text{const.}$ vorausgesetzt.

Die Zylinderzahl i sei variiert von 1 bis 12. Der Hub sei gleich dem Kolbendurchmesser $S = D$. Die indizierte Leistung einer doppeltwirkenden Maschine ist:

$$5) N_i = \frac{F \cdot p_i \cdot 2 s n}{60 \cdot 75} \cdot i = \text{Const.} = \frac{p_i}{30 \cdot 75} \frac{\pi s^3}{4} n i = \frac{C_1 c_m^3 i}{n^2}$$

wobei das Hubvolumen

$$6) V_H = F \cdot s = \frac{\pi D^2}{4} \cdot s = \frac{\pi s^3}{4} \text{ für } D \sim s$$

und die Kolbengeschwindigkeit

$$7) C_m = \frac{s \cdot n}{30}$$

Drehzahl, Arbeitsraum und Gestängedruck lassen sich dann in einfacher Weise durch Kolbengeschwindigkeit und Zylinderzahl ausdrücken:

$$8) \text{Drehzahl: } n = C_2 \cdot \sqrt{c_m^3 \cdot i}$$

$$9) \text{Ges. Arbeitsraum: } V_{\text{ges}} = i \cdot V_H = \frac{C_3 i}{n}$$

$$10) \text{Gestängedruck: } P = p_i \frac{\pi D^2}{4} = \frac{C_4}{C_m \cdot i}$$

Die Verhältnisse sind in Abb. 2 dargestellt.

Die Auflösung des Arbeitsraumes in viele Zellen bietet also den Vorteil, die Drehzahl in um so höherem Maße steigern zu können, je größer die Zylinderzahl gewählt wird. Außerdem hängt die Maschinenleistung in hohem Maße von der Kolbengeschwindigkeit ab.

Man wird daher im Interesse einer wirksamen Drehzahlsteigerung die Kolbengeschwindigkeit bis auf das höchstzulässige Maß steigern unter Berücksichtigung der Betriebsart, der die Maschine dienen soll (stationäre Betriebsmaschine, Fahrzeugmaschine, Flugmaschine), und man wird die Zylinderzahl möglichst hoch wählen, so hoch, wie es mit Rücksicht auf die wirtschaftliche Herstellung der Maschine zweckmäßig erscheint.

Die Vorteile der höheren Drehzahl auf die Abmessungen der Maschine und auf die Größe der Beanspruchungen der Maschinenteile liegen auf der Hand:

Der gesamte Arbeitsraum (d. h. die Summe der einzelnen Arbeitsräume der Maschine) ändert sich umgekehrt proportional der Drehzahl. Und der Gestängedruck je Arbeitsraum, der die einzelnen Triebwerke belastet, ändert sich umgekehrt proportional der Kolbengeschwindigkeit und der Zylinderzahl.

3. Kurbelversetzung / Drehkraftdiagramm / Massenausgleich

Die Anordnung vieler Zylinder parallel nebeneinander bietet neben der Möglichkeit der Drehzahlsteigerung noch eine Reihe weiterer Vorteile durch geeignete Wahl der Kurbelversetzung.

a) Das Drehkraftdiagramm und das Drehmoment am Ende der Maschine wird um so gleichförmiger, je höher die Zylinderzahl, wenn man die Kurbeln richtig gegeneinander versetzt.

b) Die unerwünschten Massenkräfte, die man auf alle Fälle so klein wie möglich halten wird (Leichtbau und

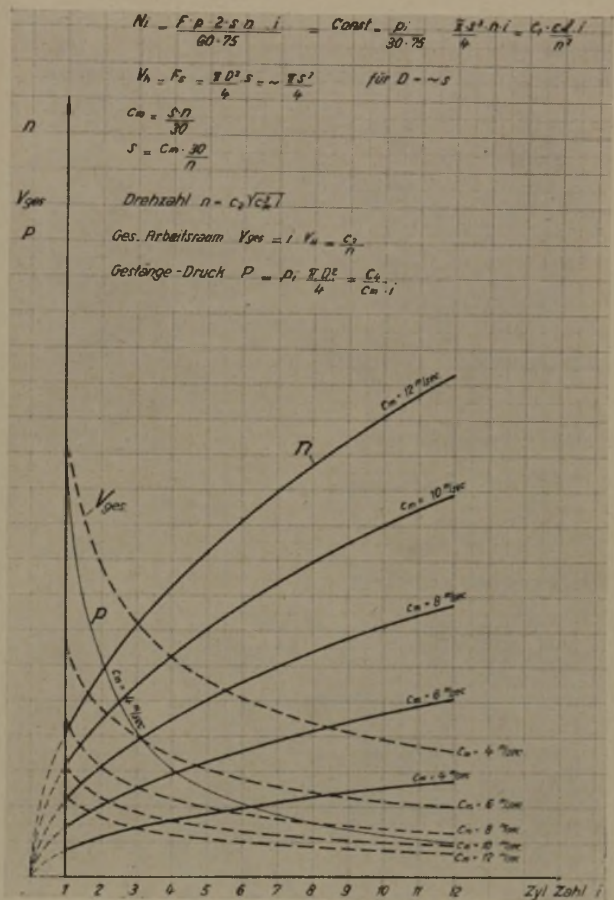


Abb. 2: Kolbenkraftmaschinen gleicher Leistung; Einfluß von Zylinderzahl und mittlerer Kolbengeschwindigkeit auf Drehzahl, gesamten Arbeitsraum und Gestängedruck

keine Tandembauart) können in ihrer Wirkung auf die gesamte Maschine ganz oder wenigstens teilweise zum Verschwinden gebracht werden, wenn man neben geeigneter Kurbelversetzung die richtige Arbeitsfolge (bei Verbrennungsmaschinen Zündfolge) wählt.

Wir haben nach Gl. 4 Massenkräfte erster und zweiter Ordnung $P_I \cos \phi$ und $P_{II} \cos 2 \phi$. Sie lassen sich darstellen durch Vektoren, die mit dem Drehwinkel ϕ bzw. 2ϕ umlaufen.

Am Beispiel der Fünfzylinder-Reihenmaschine seien die Wirkungen der Massenkräfte näher betrachtet (Abb. 3). Für die Gesamtheit der Maschine interessiert die Gesamtwirkung der auftretenden Kräfte.

Wir haben:

- Fliehkräfte der umlaufenden Massen. Die Summe dieser Kräfte ist 0, denn sie bilden ein geschlossenes Kräfteck (vollkommener Kräfteausgleich).
- Massenkräfte erster Ordnung vektoriell dargestellt. Die Summe dieser Kräfte ist ebenfalls 0 (geschlossenes Kräfteck, vollkommener Kräfteausgleich).
- Massenkräfte zweiter Ordnung vektoriell dargestellt. Die Summe dieser Kräfte ist ebenfalls 0 (geschlossenes Kräfteck, vollkommener Kräfteausgleich).

Die an dieser 5-Zylinder-Maschine auftretenden Kräfte heben sich in ihrer Summe vollkommen auf. Es besteht also vollkommener Kräfteausgleich.

Die einzelnen Kräfte wirken jedoch nicht in einer Ebene, sondern in parallel zueinander liegenden Ebenen und rufen daher Momente in bezug auf den Schwerpunkt der Maschine hervor, die die Maschine

um ihren Schwerpunkt auf dem Fundament hin und her zu drehen suchen.

Die Momente lassen sich auch vektoriell darstellen.

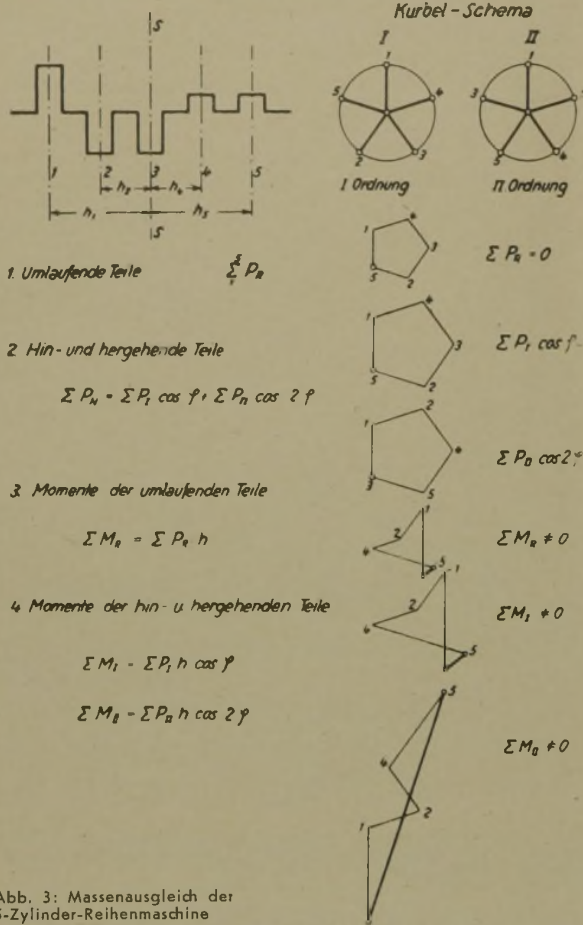


Abb. 3: Massenausgleich der 5-Zylinder-Reihenmaschine

Man erkennt, daß für die 5-Zylinder-Maschine die Momente, die von den rotierenden und den hin und her gehenden Massen herrühren, Momentwirkungen auf die Gesamtheit zurücklassen (also kein vollkommener Momentenausgleich).

Unter einem vollkommenen Massenausgleich versteht man folgendes:

Summe aller Massenkräfte = 0 und
Summe aller Massenmomente = 0.

Die 5-Zylinder-Reihenmaschine besitzt also noch keinen vollkommenen Massenausgleich. Es bleiben kleine restliche Momente zurück. Abb. 4 und 5 zeigen den Massenausgleich einer Reihe von Reihenmaschinen mit verschiedener Zylinderzahl, und zwar Abb. 4 für gebräuchliche Kurbelversetzungen von Maschinen mit Arbeitsverfahren im Viertakt (oder Arbeitsverfahren, die sich während zwei Umdrehungen abspielen¹⁾). Man erkennt, daß es schon mit geringer Zylinderzahl möglich ist, vollkommenen Kräfteausgleich zu erzielen (Drillingsmaschine). Jedoch bleiben noch kleine restliche Momente. Ganz vollkommenen Massenausgleich geben jedoch nur wenige Maschinen, nämlich die 6-Zylinder-Maschine und die 8-Zylinder-Maschine. Offenbar sind es solche Maschinen, die eine Symmetrie zur Mittelachse durch den Schwerpunkt besitzen.

Abb. 5 zeigt den Massenausgleich für gebräuchliche Kurbelversetzungen von Maschinen mit Arbeitsverfahren im Zweitakt (1 Umdrehung). Auch hier ist schon von Zylinderzahl 3 ab vollkommener Kräfteausgleich möglich. Es bleiben jedoch bei allen kleine restliche Momente. Zusammenfassend läßt sich sagen:

Die richtige Wahl der Kurbelversetzung und der Arbeitsfolge bietet bei Mehrzylinder-Reihenmaschinen die Möglichkeit zu einem vollkommenen oder nahezu vollkommenen Massenausgleich und damit zu ruhigem Lauf und geringster Beanspruchung des Fundamentes trotz höherer Drehzahl.

¹⁾ Vgl. Sah, Bau des Dieselmotors

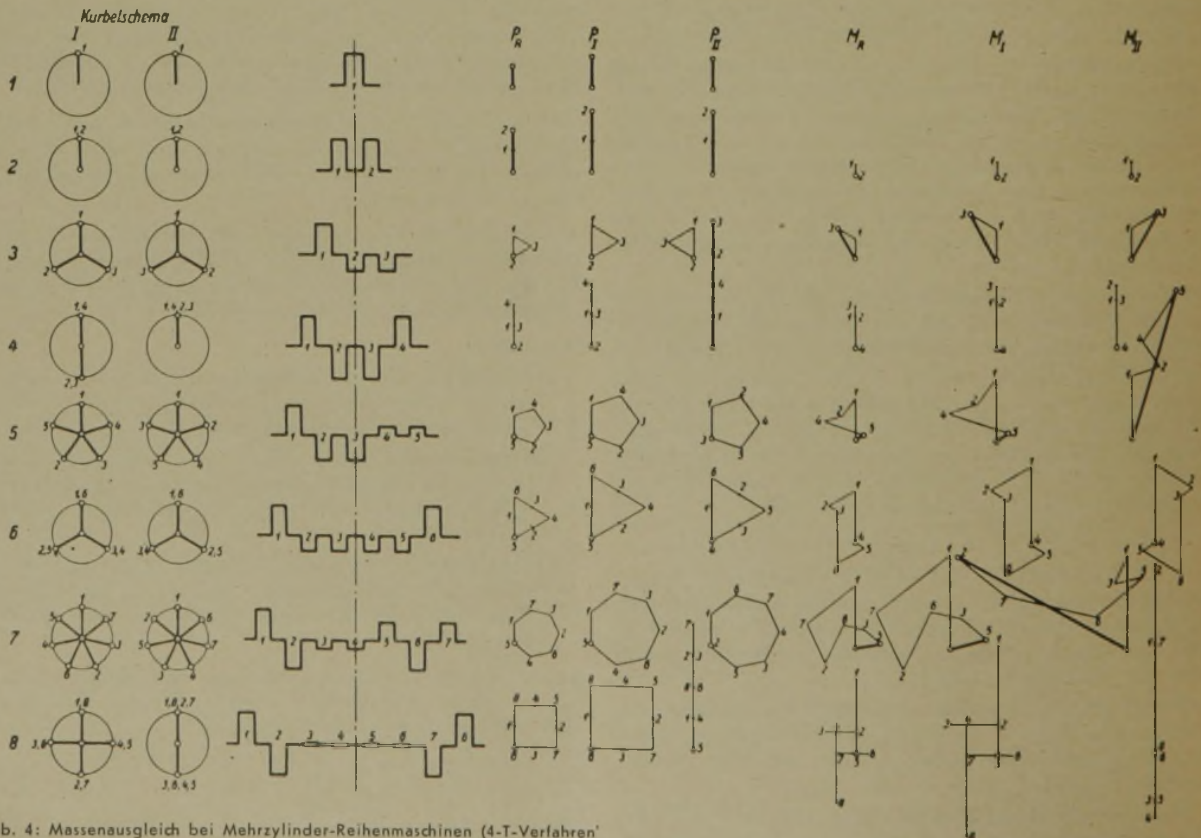


Abb. 4: Massenausgleich bei Mehrzylinder-Reihenmaschinen (4-T-Verfahren)

Kurbelschema

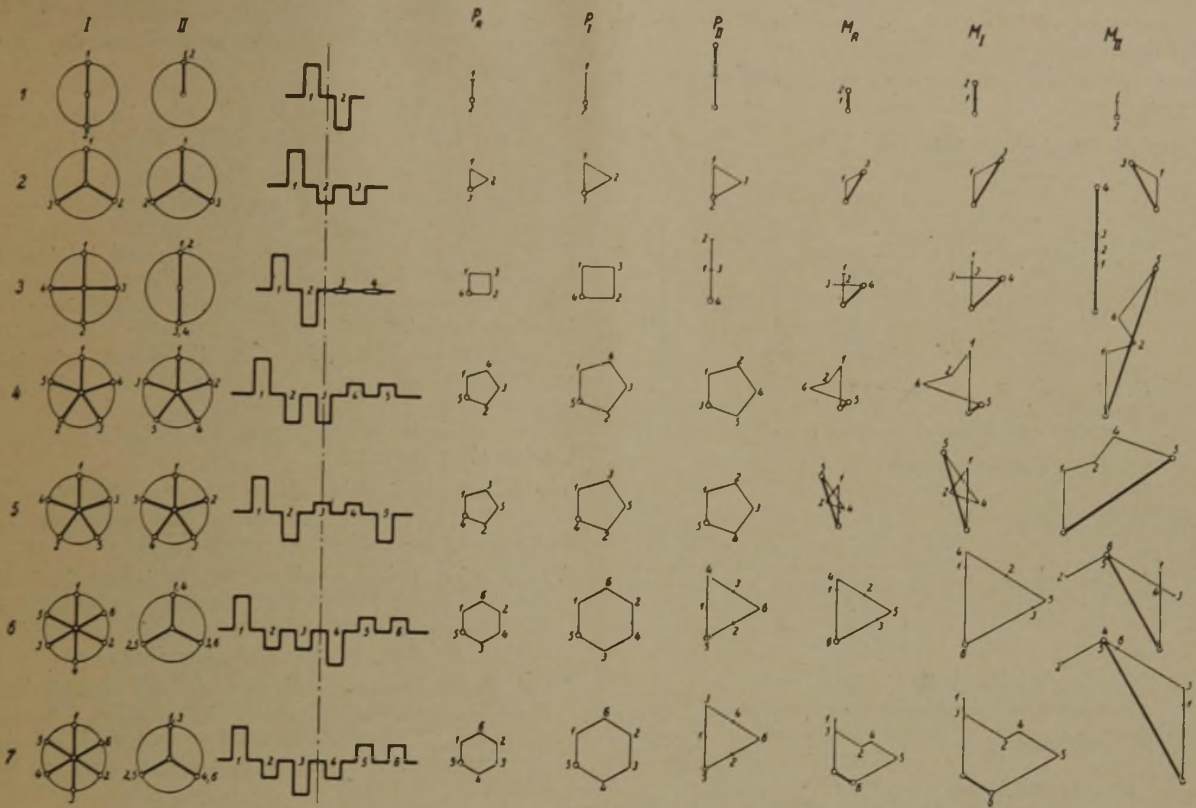


Abb. 5: Massenausgleich bei Mehrzylinder-Reihenmaschinen (2-T-Verfahren)

4. Dynamische Probleme / Drehschwingungen

Wir wissen, daß unsere Baustoffe im Maschinenbau keine absolut starren Körper sind, sondern daß sie elastisch sind und daß nach dem Hookschen Gesetz bis zu einer bestimmten Beanspruchung die Formänderungen (Dehnungen oder Zusammendrückungen) proportional der Beanspruchung sind und daß diese Formänderungen bei Entlastung infolge der Elastizität des Werkstoffes wieder verschwinden. Erst bei Beanspruchung über ein bestimmtes Maß hinaus, die sogenannte Proportionalitätsgrenze, ergeben sich gewisse bleibende Formänderungen.

Wir müssen uns daher vollkommen im klaren darüber sein, daß alle unsere Maschinen elastische Gebilde sind. Und überall dort, wo auf solche elastische Gebilde in regelmäßiger Folge bestimmte Kraftwirkungen ausgeübt werden, wie dies bei Maschinen, die mit einer bestimmten Drehzahl umlaufen, der Fall ist, besteht auch die Möglichkeit des Auftretens irgendwelcher Schwingungen. Insbesondere besteht für die Kurbelwellen der Kolbenmaschinen, vor allem der raschlaufenden Mehrzylinder-Reihenmaschinen, die Möglichkeit des Auftretens von Drehschwingungen.

Will man den tatsächlichen, verwickelten Schwingungsvorgang der Kurbelwelle einer Mehrzylinder-Reihenmaschine einer Berechnung zugänglich machen, ist es erforderlich, einige Vereinfachungen zu treffen. Man setzt gewöhnlich die kinetische Energie der einzelnen Triebwerksteile mit ihrem zeitlichen Mittelwert ein. Dies führt zu Ersatzmassen von der Größe

$$11) \quad \Theta = \Theta_{rot} + \frac{M_H r^2}{2}$$

wobei r = Kurbelradius

Θ_{rot} = Trägheitsmoment der rotierenden Teile

M_H = Masse der hin und her gehenden Teile.

Ferner setzt man an Stelle der gekröpften Wellenstücke elastisch gleichwertige Wellenstücke kreisförmigen Querschnitts. Dies führt zu Ersatzelastizitäten. An den einzelnen Kurbeln greifen die einzelnen Drehmomente, herrührend von den Arbeitskräften der Arbeitskolben, an. Es sind dies periodische Funktionen der Zeit. Sie lassen sich immer durch Fouriersche Reihen ausdrücken, eine Summe von einfachen sin- und cos-Schwingungen verschiedener Perioden und verschiedenen Ausschlägen.

Und somit erhalten wir als vereinfachtes Schwingungssystem eine mit vielen Scheiben besetzte Welle. Die Scheiben sind elastisch miteinander verbunden, und an den Scheiben greifen periodische, äußere Momente an (Abb. 6).

Resonanzmöglichkeiten bestehen, wenn die Frequenz eines erzwingenden Momentes gleich der Frequenz einer Eigenschwingungszahl des Schwingungssystems ist. Die zugehörige Drehzahl bezeichnet man als kritische Drehzahl.

Es ist daher unsere Aufgabe, die Eigenschwingungszahlen und kritischen Drehzahlen eines solchen Massensystems zu ermitteln. Der Weg sei hier nur angedeutet.

Θ_n = reduziertes Trägheitsmoment des Triebwerkes bezogen auf Wellenachse.

ϕ_n = Drehwinkel der Masse n gegenüber unverdrehter Welle.

a = Proportionalitätsfaktor.

Dann lautet die Bewegungsgleichung (Gleichung der erzwingenden Schwingungen) für die Masse n des Mehrmassensystems:

$$12) \quad \Theta_n \ddot{\phi}_n + a_{n-1,n}(\phi_n - \phi_{n-1}) - a_{n,n+1}(\phi_{n+1} - \phi_n) = M_n$$

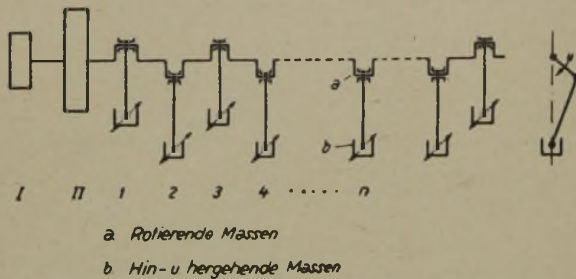
Die Gleichung der Eigenschwingungen lautet:

$$13) \quad \Theta_n \ddot{\phi}_n + a_{n-1,n}(\phi_n - \phi_{n-1}) - a_{n,n+1}(\phi_{n+1} - \phi_n) = 0$$

Diese kann man lösen durch einen einfachen periodischen Ansatz $\phi_n = C_n \cos \omega t$ und man erhält aus 13 eine lineare Gleichung.

$$14) -C_n \omega^2 + a_{n-1,n} (C_n - C_{n-1}) - a_{n,n+1} (C_n + C_{n+1}) = 0$$

Das wirkliche Schwingungs-System.



Das Ersatz-System.

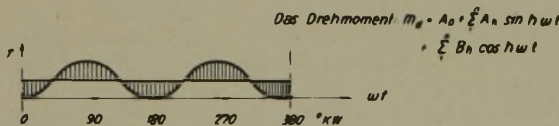
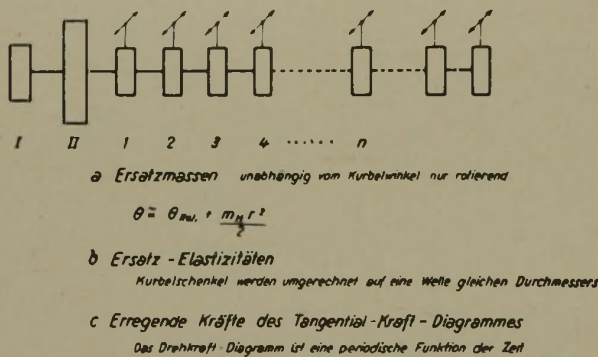


Abb. 6: Drehschwingungssystem bei Kolbenmaschinen

In genau gleicher Weise ist bei den übrigen Massen zu verfahren. Man erhält ein System homogener linearer Gleichungen, deren Lösung graphisch oder numerisch möglich ist und die Eigenschwingungszahlen des Schwingungssystems ergibt.

Es gibt um so mehr Eigenschwingungszahlen, je mehr Massen wir haben, und zwar bei n-Massen gibt es (n - 1) verschiedene Schwingungszahlen.

Hat ferner jedes erregende, periodische Moment m Teilschwingungen, dann gibt es (n - 1) m Resonanzmöglichkeiten und kritische Drehzahlen für unser Mehrmassensystem, also eine ganz ungeheure Zahl.

Glücklicherweise kann sich nur ein ganz kleiner Teil auswirken. Der größte Teil der Eigenschwingungszahlen liegt so hoch, daß gewöhnlich nur die niedrigste und evtl. noch die zweitniedrigste Eigenschwingungszahl in Betracht kommen.

Und von den Erregenden kommt ebenfalls nur ein kleiner Teil in Wirksamkeit, da ein Teil sich entsprechend der Kurbelversetzung, wie beim zuvor geschilderten Massenausgleich, aufhebt und nur diejenigen Erregenden zu größerer Auswirkung gelangen, deren Wirkungen sich addieren.

Abb. 7 zeigt das Torsiogramm eines Achtzylinder-Zweitakt-dieselmotors im Drehzahlbereich von 200 bis 650 U/min.

Wir erkennen sofort zwei Gebiete besonders großen Ausschlages, und zwar sind es die kritische Drehzahl

4. und 8. Ordnung, die sich hier auswirken. Daß die 4. und 8. Ordnung wirksam werden, steht in Zusammenhang mit der Kurbelversetzung der Achtzylindermaschine²⁾.

Bekämpfung der Drehschwingungen und der kritischen Drehzahlen

Es ist ganz zweifellos, daß die kritischen Drehzahlen eine große Gefahr für unsere Maschinen darstellen, da im kritischen Gebiet durch die großen Ausschläge Überbeanspruchungen möglich sind und infolge der häufigen Lastwechselzahl ein frühzeitiges Ermüden des Werkstoffes zu Schwingungsbrüchen führen kann. Es ist eine Tatsache, daß noch vor wenigen Jahren jede Flugmotorenwelle nach ziemlich kurzer Betriebsstundenzeit, ob gebrochen oder nicht gebrochen, ersetzt wurde, weil die Sicherheit gegen Schwingungsbrüche nachgewiesenermaßen in vielen Fällen noch kleiner als 1 war.

Wir müssen uns daher überlegen, welche Wege wir beschreiten können, um hohe Beanspruchung und Bruchgefahr mit Sicherheit auszuschließen.

1. Man wird sich bemühen, die kritischen Drehzahlbereiche nach Möglichkeit ganz zu vermeiden. Bei stationären Anlagen, die mit gleicher Drehzahl betrieben werden, ist dies nicht schwierig.
2. Bei nichtstationären Anlagen, die mit verschiedenen Drehzahlen fahren müssen (Schiffsanlagen, Fahrzeugmotoren, Flugmotoren), wird es jedoch konstruktiv nicht möglich sein, kritische Gebiete ganz zu vermeiden.

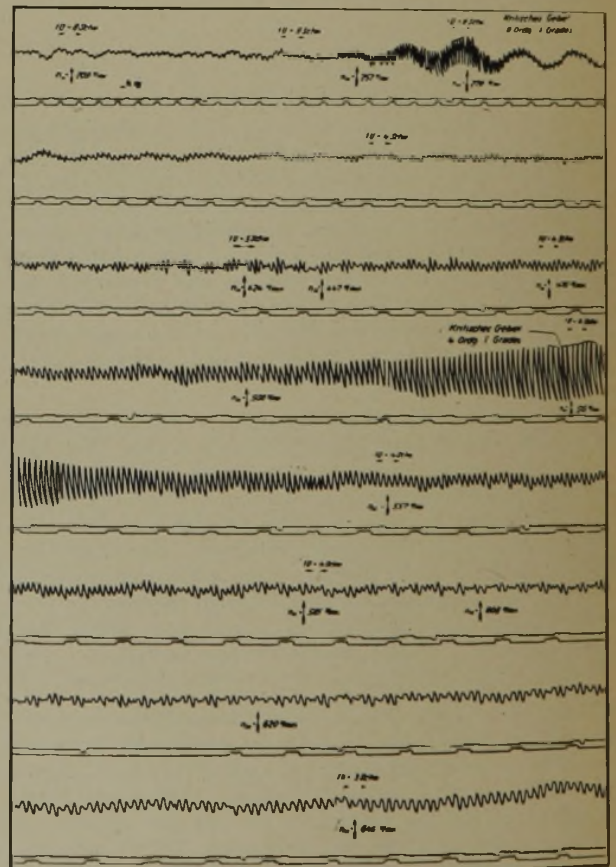


Abb. 7: Torsiogramm eines doppelwirkenden 8-Zylinder-2-Takt-Dieselmotors

²⁾ Es sei besonders bemerkt, daß größere Ausschläge nicht nur bei der kritischen Drehzahl auftreten, sondern auch bei Drehzahlen in der Nähe der kritischen. Man muß daher von kritischen Gebieten sprechen. An der Dämpfung liegt es, daß die Schwingungsausschläge in diesen Gebieten nicht unendlich groß werden.

Man muß daher unter Berücksichtigung der inneren und äußeren Dämpfung die tatsächlichen Schwingungsausschläge ermitteln und gegebenenfalls durch Anordnung zusätzlicher Glieder sich bemühen, in den kritischen Gebieten die Ausschläge herabzusetzen durch:

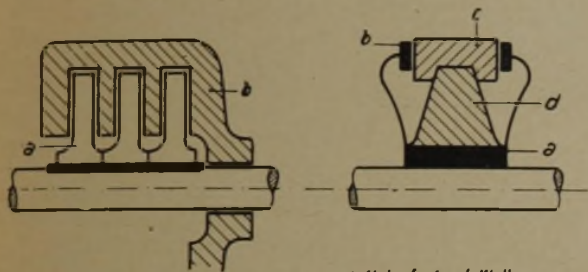
a) Schwingungsdämpfer,

indem man die Schwingungsenergie in irgendeiner Form durch Reibung vernichtet. Der Schwingungsdämpfer benötigt für seine Wirksamkeit das Auftreten gewisser Ausschläge. Abb. 8 zeigt schematisch Ausbildungsmöglichkeiten.

b) Schwingungstilger

Der Schwingungstilger (Abb. 9) soll das Auftreten von Schwingungen überhaupt vermeiden durch zusätzliche Anordnung pendelnd aufgehängter Gegengewichte³⁾.

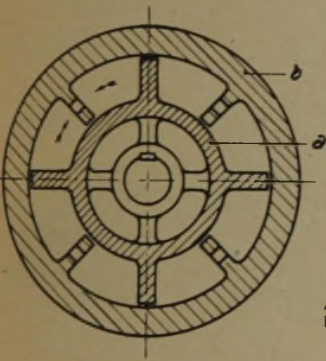
Reibungs-Dämpfer



a) fest auf Welle
b) lose auf Welle

a) Nabe fest auf Welle
b) Bremsbelag, mit Nabe fest verbunden
c) Beharrungsmasse
d) Gummi-Scheibe (Dämpfer)

Hydraulischer Dämpfer (Flüssigkeit Öl)



a) fest auf Welle
b) lose auf Welle durch Federn in Mittel-lage gehalten

Abb. 8: Schwingungsdämpfer zur Dämpfung von Drehschwingungen

Die Frage der Drehschwingungen und ihrer wirksamen Bekämpfung ist daher für die schnellaufende Vielzylinder-Reihenbauart von außerordentlicher Bedeutung und muß sorgfältigste Beachtung finden.

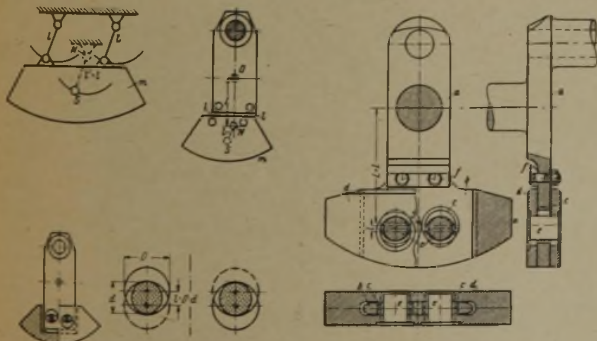


Abb. 9: Schwingungstilger — Taylor-Pendel

³⁾ Vgl. Z. V. D. J. 1938

5. Festigkeitsprobleme / Werkstoffauswahl

Wichtig für den Schnellauf sind schließlich die Werkstoffauswahl und die Ermittlung der Beanspruchungen.

Im Sinne bester Werkstoffausnutzung muß unser Streben dahin gerichtet sein, die im Betrieb tatsächlich auftretenden Beanspruchungen möglichst genau zu erfassen, denn je genauer wir die tatsächlichen Beanspruchungen ermitteln können, um so mehr können wir die in die Rechnungen eingeführten Sicherheitsfaktoren herabsetzen, die letzten Endes doch nur einen Maßstab für die Unsicherheit unserer Rechnungen darstellen.

Im engen Zusammenhang damit steht die Frage der richtigen Werkstoffauswahl. Soweit es sich um umlaufende Teile handelt, die ganz oder teilweise durch ihre eigene Fliehkraft beansprucht werden, spielt das spezifische Gewicht des Baustoffes eine wichtige Rolle. Die Fliehkraft eines Massenteilchens ist ja proportional dem spezifischen Gewicht des Baustoffes. Vergleicht man daher für derartig beanspruchte Teile die Festigkeiten verschiedener Baustoffe, dann ist es zweckmäßig, die Kilofestigkeit zu betrachten, das ist das Verhältnis

Festigkeit: spezifischem Gewicht

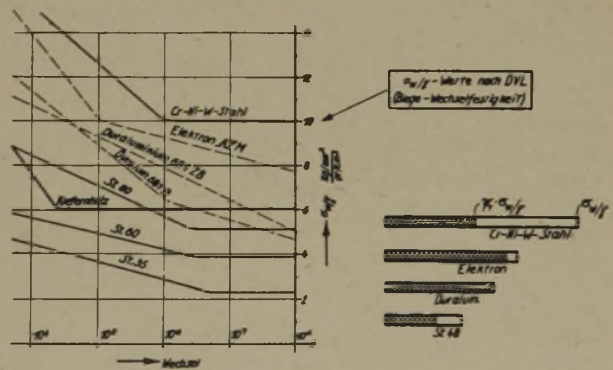
Und ferner ist wichtig die Berücksichtigung des Einflusses gewisser konstruktiver Maßnahmen auf die Festigkeit, beim Kolbenmaschinenbau insbesondere auf die Wechselfestigkeit⁴⁾.

Man erkennt aus der Darstellung (Abb. 10), daß Elektron und Duralumin im Endwert günstiger liegen als hochwertiger Chromnickelstahl und ganz wesentlich günstiger als St. 60. Handelt es sich jedoch um Teile, die einer Beanspruchung unterliegen, die unabhängig von der Fliehkraft ist, dann ist selbstverständlich die absolute Festigkeit des Baustoffes maßgebend.

6. Beispiele für schnellaufende Kolbenmaschinen

Auf allen Gebieten des Motorenbaues finden wir fast ausschließlich die Vielzylindermaschine in Reihenbauart.

Abb. 11 zeigt eine stationäre Groß-Dieselmotorenanlage, 5 Maschinen im doppelwirkenden 2-Takt je 8 Zylinder, Leistung je Maschine etwa 7000 PSe.



Werkstoff	Zugfestigkeit		Kerbfaktor K _t	Kerbfaktor K _d	K _z	K _z · K _d	K _z · K _t
	σ _z kg/mm ²	σ _z / mm ²					
C-Stahl (St. 48)	539	27	0,07	0,50	—	2,33	7,94
Cr-Ni-W-Stahl	1620	69	0,15	0,44	0,85	4,71	3,85
Duralum. 681 ZB	40,8	16	0,05	0,82	5,00	4,81	4,70
Elektron AZM	31,3	11	0,01	—	4,40	5,55	—

Abb. 10: Kilofestigkeit von Leichtbaustoffen

⁴⁾ Vgl. Kutzbach, Friedrichshafener Vorträge

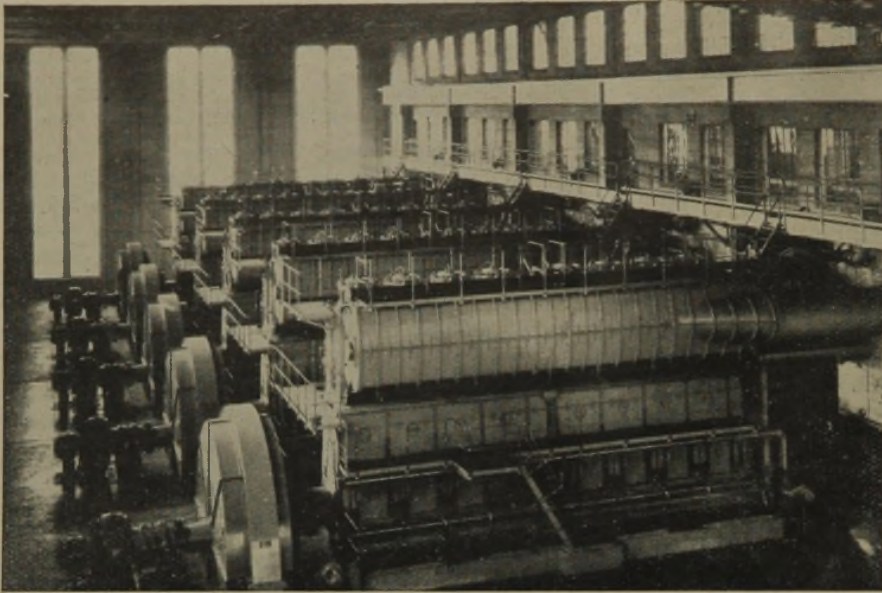


Abb. 11: Stationäre Großdieselmotorenanlage, 5 Maschinen je 7000 PSe

Im Schiffsmaschinenbau ist man mehr als im stationären Maschinenbau genötigt, auf niedrige Baugewichte und kleinen Platz- und Raumbedarf zu sehen. Eine robuste Maschine für angestrengtesten Dauerbetrieb für 2300 PSe, 8 Zylinder einfachwirkender 2-Takt, ist in Abb. 12 dargestellt. Geschweißtes Gestell, Drehzahl etwa 250 U/min, Kolbengeschwindigkeit 6 m/sec liefern ein Baugewicht von 40 kg/PS. Einen schnelllaufenden Schiffsdiesel für Küstenschiffahrt

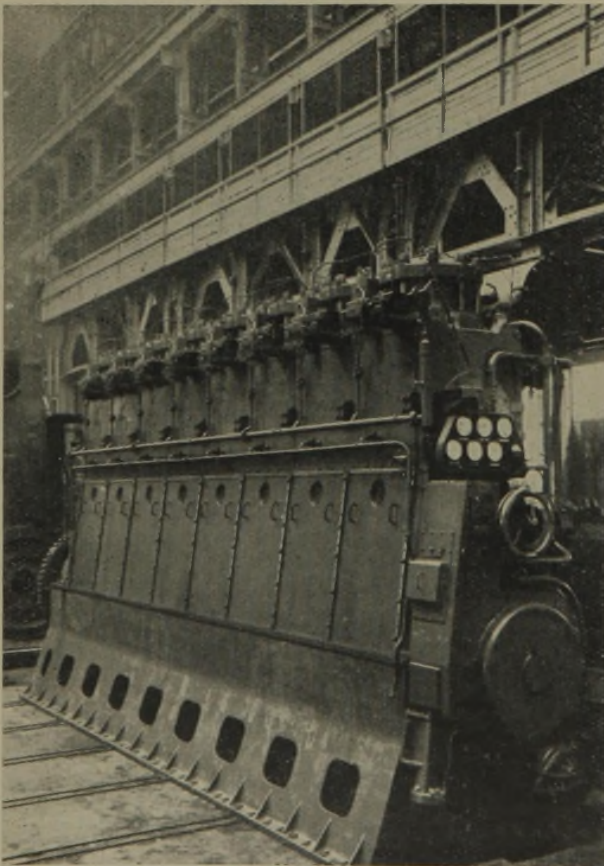


Abb. 12: Schiffsdieselmachine für 2300 PSe

mit 240 PSe, $n = 900$ U/min, $c_m = 6,6$ m/sec, spezifischem Baugewicht 14 kg/PSe, zeigt Abb. 13. Der Motor ist ausgerüstet mit Untersetzungsgetriebe auf Propellerdrehzahl 550 U/min.

Gesteigerten Anforderungen nach größerer Leistung genügt der Triebwagendieselmotor, Abb. 14. Zur Ermöglichung der hohen Drehzahl 1200—1500 U/min bei 560—600 PSe ist der Arbeitsraum in 12 Zylinder unterteilt, die in 2 Reihen zu je 6 Zylindern V-förmig angeordnet sind.

Eine Dampfmaschine in 3-Zylinder-Reihenbauart mit 120° Kurbelversetzung veranschaulicht Abb. 15. Die Maschine dient zum Antrieb einer Treibscheibe für Förderbetrieb. Die maximale Drehzahl beträgt 300 U/min, die mittlere Kolbengeschwindigkeit hierbei 5 m/sec, die Leistung 3500—4000 PS. Zwischen Dampfmaschine und Treibscheibe ist ein Getriebe geschaltet.

Die Gasmaschine hat sich zum Schnellläufer in starker Anlehnung an den Dieselmotor entwickelt, Abb. 16. Die Maschine unterscheidet sich gegenüber der Dieselmachine nur in einigen Steuerungsteilen und leistet 525 PS bei 8-Zylinder-Reihenbauart im Viertakt.

Die Gasmaschine hat sich zum Schnellläufer in starker Anlehnung an den Dieselmotor entwickelt, Abb. 16. Die Maschine unterscheidet sich gegenüber der Dieselmachine nur in einigen Steuerungsteilen und leistet 525 PS bei 8-Zylinder-Reihenbauart im Viertakt.

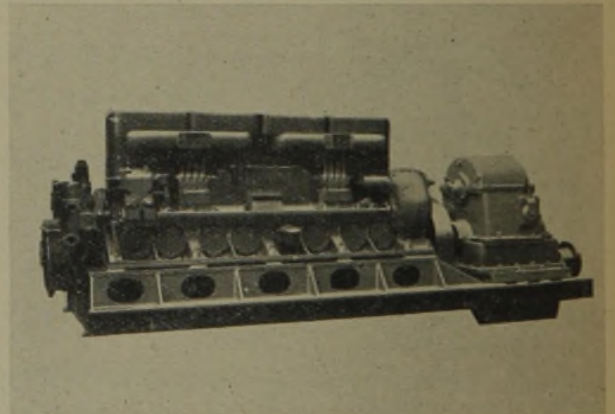


Abb. 13: Schnelllaufender Schiffsdieselmotor 240 PSe

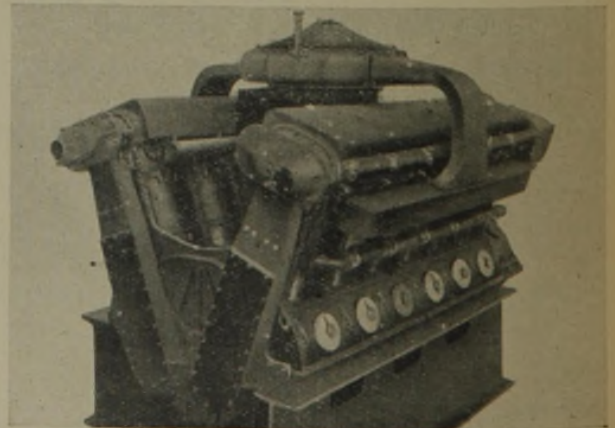


Abb. 14: Triebwagendieselmotor 600 PSe



Abb. 15: Dampfhördermaschine, 3-Zylinder-Reihenbauart, 4000 PSe

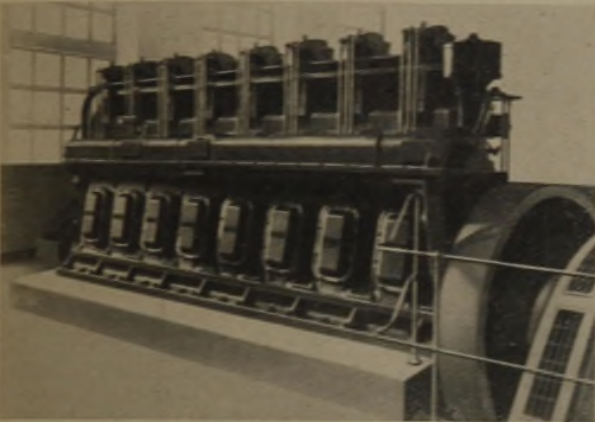


Abb. 16: Stehende 8-Zylinder-Gasmaschine 525 PSe

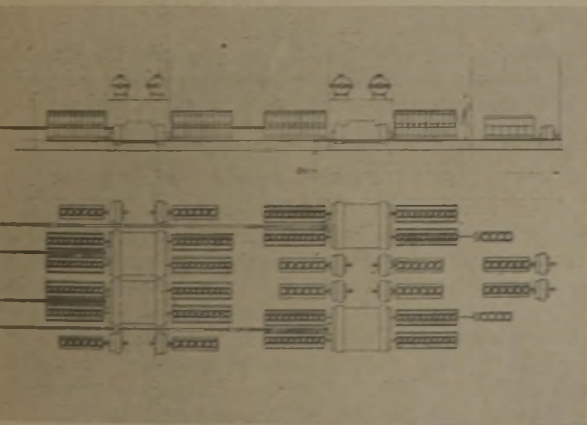


Abb. 17: Projekt einer Schiffsdieselanlage für 120 000 PS

7. Zusammenfassung

Eine wirksame Drehzahlsteigerung im Kolbenmaschinenbau ist nur durch Unterteilung des Arbeitsraumes in viele Arbeitszellen möglich, die in Reihenbauart nebeneinander angeordnet werden. Diese Anordnung bietet bei richtiger Kurbelversetzung eine Reihe von Vorteilen:

1. Gleichförmiges Drehmoment,
2. kleine Gestängekräfte, kleine Kolbenflächen, daher kleine hin und her gehende Massen,
3. guten Massenausgleich, daher Ruhe des Ganges,
4. Möglichkeit einer bedeutenden Drehzahlsteigerung ohne Steigerung der Kolbengeschwindigkeit, dadurch
5. ganz bedeutende Verringerung des Baugewichtes und des Raum- und Platzbedarfes.

Wie weitgehend die Unterteilung eines Arbeitsraumes in viele Arbeitszellen möglich ist, geht aus Abb. 17 hervor, welche ein interessantes Projekt einer Schiffsdieselanlage von insgesamt 120 000 PS zeigt. Für den Schiffsantrieb sind 4 Schiffsschrauben vorgesehen, auf jede dieser Schrauben arbeiten 4 Dieselmotoren von je 10 Zylindern. Der gesamte Arbeitsraum ist daher unterteilt in nicht weniger als $4 \times 4 \times 10 = 160$ Arbeitszellen.

B. Maschinen mit gleichförmig umlaufenden Massen

Bei gleichförmig umlaufenden Massen treten außer der Zentripetalbeschleunigung keinerlei Beschleunigungen und Verzögerungen auf, infolgedessen außer den Fliehkräften keinerlei Massenkräfte. Es ist daher bei gleichförmig umlaufenden Maschinen die Frage der Drehzahlsteigerung in erster Linie ein Festigkeitsproblem.

Auch hier sei wiederum eine spezielle Maschinen-Gruppe betrachtet, die Gruppe der wichtigsten Kraft- und Arbeitsmaschinen, die Turbomaschinen. Sinngemäß gelten jedoch die Ergebnisse ganz allgemein für alle Maschinen mit gleichförmig bewegten Massen.

1. Einfluß der Drehzahl bei Turbomaschinen

Der Einfluß der Drehzahl bei der Turbomaschine ist nicht so klar ersichtlich wie bei der Kolbenmaschine, jedoch gilt auch für die Turbomaschine das gleiche wie für die Kolbenmaschine: Je höher die Drehzahl, mit um so kleinerem Baustoffaufwand ist es möglich, die gleiche Leistung zu erreichen.

Schon Parsons hat im Dampfturbinenbau Kennzahlen eingeführt, indem er die Summe der Quadrate der Umfangsgeschwindigkeiten der einzelnen Stufen ins Verhältnis setzt zur im Dampf im adiabatischen Wärmegefälle zur Verfügung stehenden adiabatischen Arbeit. Diese Kennzahl ist keine konstante Größe. Sie hängt sehr von der Konstruktion ab, insbesondere von Stufenzahl und Σ (Umfangsgeschwindigkeiten)².

In Abb. 18 ist der Turbinenwirkungsgrad über der Kennzahl aufgetragen. Man erhält einen um so besseren Wirkungsgrad, je höher die Kennzahl v und die Σu^2 . Man sieht jedoch, daß es keinen Zweck hat, die Σu^2 und v über ein bestimmtes Maß zu steigern, weil der Wirkungsgrad darüber hinaus kaum mehr ansteigt. Gute Turbinen haben heute einen v -Wert von $\sim 0,5$.

Die Kennzahl v ist daher wesentlich für Dampfverbrauch und Wirkungsgrad. Für einen bestimmten Wirkungsgrad und für ein bestimmtes v ergibt sich eine bestimmte erforderliche Σu^2 . Man kann diese erforderliche Σu^2 nun in verschiedener Weise praktisch

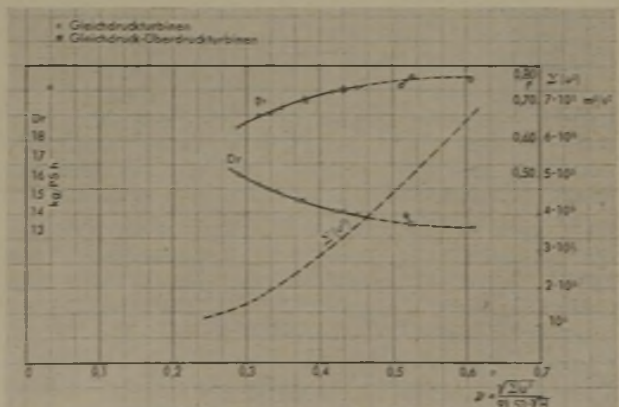


Abb. 18. Wirkungsgrad und Dampfverbrauch in Abhängigkeit von Personischer Kennzahl $\frac{\Sigma u^2}{H}$

verwirklichen. Man kann eine niedrige Drehzahl wählen; dann benötigt man eine hohe Stufenzahl und große Laufraddurchmesser. Man bekommt dann große Maschinenabmessungen und großes Baugewicht. Man kann auch eine hohe Drehzahl wählen, man bekommt dann kleinere Stufenzahl und kleinere Maschinenabmessungen und kleineres Baugewicht. Das gleiche gilt auch für andere Strömungsmaschinen, z. B. Turbo-gebläse und Turboverdichter (Abb. 19).

Der Einfluß der Drehzahl auf die Abmessungen von Dampfturbinen und Turboverdichtern, also gesamte Verdichteranlagen, wird besonders anschaulich durch Abb. 21, welche Anlagen von 1921, 1927 und 1938 miteinander in Vergleich setzt. Es sei noch bemerkt, daß die Wirkungsgrade in Verbindung mit der Drehzahlsteigerung stetig verbessert wurden.

Ganz allgemein läßt sich daher sagen, daß auch für die Turbomaschinen das gleiche gilt wie für die Kolben

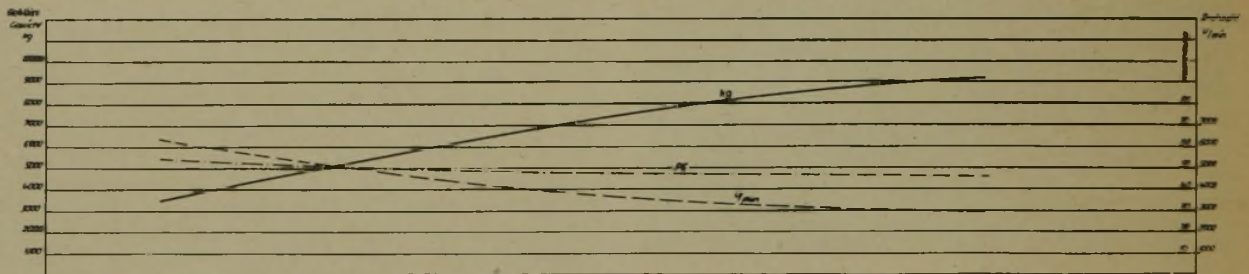
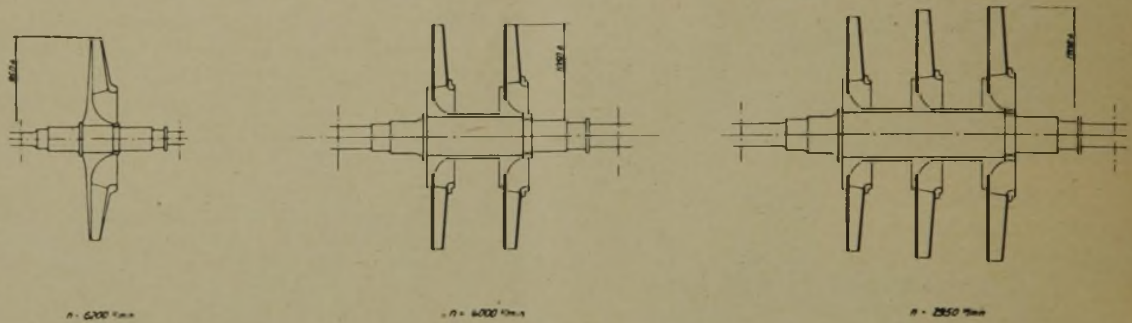


Abb. 19: Turbogebläse gleicher Leistung bei verschiedener Stufenzahl und Drehzahl

Es sind hier die Läufer von drei Gebläsen dargestellt, die zur Erzielung der gleichen Leistung mit verschiedener Drehzahl umlaufen. (Gleiche Ansaugmenge, gleiches Verdichtungsverhältnis, gleiches zu verdichtendes Medium.) Die niedere Drehzahl, etwa 3000 U/min, erfordert drei Stufen, die Drehzahl 4000 U/min, erfordert zwei Stufen und die Drehzahl von 6200 U/min erfordert nur eine Stufe. Dabei kann der Laufraddurchmesser des einstufigen Gebläses noch wesentlich kleiner sein als die Durchmesser der mehrstufigen Gebläse.

Das Baugewicht eines solchen schnellaufenden einstufigen Gebläses verringert sich gegenüber dem dreistufigen Langsamläufer um mehr als die Hälfte, vorausgesetzt, daß der Antrieb direkt durch Turbine erfolgt. Dient zum Antrieb ein Elektromotor, dessen Drehzahl mit 3000 U/min gegeben ist, so erfordert das hochtourige Gebläse die Zwischenschaltung eines Getriebes, dessen Baugewicht beim Vergleich von Langsam- und Schnellläufer zum Gebläsegewicht noch hinzuzufügen ist. Aber auch im letzteren Fall wird das Baugewicht des Schnellläufers wesentlich geringer.

In gleicher Weise, wie auf Gebläse, wirkt sich die Drehzahlsteigerung auch auf Turboverdichter aus (Abb. 20). In Abhängigkeit vom Baujahr sind hier Drehzahlen und Baugewichte von Turboverdichtern gleicher Leistung für Luft (25 000 bis 30 000 m³/h Ansaugleistung auf achtfache Verdichtung) zusammengestellt. Man erkennt eine stetige Entwicklung im Sinne einer Drehzahlsteigerung. Die Drehzahlsteigerung von 3500 U/min auf 5000 U/min innerhalb von 20 Jahren gestattete, das Baugewicht auf über die Hälfte zu reduzieren.

maschinen, nämlich: die Steigerung der Drehzahl ist das wirksamste Mittel zur Erzielung eines niedrigen spezifischen Baugewichtes, d. h. eines niedrigen Gewichtes pro Leistungseinheit.

2. Festigkeitsprobleme / Werkstofffragen

Der Turbomaschinenbau hat gegenüber dem Kolbenmaschinenbau den außerordentlichen Vorteil, daß es entsprechend der gleichförmigen Drehbewegung keine wechselnden, sondern nur konstante Belastungen gibt. Daher braucht der Turbomaschinenbau auch nicht Rücksicht zu nehmen auf die Wechselfestigkeit der Stähle, und man kann hier viel höhere Beanspruchungen unbedenklich zulassen als im Kolbenmaschinenbau.

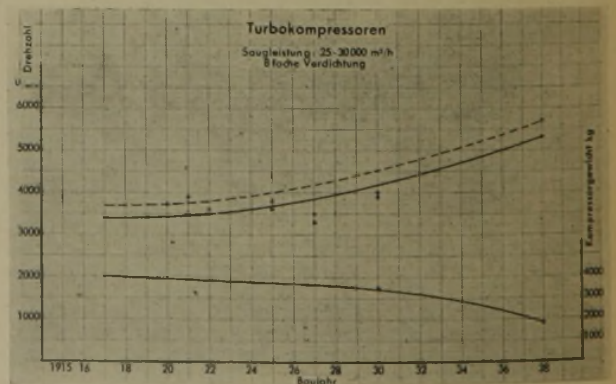


Abb. 20: Turbokompressoren gleicher Leistung. Zeitliche Entwicklung von Drehzahl und Baugewicht

Bei voller Belastung der Maschine ist der Werkstoff einer Turbomaschine überhaupt bestmöglich ausgenutzt, während in der Kolbenmaschine alle Teile mit Rücksicht auf die größten Kräfte dimensioniert werden müssen, die aber immer nur einen Bruchteil der Arbeitszeit wirksam sind. Die Turbomaschine ist daher in bezug auf Werkstoffausnutzung der Kolbenmaschine weit überlegen.

Andererseits sind die Energien mit hoher Drehzahl umlaufender Maschinenteile so ungeheuer groß, daß sorgfältigste Konstruktion, Festigkeitsrechnung und Werkstoffauswahl unbedingt erforderlich sind, und zwar um so mehr, je höher man die Drehzahlen steigert.

In Abb. 22 sind zwei Laufräder von Turboverdichtern gegenübergestellt, die für verschiedene Drehzahlen bestimmt sind. Radscheibe und Deckscheibe des hochbeanspruchten Rades sind in ihrer Form der Form einer Scheibe gleicher Festigkeit möglichst angenähert, selbstverständlich im Einklang mit strömungstechnisch günstigster Formgebung. Der rechnerisch ermittelte Spannungsverlauf ist eingetragen. Die Radialspannungen sind am äußeren und inneren Umfang null, die

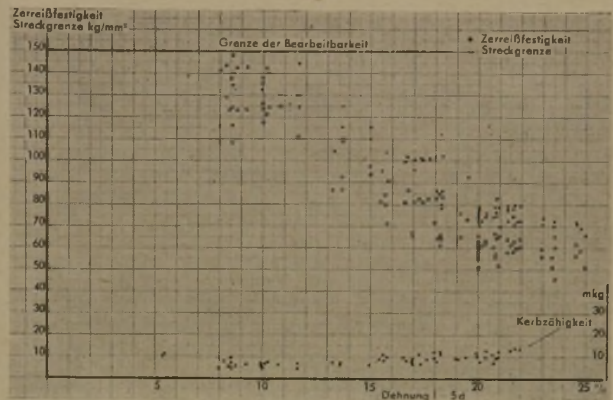


Abb. 23: Spezialstähle hoher Festigkeit, Bruchfestigkeit, Streckgrenze, Kerbzähigkeit, Dehnung

Tangentialspannungen erreichen ihren Größtwert am Innenrand der Bohrung mit 3000 bis 3500 kg/cm². Das niedrig beanspruchte Rad (2950 U/min) kann dagegen in einfacher Blechkonstruktion ausgeführt werden. Radscheibe und Deckscheibe bestehen aus Blech und Ring zusammengenietet.

Es ist ganz zweifellos, daß bei den den Turbo-maschinen an sich schon eigenen hohen Drehzahlen die Fragen der Beanspruchungen in engem Zusammenhang mit der Frage der Festigkeit der Werkstoffe stehen.

Es ist bekannt, daß man durch Wärmebehandlung und durch Legieren der Stähle in hohem Maße auf die Festigkeitseigenschaften (ZerreiBfestigkeit, Streckgrenze, Dehnung, Kerbzähigkeit) einwirken kann.

In Abb. 23 sind ZerreiBfestigkeit und Streckgrenze in Abhängigkeit von Dehnung für eine große Zahl von gelieferten Stählen aufgetragen. Wir finden Festigkeiten von 70 bis 150 kg/mm² und sehen ein klares Absinken der Dehnung mit zunehmender ZerreiBfestigkeit. Bei 60 kg/mm² Festigkeit kann man Dehnungen von 25% leicht erreichen, während es bei hohen Festigkeiten von 140 bis 150 kg/mm² dem Werkstoffachmann erhebliche Schwierigkeiten macht, Dehnungen von 10% oder mehr zu erreichen. Auch die Kerbzähigkeit sinkt mit der Festigkeit ab. Sie beträgt bei 150 kg/mm² Festigkeit nur noch 7 bis 10 mkg. Die Streckgrenze zeigt in Abhängigkeit von der Dehnung einen ähnlichen Verlauf, wie die ZerreiBfestigkeit. Bei den Stählen hoher Festigkeit liegt die Streckgrenze außerordentlich hoch, etwa 130 bis 140 kg/mm² bei 150 kg/mm² Festigkeit.

Bei unseren mit hoher Drehzahl umlaufenden hochbeanspruchten Maschinenteilen müssen wir unbedingt auf eine gute Dehnung achten. Sie gibt Gewähr dafür, daß innere Spannungen oder Spannungsverschiedenheiten sich ausgleichen. Weiterhin müssen wir eine gute Kerbzähigkeit anstreben. Sie gibt Gewähr dafür, daß der Werkstoff unter der hohen Belastung bei Auftreten eines plötzlichen Stoßes nicht spröde wie Glas auseinanderfliegt und verheerende Zerstörungen anrichtet.

Beide Forderungen: gute Dehnung und gute Kerbzähigkeit setzen der Steigerung der Festigkeit nach dem Verlauf des Schaubildes, Abb. 23, eine Grenze. Es kommt noch ein weiterer Punkt hinzu: die Bearbeitbarkeit. Je höher die Festigkeit, um so schwerer sind die Werkstoffe bearbeitbar. Die Grenze liegt etwa bei 150 kg/mm². Und da dem Konstrukteur sicher nicht gedient ist, wenn die Werkstatt zum Zweck der Bearbeitung die Werkstoffe ausglüht und dadurch die Werkstoffeigenschaften verdirbt, während sich der

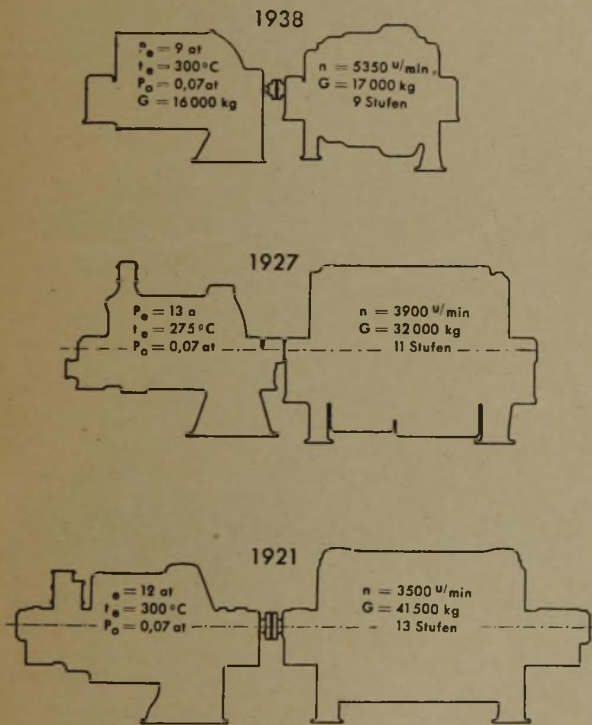


Abb. 21: Turbo-Verdichter-Anlagen gleicher Ansaugleistung (25 000 m³/h) und gleicher Verdichtung. Zeitliche Entwicklung

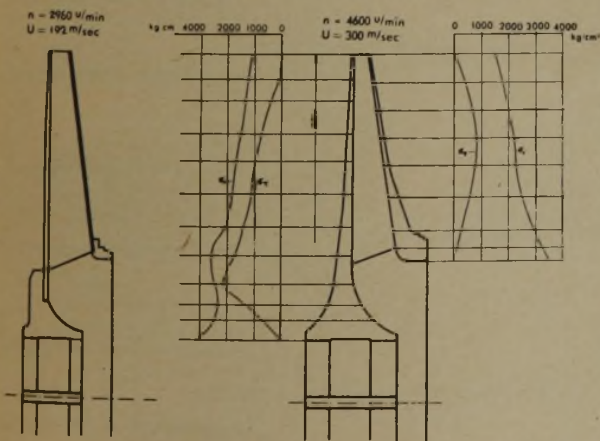


Abb. 22: Laufräder für Turbokompressoren bei verschiedener Drehzahl (es muß in obigem Bild richtig heißen: kg/cm² 3000, 2000, 1000, 0)

Konstrukteur mit seinen hohen vorgeschriebenen Festigkeiten in Sicherheit wiegt, ist es auch mit Rücksicht auf die vorerwähnten Punkte (Dehnung und Kerbzähigkeit) erforderlich, die höchstvorzuziehenden Festigkeiten mit etwa 140 bis 150 kg/mm² zu begrenzen. Meist wird man diese jedoch gar nicht benötigen und bei hoch beanspruchten Teilen auch schon mit 90 oder 100 oder 110 kg/mm² Festigkeit auskommen.

3. Dynamische Probleme: Auswuchten

Da die Turbomaschine nur gleichförmig umlaufende Massen besitzt, treten an sich freie Massenkräfte, die das Triebwerk und das Fundament beanspruchen, nicht auf. Hingegen können schon kleine, unbeabsichtigte Unbalancen (hervorgerufen durch kleine Ungenauigkeiten in der Bearbeitung und durch Ungleichmäßigkeiten im Werkstoff) bei hohen Drehzahlen den Lauf einer Maschine außerordentlich unangenehm beeinflussen. Die Unbalance führt zu unruhigem Lauf der Maschine und in kürzester Zeit zu Zerstörungen von Lagern, Dichtungen, Kupplungen usw.

Es ist daher unbedingt nötig, die Läufer raschlaufender Maschinen sorgfältigst auszuwuchten, d. h. die Unbalancen zu beseitigen. Dies kann auf statische Weise durch Auspendeln über zwei Linealen erfolgen oder auf dynamische Weise.

Das statische Ausbalancieren ist nicht exakt. Es verbleibt ein Fehler, der beim Umlauf ein Kräftepaar auf die Welle ausübt. Das statische Ausbalancieren kann jedoch mit Erfolg angewandt werden beim schrittweisen Aufbringen und Auswuchten von einer Reihe von Scheiben (Turbinenscheiben, Verdichterrädern) auf einer Welle.

Das dynamische Ausbalancieren beruht auf der Auswirkung der freien durch die Unbalance hervorgerufenen Massenkräfte auf ein pendelnd angeordnetes Lager und auf Beseitigung der Unbalance und ihrer Auswirkung durch Gegengewichte.

Schließlich ist auch im Turbobau mit dem Auftreten von Schwingungen zu rechnen, und zwar vornehmlich mit Biegungsschwingungen der Wellen und Läufer. Denn auch hier sind die Wellen elastische Gebilde, die mit Massen besetzt sind. Es sind außerdem durch kleine Unbalancen periodische Erregungen vorhanden, die das Schwingungssystem zu Schwingungen anregen können, wenn die Frequenz der Erregung, die hier identisch ist mit der Maschinenfrequenz, mit einer der Eigenschwingungszahlen des elastischen Schwingungssystems zusammenfällt. Meist fällt es nicht schwer, von vornherein die Eigenschwingungszahl so zu legen, daß sie nicht ins Drehzahl-Arbeitsbereich der Maschine fällt. Hingegen legt man meist im Dampfturbinen- und Turboverdichterbau die Betriebsdrehzahl über die erste Eigenschwingungszahl, während man von der zweiten Eigenschwingungszahl genügend weit entfernt bleibt.

Man legt daher die Betriebsdrehzahl in ein bestimmtes Verhältnis zur Eigenschwingungs- und kritischen Drehzahl. Und es bestimmt daher die kritische Drehzahl und die Betriebsdrehzahl die äußere Form der Welle.

Die raschlaufende Welle der Abb. 24 ($n = 5000$) muß trotz kleinerer Stützweite und trotz geringerer Belastung einen wesentlich größeren Wellendurchmesser erhalten als die langsamlaufende Welle ($n = 3000$) nur mit Rücksicht auf die kritische Drehzahl.

4. Ausführungsbeispiele schnelllaufender Turbomaschinen

Soweit es sich um elektrische Antriebe handelt, war im Dampfturbinenbau die Entwicklung zum

Schnelllauf hauptsächlich bedingt durch die Festigkeit des Generatorläufers. Ältere Großturbosätze haben Drehzahlen von 1000 und 1500 U/min. Mit der Entwicklung der Schmiedetechnik ging man allmählich auf immer größere Leistungen bei $n = 3000$ U/min über.

Abb. 25 zeigt den Schnitt durch eine moderne dreitausendtourige Turbine für 60 000 kW. Die Turbine ist als dreigehäusige Maschine ausgebildet mit vierflutigem Niederdruckteil. Der Vorteil des Übergangs von 1500 auf 3000 U/min ist in Abb. 26 dargestellt. Den geringsten Raumbedarf, den niedrigsten Preis und den besten Wirkungsgrad besitzt die zweigehäusige, dreitausendtourige Turbine.

Turbinen kleinerer Leistung verlangen zwecks Erzielung eines guten Wirkungsgrades höhere Drehzahlen als 3000 U/min. Deshalb baut man diese Turbinen für Generatorantriebe als Getriebeturbinen (Abb. 27). Hier arbeitet eine zweigehäusige Turbine mit zwei zueinander parallelen Wellen mit je $n = 5000$

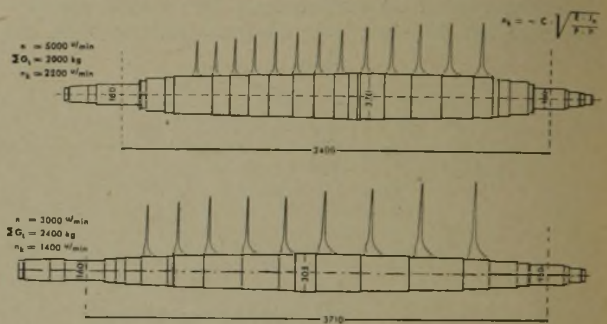


Abb. 24: Wellen von Turboverdichtern

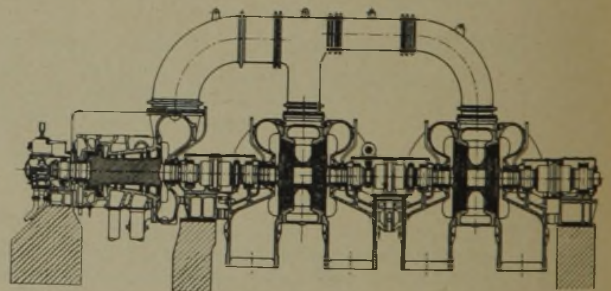


Abb. 25: 60 000-KW-Turbine, dreigehäusig, 4flutiger Niederdruckteil, $n = 3000$ U/min.

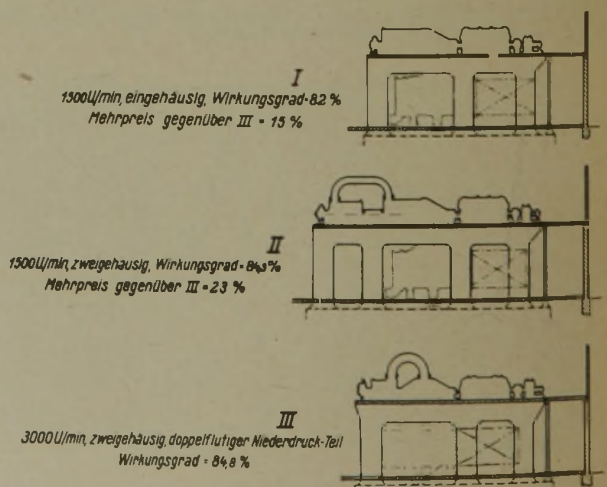


Abb. 26: Kondensationsturboasätze 50 000 kW in verschiedenen Ausführungsformen

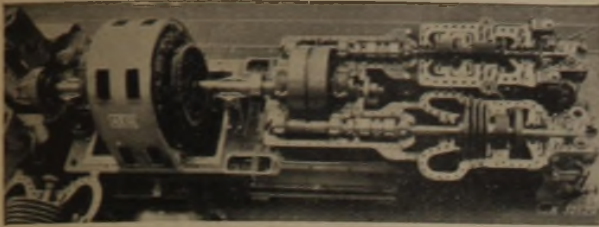


Abb. 27: Zweigehäusige Getriebeturbine $n = 5000/1000$ U/min

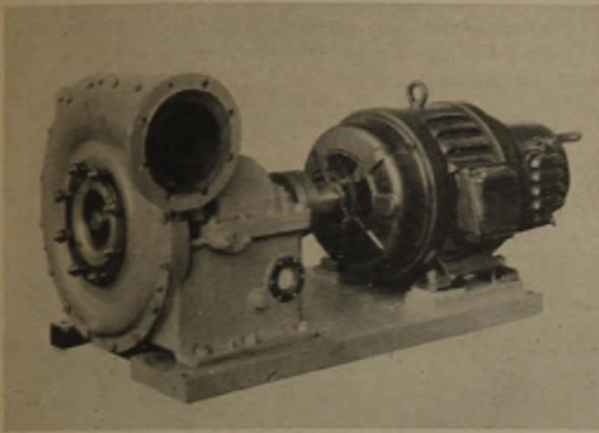


Abb. 28: Einstufiges Spiralgebläse hoher Drehzahl für hohe Pressungen

über das Getriebe auf den Generator, dessen Drehzahl 1000 U/min beträgt.

Im Turbogebälsebau bietet bei kleineren Leistungen bei elektromotorischem Antrieb die Zwischenschaltung von Getrieben die Möglichkeit, mit einem Laufrad bei bestem Wirkungsgrad beachtliche Pressungen zu erzielen. Abb. 28 zeigt eine Bauart, bei der das Gebläselaufrad fliegend auf der schnelllaufenden Getriebewelle angeordnet ist. Derartige Gebläse sind bis zu Drehzahlen von 20 000 U/min, Ansaugleistungen von 600 m³/h bis zu 40 000 m³/h und Pressungen bis zu 8 m WS. und in Einzelfällen bis 10 m WS. gebaut worden. In Abb. 29 ist ein ähnliches Gebläse zur Verdichtung von Gas dargestellt. Die Anwendung von Stopfbuchsen zur Abdichtung führte auf doppelseitige Lagerung des Gebläseläufers. Nur für große Gebläseleistungen ist der direkte Motorantrieb ohne Zwischenschaltung von Getrieben zweckmäßig.

Bei Dampfturbinenantrieb ist es möglich, die Drehzahl der Gebläsedrehzahl jeweils anzupassen.

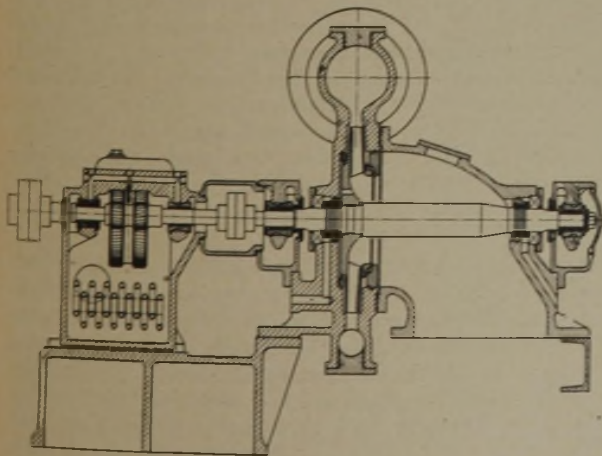


Abb. 29: Einstufiges Gasgebläse hoher Drehzahl für hohe Pressungen

Das gleiche gilt auch für Turbokompressorenanlagen. Für eine Verdichterleistung von maximal 30 000 m³/h bei siebenfacher Verdichtung von Luft wurde eine Drehzahl von 5700 U/min gewählt (Abb. 30) für eine Verdichtung von maximal 110 000 m³/h, bei zehnfacher Verdichtung von Luft eine Drehzahl von 3700 U/min (Abb. 31). In beiden Fällen genügte bei den hohen Drehzahlen neun Stufen, um die Pressung zu erzielen. Direkter Antrieb durch Elektromotor wurde für Leistungen von 80 000 m³/h bei zehnfacher Verdichtung von Luft bei 3000 U/min vorgesehen. In diesem Fall waren zehn Stufen erforderlich, um die Pressung zu erreichen (Abb. 32).

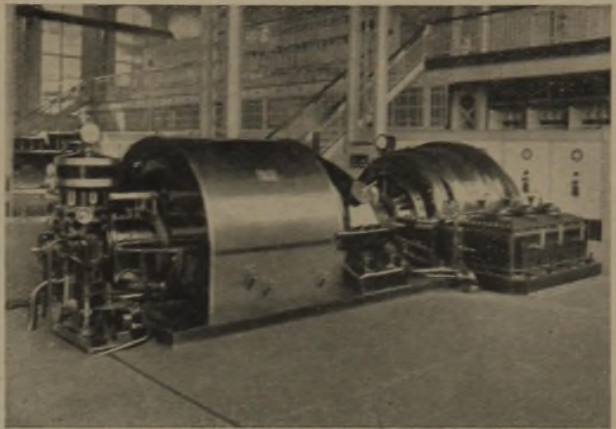


Abb. 30: Turboverdichteranlage für 30 000 m³/h Luft

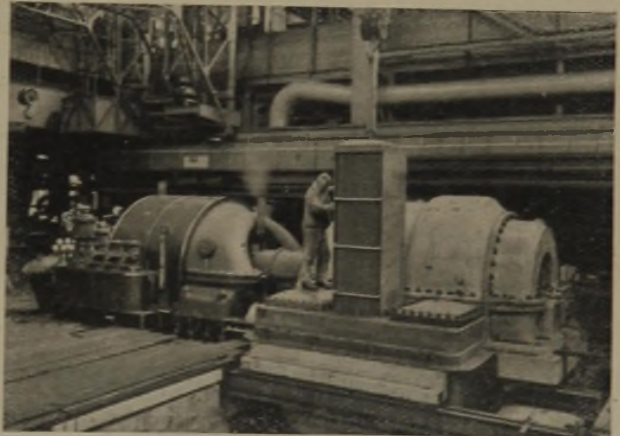


Abb. 31: Turboverdichteranlage für 110 000 m³/h Luft

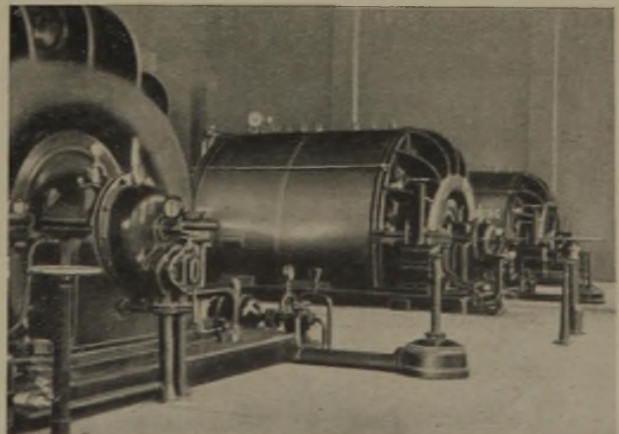


Abb. 32: Turboverdichteranlage, bestehend aus 4 Maschinen von je 80 000 m³/h Ansaugleistung, 10fache Verdichtung

Schluss

Wir stehen heute im Maschinenbau in einer unaufhaltsamen Entwicklung der Drehzahlsteigerung. Diese Entwicklung geht besonders stürmisch voran auf dem Gebiet des nichtstationären Maschinenbaues der Fahrzeugmaschinen, der Schiffsmaschinen und der Flugmaschinen, wo es besonders auf niedriges Maschinengewicht und auf niedrigen Platz- und Raumbedarf ankommt, und befruchtet natürlich auch die anderen Gebiete des stationären Maschinenbaues.

Grenzen sind der Entwicklung jeweils gesetzt durch die zur Verfügung stehenden Werkstoffe und durch die jeweiligen Erkenntnisse der Wissenschaft und der Praxis über die tatsächlich auftretenden Beanspruchun-

gen. Durch Veredlung und Verbesserung der bisher bekannten Werkstoffe oder durch Schaffung neuer, besonders geeigneter Werkstoffe sind dem Konstrukteur jeweils auch neue Hilfsmittel an die Hand gegeben. Und je genauer es außerdem möglich ist, die tatsächlichen Vorgänge richtig zu erkennen und die auftretenden Beanspruchungen richtig zu erfassen, um so eher wird es möglich sein, die als zulässig erachteten Beanspruchungen zu erhöhen bzw. die rechnerischen Sicherheitsfaktoren gegenüber Bruch herabzusetzen. Die der Drehzahlsteigerung gesetzten Grenzen sind daher zeitbedingt und hängen lediglich davon ab, inwieweit es uns gelingt, der Natur, mit der wir Ingenieure einen steten Kampf führen, ihre Geheimnisse abzuringen.

Neuerungen im Dampfturbinenbau*) Von Professor Dr.-Ing. E. Sörensen, Augsburg

1. Dampfdruck und -temperatur

Die Entwicklung der Dampfkraftanlagen hat gezeigt, daß der in den Kraftwerken verwendete Dampfdruck und die zugehörige Dampftemperatur meistens für einen längeren Zeitraum konstant bleiben. Dann setzt ziemlich unvermittelt eine rasche Steigerung dieser Zustandsgrößen des Dampfes ein, so daß die bei Neuanlagen verwendeten Dampfdrücke und -temperaturen in wenigen Jahren um erhebliche Beträge ansteigen. Der letzte derartige Sprung vollzog sich in den Jahren 1933 bis 1936. Die letzten Jahre haben dagegen auf diesem Gebiet keine weiteren Fortschritte gebracht.

Der Dampfdruck schwankt heute je nach Größe und Eigenart der Anlage im allgemeinen von 60 bis 120 at, während die Dampftemperatur nur selten 500° C erreicht oder gar überschreitet. Dieser Zustand besteht jetzt schon einige Jahre. Verwendet man Dampftemperaturen von annähernd 500°, dann kann man selbst bei den höchsten Drücken im allgemeinen die Zwischenüberhitzung vermeiden, die trotz der mancherlei Vorteile, die sie bietet, bis heute nur recht selten angewandt worden ist. Das hängt damit zusammen, daß die Zwischenüberhitzung immer eine erhebliche Verwicklung der gesamten Anlage mit sich bringt, unabhängig davon, ob die Zwischenüberhitzung durch Heißdampf oder durch Rauchgase erzielt wird.

Die Dampftemperatur wird im allgemeinen bei Kondensationsanlagen so festgelegt, daß in der letzten Stufe die Dampfnässe nicht größer als 10 bis

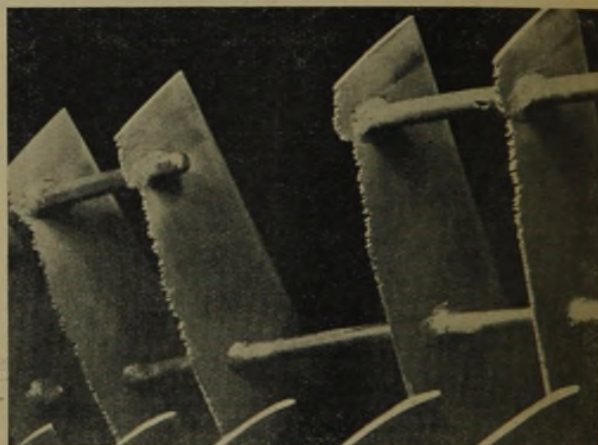


Abb. 2: Auswaschungen an Dampfturbinenschaufeln durch Dampfnässe (Archiv Lehrstuhl für Strömungslehre an der TH Dresden)

12% ist. Bei dieser Nässe sind die unvermeidlichen Anfressungen (Erosionen) der Laufschaufeln noch tragbar. Die Abb. 1 und 2 zeigen die Laufschaufeln der letzten Stufe von Dampfturbinen, bei denen die Eintrittskanten in sehr starkem Maße durch die Dampfnässe weggefressen worden sind.

Es ist selbstverständlich, daß der Wirkungsgrad derartig zugerichteter Schaufeln wesentlich zurückgehen muß. Aus diesem Grund hat man sich um Mittel bemüht, einer so starken Auswaschung vorzubeugen. Das sicherste Mittel in dieser Hinsicht ist die Herabsetzung der Dampfnässe in den letzten Stufen. Will man die genannte Dampfnässe auch bei sehr hohem Anfangsdruck nicht überschreiten, muß man die Dampftemperatur am Einlaß in die Turbine entsprechend hoch wählen. Dann entstehen hier wieder nicht unerhebliche Schwierigkeiten, weil die zulässigen Spannungen in den Baustoffen bei stark ansteigender Temperatur sehr schnell abfallen. Es tritt an den Baustoffen vor allem ein Vorgang auf, der als Kriechen bezeichnet wird (Abb. 3).

Belastet man einen beliebigen Stahl bei hoher Temperatur plötzlich mit irgendeiner an sich zulässigen Beanspruchung, dann dehnt sich der Stahl entsprechend dem Hookeschen Gesetz um einen bestimmten Betrag, der durch den Elastizitätsmodul vorgeschrieben ist. Die Dehnung wächst aber langsam weiter, wie Abb. 3 zeigt, und kann unter Umständen nach 1000 oder mehr Betriebsstunden zum Bruch des Stahles führen. Es genügt also nicht, nur die Belastung

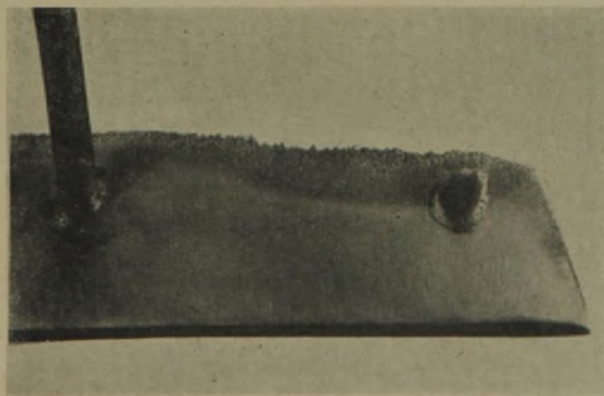


Abb. 1: Auswaschungen an Dampfturbinenschaufeln durch Dampfnässe

*) Vortrag, gehalten im Haus der Technik, Außenstelle Mülheim (Ruhr), am 28. Februar 1939.

festzustellen, bei der ein Stahl bei irgendeiner gegebenen Temperatur sofort bricht. Man muß Dauerstandsversuche machen, die sehr langwierig und teuer sind. Aber gerade die Dauerstandsfestigkeit der

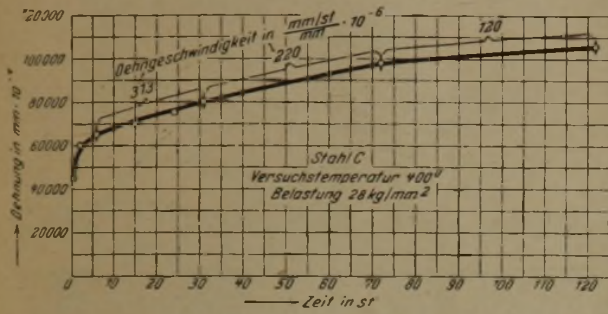


Abb. 3: Dehnungs-Zeit-Schaulinie von Stahl C (0,11% C) bei 400° (Mitteilungen des KWI I. Eisenforschung, Düsseldorf 1927, Bd. 9, S. 45)

Turbinenbaustoffe spielt heute wohl die entscheidende Rolle. Es ist in den vergangenen 20 Jahren gelungen, Baustoffe zu finden, deren Dauerstandsfestigkeit weit höher liegt als die des gewöhnlichen Kohlenstoffstahles. Man erreicht diese Steigerung der Festigkeit durch Zusatz von Nickel, Chrom und Molybdän. Derartig legierte Stähle haben sich in den letzten Jahren sehr gut bewährt, neigen aber zu gewissen Alterungserscheinungen, durch die ihre Sprödigkeit in gefährlicher Weise wachsen kann. Man ist jetzt darum bemüht, die Alterungsbeständigkeit der legierten Stähle zu erhöhen und gleichzeitig das für uns sehr schwer erhältliche Nickel als Legierungsbestandteil einzusparen oder wenigstens seine Zusatzmenge möglichst weit herabzusetzen.

Der Dampfdruck macht an sich keine wesentlichen konstruktiven Schwierigkeiten, nachdem man es gelernt hat, Flanschverbindungen und Absperrorgane herzustellen, die auch bei sehr hohen Drücken sicher dicht halten. Man könnte also den Dampfdruck noch erheblich weiter heraufsetzen. Das lohnt sich aber nur dann, wenn auch die Dampfmenge sehr hoch ist. Turbinen mit kleinen Dampfmenge haben bei hohem Dampfdruck einen so niedrigen Wirkungsgrad, daß sich die Steigerung des Dampfdruckes hier nicht lohnt.

2. Bauformen

Es dürfte in der Technik nur selten vorkommen, daß sich verschiedene Bauformen einer Maschinenart jahrelang nebeneinander halten, ohne daß aus technischen Erwägungen heraus eine endgültige Entscheidung zugunsten der einen oder anderen Bauart gefällt werden könnte. Im Dampfturbinenbau haben wir diesen Fall in dem Nebeneinander der Gleichdruck- und der Überdruckturbine. Bis heute wird jede der beiden Bauarten von anerkannten Firmen mit gutem Erfolg gebaut. Gleichzeitig haben wir jetzt im Dampfturbinenbau auch bereits seit einer Reihe von Jahren das Nebeneinander der Axial- und Radialturbinen. Auch hier ist eine Entscheidung zugunsten von einer der beiden Bauarten nicht gefallen. Das hängt damit zusammen, daß die Vor- und Nachteile der verschie-

den Bauarten sich ungefähr gegenseitig aufheben. Vergleichen wir die Gleichdruck- mit der Überdruckturbine, so müssen wir z. B. feststellen, daß die hydraulischen Verluste bei der zweiten Bauart merklich niedriger sind als bei der ersten. Die Überdruckschaufel ist der Gleichdruckschaufel strömungstechnisch überlegen. Die Überdruckschaufel hat aber in den unvermeidlichen Spalten eine Verlustquelle, die bei der Gleichdruckschaufel nur in ganz untergeordneter Weise auftritt. Praktisch ist es so, daß der bessere hydraulische Wirkungsgrad der Überdruckturbine durch die Spaltverluste wieder ausgeglichen wird. Ganz ähnlich liegen die Verhältnisse, wenn wir die axiale und die radiale Bauart miteinander vergleichen. Radialturbinen werden heute ausschließlich als Überdruckturbinen gebaut. Versuche mit radialen Gleichdruckturbinen haben, abgesehen von einigen Kleinturbinen, zu keinem Erfolg geführt. Der hydraulische Wirkungsgrad der radial durchströmten Schaufel liegt höher als bei der axial durchströmten Schaufel. Die Radialturbinen haben aber besonders große Spaltverluste, und diese gleichen den strömungstechnischen Vorsprung wieder aus. Die Anwendungsmöglichkeit der Radialturbine wird in erster Linie mit durch die sogenannte innere Dichtigkeit der Turbine bestimmt.

Der hier durchgeführte Vergleich zwischen den verschiedenen Turbinenbauarten kennzeichnet aber nur eine Seite der Frage. Man kann noch verschiedene andere gleich wichtige Punkte anführen, die für die eine oder andere Bauart von Vorteil sind. Ich nenne hier nur die Frage nach der Turbinengröße, der Betriebsbereitschaft, der Betriebssicherheit, dem Bauaufwand und der erforderlichen Werkstattgenauigkeit. Wenn man alle die genannten Punkte sorgfältig abwägt, wird man zu der Annahme geführt, daß alle genannten Turbinenbauarten ihren Platz nebeneinander behalten werden. Es ist nur anzunehmen, daß die einzelnen Bauarten sich noch mehr als bisher in bestimmten Anwendungsgebieten durchsetzen werden. So ergibt z. B. eine nähere Betrachtung, daß die Einfachradialturbine mit feststehendem Leitapparat in ihrer Anwendung auf das Gebiet der kleinen Dampfolumen beschränkt ist, aber gerade hier besondere Aussichten auf gute Wirkungsgrade hat. Dagegen

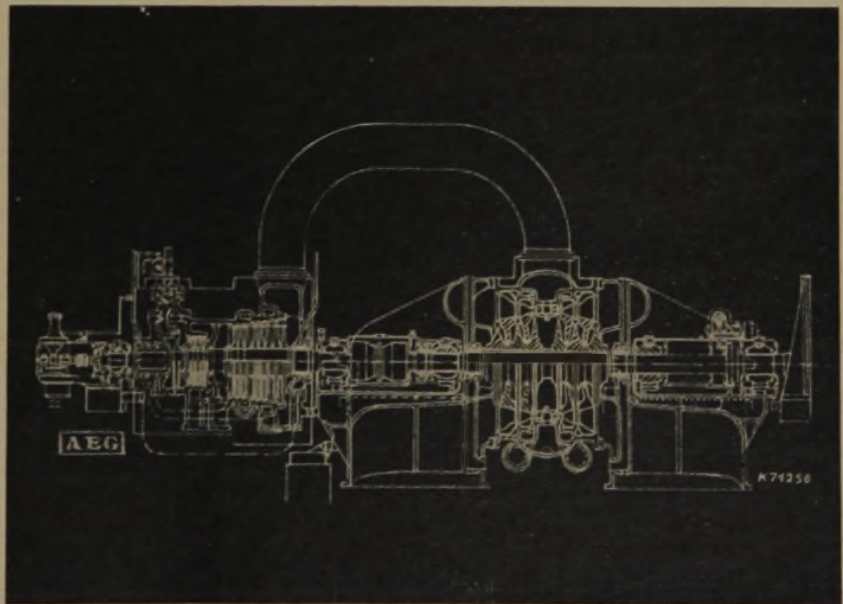


Abb. 4: Zweigehäusige Kondensationsturbine, N = 50 000 kW; n = 3000 U/min (Werkfoto AEG)

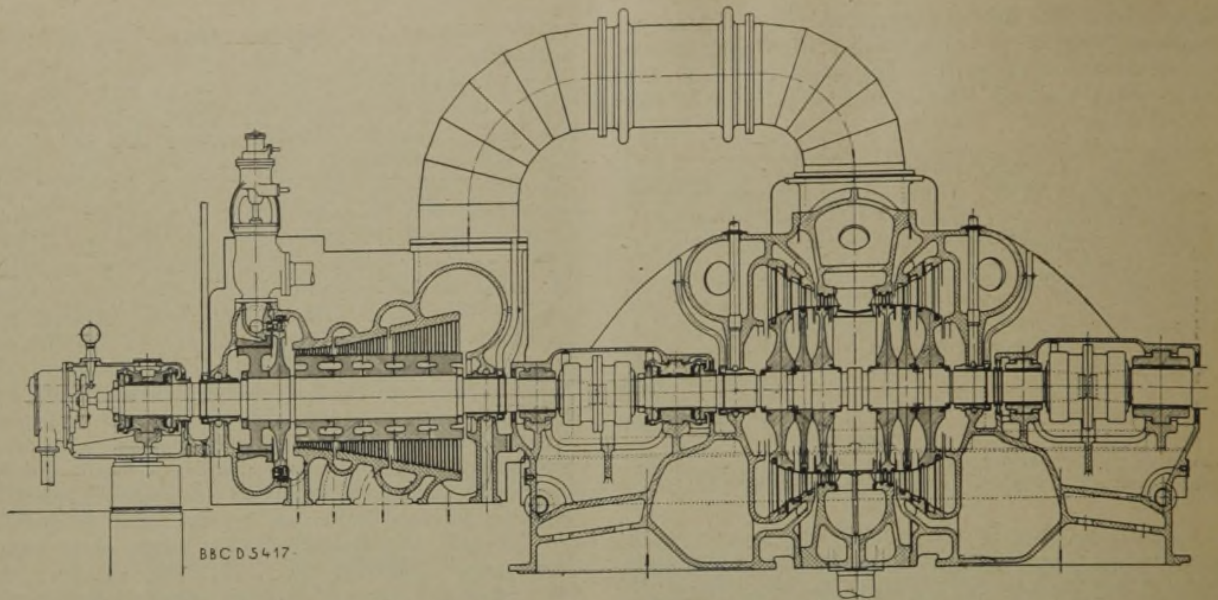


Abb. 5: Schnitt durch eine zweiflutige Zweigehäusedampfturbine für Leistungen bis 60 000 kW bei 3000 U/min. (Werkfoto BBC)

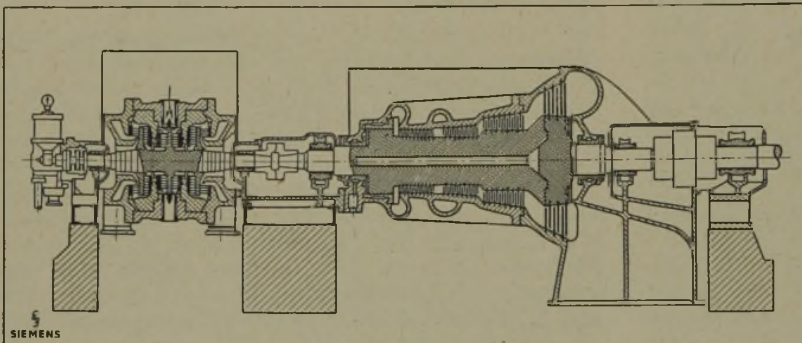


Abb. 6: Doppel-Radial-Axial-Turbine (Werkfoto SSW)

Regelstufe. Die dann folgenden Stufen sind bei der ersten Turbine als Scheiben und bei der zweiten Turbine als Trommelstufen ausgeführt. In der Form und Größe der Niederdruckschaufeln ist fast kein Unterschied festzustellen, weil es sich hier um Turbinen mit sehr großem Dampfvolument im Niederdruckteil handelt. Bei derartigen Turbinen müssen alle Mittel angewandt werden, um die Beschauflung für die großen Dampfvolumente brauchbar zu machen. Die dabei entstehenden

wird die Überdruckbeschauflung nur in dem Bereich der größeren Dampfvolumente, d. h. vor allem in den Mittel- und Niederdruckteilen der Turbinen verwendet. Die Abbildungen 4 bis 8 zeigen eine Turbine hoher Leistung mit den verschiedenen, heute möglichen Ausführungsformen.

Diese fünf Abbildungen zeigen die grundverschiedenen Ausführungsmöglichkeiten von Turbinen gleicher Leistung. Die beiden ersten Ausführungsformen (axiale zweigehäusige Dampfturbinen) sind sich außerordentlich ähnlich in der äußeren Form. Die erste Turbine ist in Gleichdruckbauart, die zweite in Überdruckbauart ausgeführt. Man sieht den Unterschied dieser Beschauflung aber nur im Hochdruckteil. Beide Turbinen haben hier ein zweikrängiges Curtisrad als

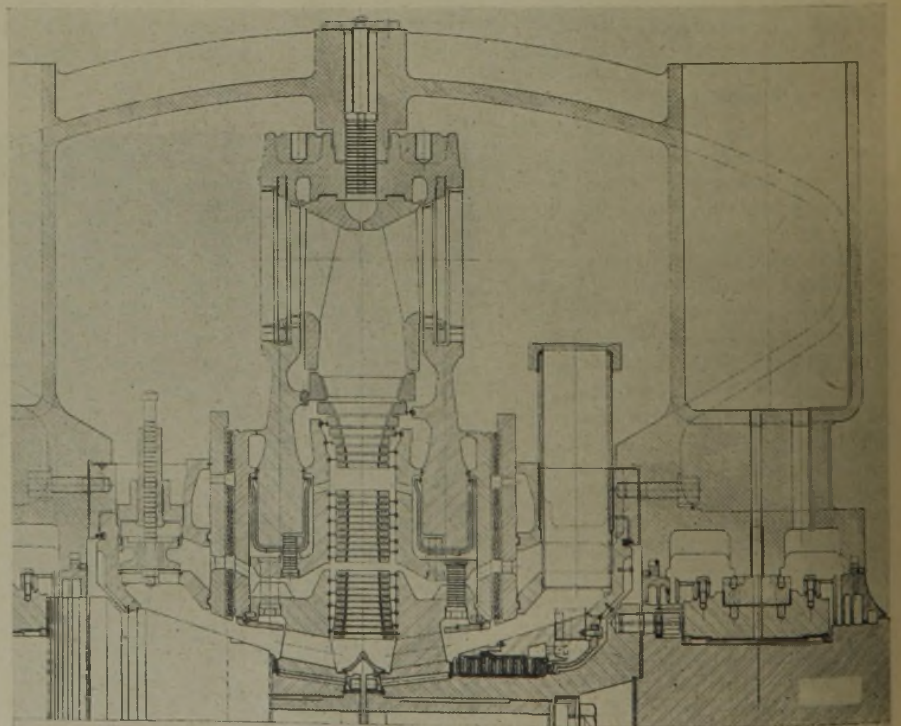


Abb. 7: Stufenplan 40/53 000-kW-Turbine, $n = 1500$ (Werkfoto Ilunion)

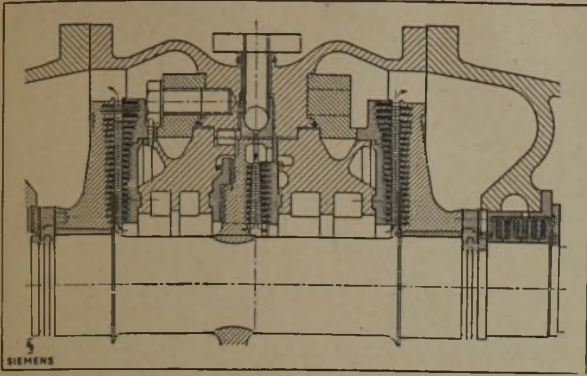


Abb. 8: Radialturbine für großen Dampfdurchsatz (Werkfoto SSW)

Schaufelformen nähern sich dann wieder stark einander.

Die Ljungström-Turbine gleicher Leistung stellt die größte Ausführung dar, die bisher mit derartigen Turbinen gebaut wurde. Sie hat allerdings im Gegensatz zu den anderen Maschinen nur 1500 U/min, fällt also mit ihrer Drehzahl aus dem Rahmen heraus.

Die Einfachradialturbine von SSW kann nur Anwendung finden zur Verarbeitung des Dampfes im Hochdruckteil. Der Niederdruckteil einer derartigen Turbine muß als Axialmaschine ausgeführt werden.

Abb. 9 zeigt eine Entwicklung der letzten Zeit, die recht interessant ist. Es handelt sich hier um eine einflutige Dampfturbine mit der größten Leistung, bei der diese Bauart noch ausgeführt werden kann. Das gesamte ungeheuer große Dampf-volumen der letzten Stufe wird in einem Laufkranz verarbeitet. Diese Stufe stellt einen Grenzwert dar für das, was heute erreichbar ist. Die Laufscheibe und Beschauflung ist in Abb. 10 dargestellt. Hier ist man mit der Beanspruchung und den Querschnittsverhältnissen bis an die zulässige Grenze herangegangen. Die Umfangsgeschwindigkeit an der Spitze der Schaufel beträgt annähernd 400 m/sec bei normaler Drehzahl. Mit dieser Umfangsgeschwindigkeit hat man wieder die Werte erreicht, die der Schwede de Laval in der Anfangszeit des Dampfturbinenbaues für seine kleine einstufige Turbine angewandt hat. In den langen Jahren der Zwischenzeit hat man derartige Umfangsgeschwindigkeiten dann nicht mehr ausgeführt,

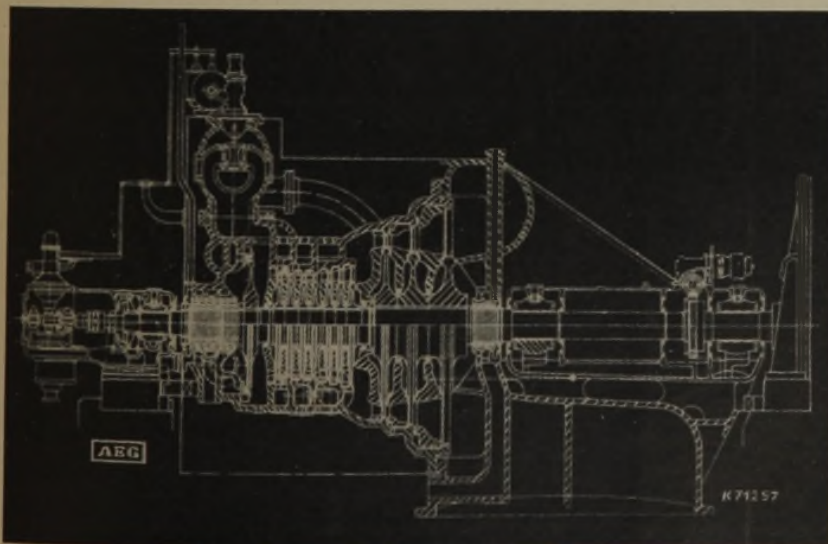


Abb. 9: Kondensationsturbine, N = 40 000 kW, n = 3000 U/min

da die Turbinenentwicklung völlig andere Wege ging.

Bei den Radialturbinen wird eine sehr wesentliche Grenze für die Anwendung dadurch gezogen, daß die Umfangsgeschwindigkeit dieser Turbinen mit höchstens 180 m/sec ziemlich genau halb so groß ist wie bei einer axial durchströmten Turbine. Deshalb können die Radialturbinen bei gleicher Drehzahl wie die Axialmaschinen nur einen halb so großen Durchmesser haben. In der Ljungström-Turbine wird allerdings dieser Nachteil weitgehend dadurch ausgeglichen, daß die Beschauflung von zwei Läufern sich gegenläufig bewegt. Abb. 11 zeigt eine Ljungström-Turbine der MAN für größere Leistungen. Diese Maschinenbauart hat heute ein großes Anwendungsgebiet gefunden. Da man die Umfangsgeschwindigkeit der radialen Stufen nicht beliebig steigern kann, ist man gezwungen, dem Radialteil eine oder einige Axialstufen nachzuschalten. Das wird aber nur bei Kondensationsmaschinen erforderlich.

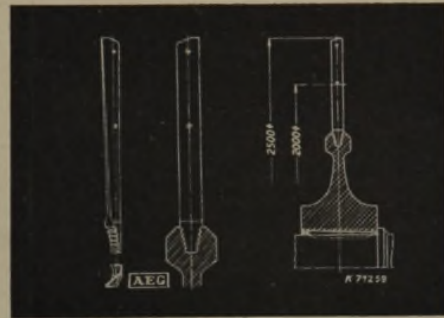


Abb. 10: Laufschaufel und Radscheibe der Endstufe einer Kondensationsturbine 45 000 kW, 3000 U/min. (Werkfoto AEG)

3. Gestaltungsfragen

Die Gestaltung der Dampfturbinen wird augenblicklich vor allem durch zwei Probleme bestimmt, nämlich durch die Frage nach der Wärmedehnung und nach der inneren Dichtigkeit der Maschine. Damit die Turbine betriebssicher arbeiten kann, müssen sämtliche Teile derselben frei dehnbar sein, soweit sie verschiedenen oder wechselnden Temperaturen ausgesetzt sind. Das Problem, das sich hier bietet, besteht darin, daß man die Dehnbarkeit der Turbinenteile sicherstellt und dabei für vollkommene Dichtigkeit an den Stellen sorgen muß, wo sonst Dampfverluste auftreten können. Grundsätzlich weiß man schon lange, auf welche Weise man diese beiden Forderungen vereinigen kann. Heute wird z. B. an allen in dieser Hinsicht schwierigen Stellen eine Zentrierung von zwei Maschinenteilen gegeneinander nicht auf Kreisen, sondern auf radialen Flächen durchgeführt. Der wärmere Körper kann sich auf diesen radialen Flächen gegenüber dem kälteren beliebig dehnen, ohne daß ein Abheben von diesen Flächen und damit ein Klaffen der Teile gegeneinander auftritt. Abb. 12 zeigt die Durchführung dieses Grundgedankens bei der Befestigung von Laufscheiben einer Gleichdruckturbine auf der Welle. Scheibe und Welle werden durch eine größere Zahl von radialen Bolzen miteinander ver-

(Werkfoto AEG)

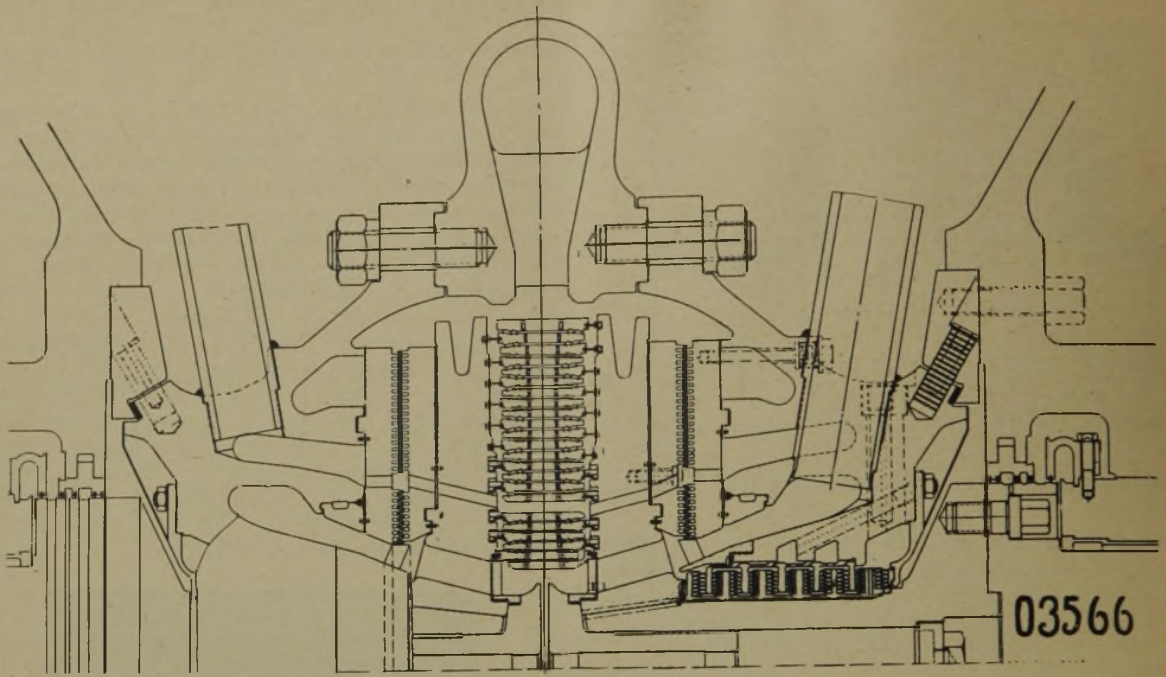


Abb. 11: Gegenlaufturbine 21 000 kW, 111 ata, 450° C, 14 ata (Werkfoto MAN)

bunden. Wenn die Scheibe etwa beim Anfahren so stark von außen her erwärmt wird, daß sie sich von ihrem Sitz auf der Welle löst, dann wird durch die gut eingepaßten radialen Bolzen ein Lockerwerden der Scheibe verhindert. Die sonst übliche alleinige Zentrierung der Scheibe in der Nabenbohrung würde in diesem Falle völlig versagen.

Abb. 13 zeigt die Verbindung eines Läufersteiles mit der Welle einer Turbine durch Schweißen. Bei einseitiger Erwärmung dieser beiden Teile, vor allem

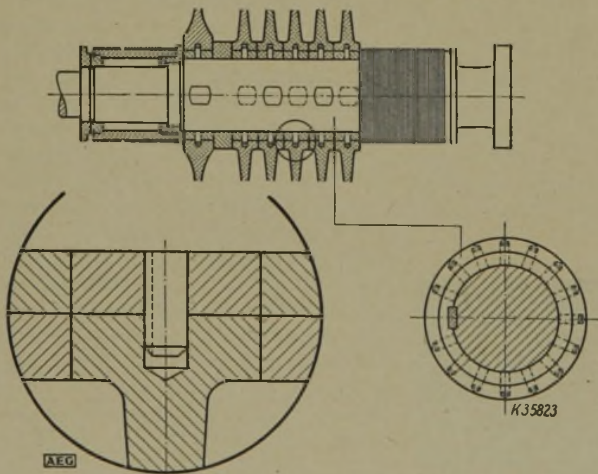


Abb. 12: Befestigung von Radscheiben durch radiale Bolzen (Werkfoto AEG)

beim Schweißen selbst, würde die Schweißnaht infolge der verschiedenen Wärmedehnungen sofort reißen. Man erreicht eine Nachgiebigkeit der Verbindungsstelle durch die sehr starken Eindrehungen in Läufer und Welle in der Nähe der Schweißnaht. Dadurch werden hier so große elastische Längen eingeschaltet, daß geringe Unterschiede in der Wärmedehnung elastisch aufgenommen werden können.

Nicht nur die Dehnungsmöglichkeit aller Einzelteile der Turbine gegeneinander muß ermöglicht werden, sondern auch die freie Dehnbarkeit der ganzen Tur-

binengehäuse muß sichergestellt werden. Hier tritt dadurch eine Schwierigkeit auf, daß sich das Turbinengehäuse bei stärkerer Erwärmung derart gegenüber dem Gehäuse des stark gekuppelten Stromerzeugers verschieben kann, daß die ursprünglich genau in Achsenrichtung liegenden Lager des Maschinensatzes hinterher nicht mehr in einer Geraden liegen. Dadurch wird entweder der Läufer verbogen und die Lager erhalten teilweise unzulässig hohe Belastungen, oder der Läufer wird aus seiner Mittellage verschoben und die Stopfbuchsen können zum Streifen kommen. Man hat diese Schwierigkeit dadurch überwunden, daß man das Gehäuse genau in seiner Mittelebene lagert. Diese Lagerung wird in Abb. 14 für ein Hochdruckturbinengehäuse gezeigt. Die vier Turbinenfüße an den beiden Gehäuseenden werden so hoch gezogen, daß sie den Grundrahmen der Maschine genau in der Höhe der Maschinenachse berühren.

Es muß aber bei dieser Konstruktion auf eine Tatsache hingewiesen werden, die die Erreichung des angestrebten Zieles unmöglich machen kann. Sobald nämlich der Maschinenrahmen oder das Fundament selbst sehr warm wird, dehnen sich diese Teile an und heben den darauf ruhenden Teil des Maschinensatzes an. Dann entstehen die im vorigen Absatz genannten Schwierigkeiten trotz der in die Mittelebene hochgezogenen Füße. Hier kann man sich nur helfen durch eine Kühlung des Maschinenrahmens bzw. Fundamentes. Derartige Kühlung ist bereits bei Kreiselpumpen für hohe Wassertemperatur durchgeführt worden.

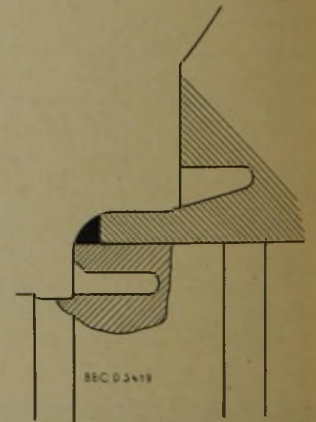


Abb. 13: Verbindung der aufgesetzten Teile des Läufers mit der Welle durch Schweißen (Werkfoto BBC)

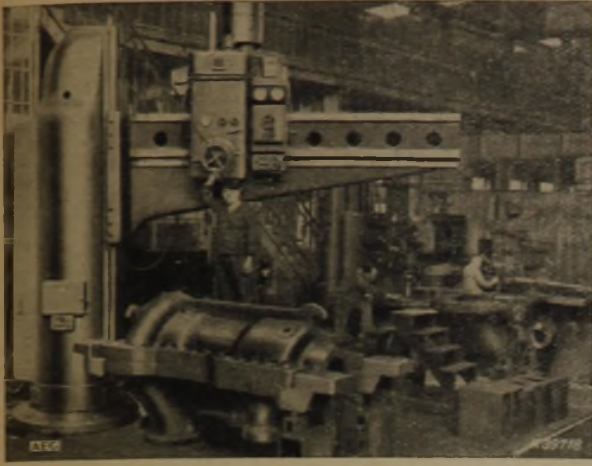


Abb. 14: Gehäuseteile während des Bohrens der Teilflugschraubenlöcher mit Radialbohrmaschinen (Werkfoto AEG)

Von großer Bedeutung ist auch die Dampfeinführung in das Turbinengehäuse. Die Zuleitungsrohre müssen so elastisch verlegt werden, daß bei ihrer Dehnung keine unzulässig hohen Kräfte und Momente auf das Turbinengehäuse ausgeübt werden können. Bei älteren Maschinen hat man verschiedentlich Schwierigkeiten durch die Nichtbeachtung dieses Grundsatzes erlebt.

Auch innerhalb des Turbinengehäuses müssen die von Hochdruckdampf durchströmten Teile bis an die Düsen heran sich möglichst frei dehnen können. Man erreicht das dadurch, daß man die einzelnen Düsengruppen in Form von Düsenkästen frei in das Turbinengehäuse einhängt. Abb. 15 zeigt derartige Düsensegmente für eine Einfachradialturbine für sehr hohen Druck. Die Düsensegmente sind nur an der Gehäusewand mit einem Flansch verschraubt und können sich frei in das Innere des Gehäuses hinein dehnen.

An den Düsen der Höchstdruckturbinen wird aber auch das andere genannte Problem der inneren Dichtigkeit brennend. In allen von Höchstdruckdampf durchströmten Rohrleitungen und Kanälen kann schon ein Spalt geringster Breite unzulässig hohe Dampfverluste bringen, und außerdem übt der Höchstdruckdampf in derartigen Spalten häufig eine sägende Wirkung aus. Ein solcher Spalt wird also leicht vom Dampf immer weiter ausgesägt und vergrößert. Deshalb müssen derartige Spalte in diesen Teilen der Turbine unbedingt vermieden werden. Dabei stößt man bei den bisher sehr weit verbreiteten, aus einzeln gefrästen Düsen zusammengebauten Düsensegmenten auf große Schwierigkeiten. Man hat deshalb versucht, die ganzen Düsensegmente aus dem vollen, ge-

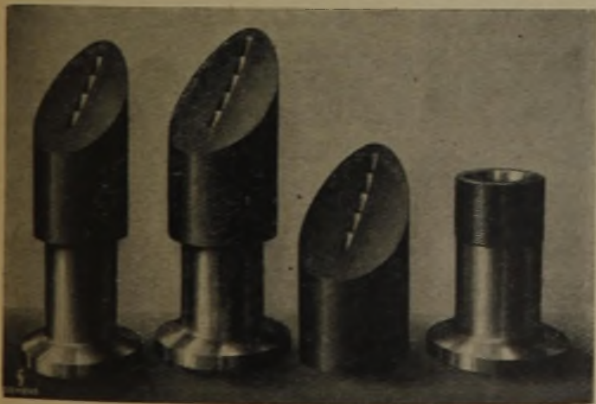


Abb. 15: Düsensegmente einer eingehängigen Gegendruck-Radialturbine 8600 kW, 3000 U/min, 110 at (Werkfoto SSW)

schmiedeten Stück herauszuarbeiten. Ein derartiges Düsensegment wird in Abb. 16 gezeigt. Selbstverständlich ist die Herstellung derartiger Düsen außerordentlich teuer.

Die größten Schwierigkeiten bringt die Forderung nach der inneren Dichtigkeit der Turbine in den Stopfbuchsen. Man kann ohne Übertreibung sagen, daß die Anwendungsmöglichkeit einer Höchstdruckdampfturbine durch die Güte ihrer Stopfbuchsen entscheidend beeinflusst wird. Deshalb haben die Turbinestopfbuchsen im letzten Jahrzehnt eine sehr weitgehende Entwicklung erfahren.

Die Stopfbuchse soll auf der einen Seite einen Spalt haben, der so klein wie möglich ist. Auf der anderen Seite soll sie unbedingt betriebssicher sein. Sie darf also bei einem etwaigen Anstreifen des Läufers diesen nicht so in Mitleidenschaft ziehen, daß die Turbine aus dem Betrieb genommen werden muß. Diese Forderung führte zunächst dazu, die schon seit Jahrzehnten bekannten Spitzendichtungen in einer Form auszuführen, die ein gefahrloses Anstreifen ermög-

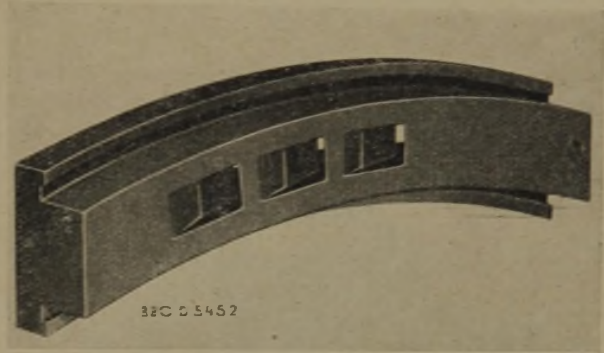


Abb. 16: Düsensegment für Hochdruckturbinen aus einem Stück geschmiedeten Stahl herausgearbeitet (Werkfoto BBC)

licht. Abb. 17 zeigt einen Ausschnitt aus einer derartigen Stopfbuchse. Die Dichtungsspitzen sind hier aus sehr dünnem Nickelblech von 0,1 bis 0,2 mm Stärke hergestellt und werden unter Zuhilfenahme

von einem Draht im Läufer oder Gehäuse festgestemmt. Es hat sich gezeigt, daß diese Nickelstreifen bei der Berührung von drehendem und ruhendem Turbinenteil ohne Nachteil für die Turbine

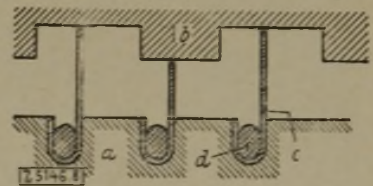


Abb. 17: Stopfbuchse einer Überdruck-Axialturbine. a) Welle, b) Gehäuse, c) Dichtungsstreifen, d) Stemmendraht (aus Jaroschek: „Industriedampfturbinen“, VDI-Zeitschrift Nr. 34 1938)

zerrieben werden. Selbstverständlich vergrößert sich dann der Stopfbuchsen spalt und damit der Leckverlust. Aber die Turbine braucht nicht sofort aus dem Betrieb genommen zu werden.

Abb. 18 zeigt eine Wellenstopfbuchse für eine Einfachradialturbine. Auf der Welle und im Gehäuse sitzen Drehkörper von sehr ähnlicher Form, die mit einer Art Verzahnung ineinander eingreifen. Die Drehkörper selbst haben einen Abstand von einem oder einigen Millimetern voneinander. Die eigentliche Dichtung wird übernommen durch Nickelringe von der im vorigen Lichtbild beschriebenen Form. Der Dampf muß beim Durchströmen der Stopfbuchse mehrfach nach außen und wieder nach innen strömen. Auf diesem Wege muß er eine sehr große Zahl von Dichtungsstellen durchströmen. In dem dargestellten Bild handelt es sich um etwa 150 Dichtungsstellen.

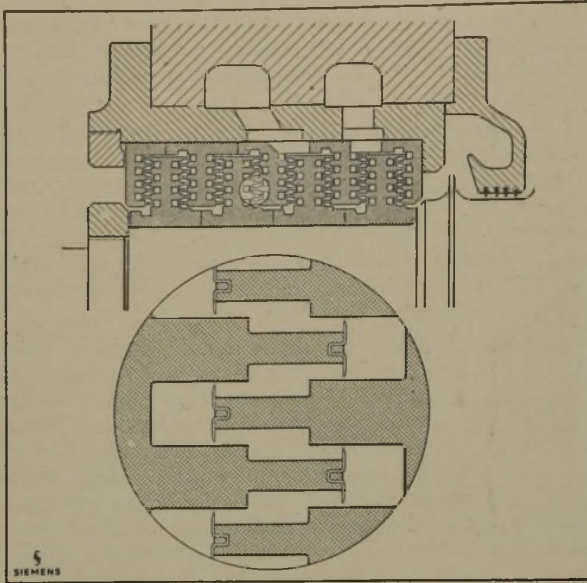


Abb. 18: Radialturbine, Bauart Siemens, Wellenstopfbuchse (Werkfoto SSW)

Die Stopfbuchse einer Ljungström-Turbine ist in ihrem Aufbau grundsätzlich ähnlich, macht aber nicht Gebrauch von den Nickelringen. In dieser Stopfbuchse

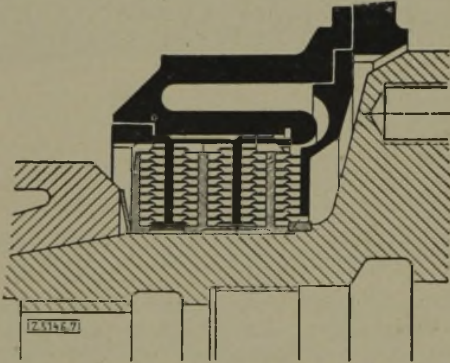


Abb. 19: Stopfbuchse einer Ljungström-Turbine (aus Jaroschek: „Industriedampfturbinen“, VDI-Zeitschrift Nr. 34/1938)

sind die Dichtungsspitzen selber so sorgfältig ausgedreht, daß ein Anstreifen keinen Schaden für die Gesamtturbine bringen

kann. Eine derartige Stopfbuchse ist in Abb. 19 dargestellt. Der Dampfweg ist genau der gleiche wie in Abb. 18.

Die genannten Stopfbuchsen stellen an die Werkstattgenauigkeit, an die Güte der Bearbeitungsmaschinen und an die Sorgfalt der Arbeiter ganz besonders große Anforderungen. Es handelt sich hier schon fast um feinmechanische Präzisionsarbeiten. Diese Stopfbuchsen sind selbstverständlich auch sehr teuer.

Trotz der sehr starken Zusammendrängung der Stopfbuchsen nehmen diese im Verhältnis zu der gesamten Turbine häufig außerordentlich viel Platz fort. Das

hängt damit zusammen, daß bei wachsendem Druck die Turbinenbeschaufelung immer kleiner, dagegen die Stopfbuchse aber immer größer wird. Das Ergebnis einer derartigen Entwicklung wird auf Abb. 20 gezeigt, das den Hochdruckläufer des Ostpreußendampfers „Tannenberg“ darstellt. Die eigentliche Turbine hat nur drei Stufen. Der weitaus größte Teil des Gesamttraumes wird durch die Stopfbuchsen ausgefüllt, die hier auch die Aufgabe des Ausgleichkolbens zu übernehmen haben. Diese Turbine muß leider so ausgeführt werden, daß ihre kritische Drehzahl über der höchsten Betriebsdrehzahl liegt, weil das Schiff und damit die Turbine mit allen Drehzahlen unterhalb der höchsten Betriebsdrehzahl laufen können muß. Der Läufer muß infolgedessen besonders steif und damit im Durchmesser groß werden.

In ganz ähnlicher Weise zeigt Abb. 21 die überragende Bedeutung der Stopfbuchsen bei Höchstdruckturbinen. Es handelt sich hier um eine ältere Maschine, die mit Dampfdrücken bis zu 200 ata betrieben wurde. Der Läufer der Turbine hat nur eine einzige Stufe. Die Stopfbuchsen nehmen das Mehrfache an Raum von dem beschaufelten Läuferteil ein.

Die trotz aller sorgfältigen Maßnahmen zur Abdichtung mit wachsendem Dampfdruck immer weiter ansteigenden Leckverluste in den Stopfbuchsen und auch innerhalb der Maschine haben die Siemens-Schuckert-Werke veranlaßt, eine Lösung dieser Frage auf einem völlig neuen Wege zu versuchen: Abb. 22 zeigt den seit 1936 in Betrieb befindlichen Läufer einer Höchstdruck-Einfachradialturbine. Hier hat man mit voller Absicht die Drehzahl der Turbine niedrig gehalten ($n = 3000/\text{min}$) und das Dampfgefälle auf eine ganz besonders hohe Zahl von Stufen verteilt. Die Turbine besitzt auf acht Scheiben im ganzen 81 Stufen. Die Abbildung zeigt die fliegend angeordneten vier ersten Scheiben der Turbine; rechts folgt der Stromerzeuger, an dessen anderem Ende wiederum vier Laufscheiben der Turbine fliegend angeordnet sind. Durch die sehr große Stufenzahl und das infolgedessen sehr kleine Stufengefälle wird die Dampfgeschwindigkeit in stärkster Weise herabgesetzt. Infolgedessen müssen die Durchflußquerschnitte entsprechend vergrößert werden. Damit sinken auch die Spaltverluste, und mit der gezeigten Maschine sind Betriebsergebnisse erreicht worden, die günstiger sind als die,

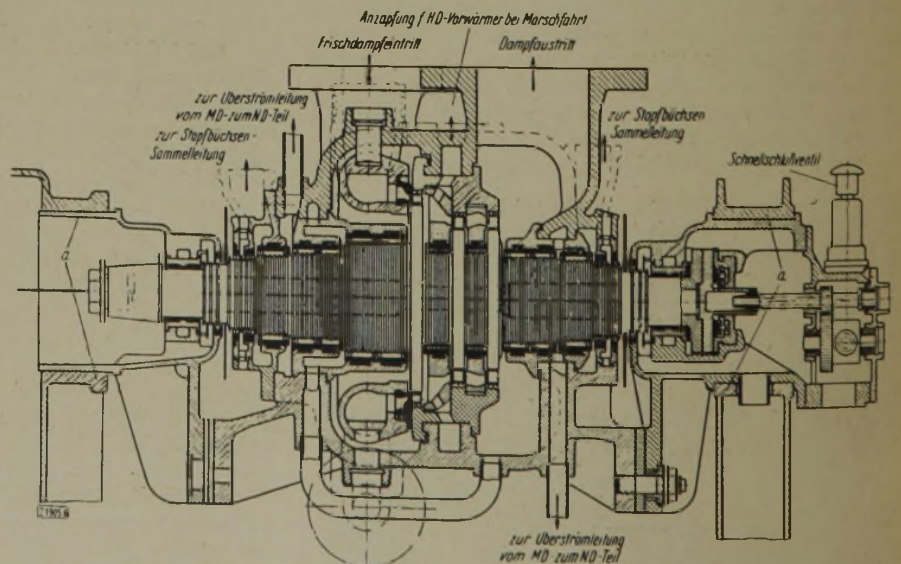


Abb. 20: Schnitt durch den Hochdruckteil der Wagner-Dampfturbinenanlage von 2×6500 PS für den Dampfer „Tannenberg“, Drehzahl 18 000 U/min; Lagerentfernung 700 mm; Das Gehäuse ist ohne Flüje und Hohlzapfen drehbar gelagert (bei a) (VDI-Zeitschrift 1935 Bd. 79 Nr. 32 S. 967)

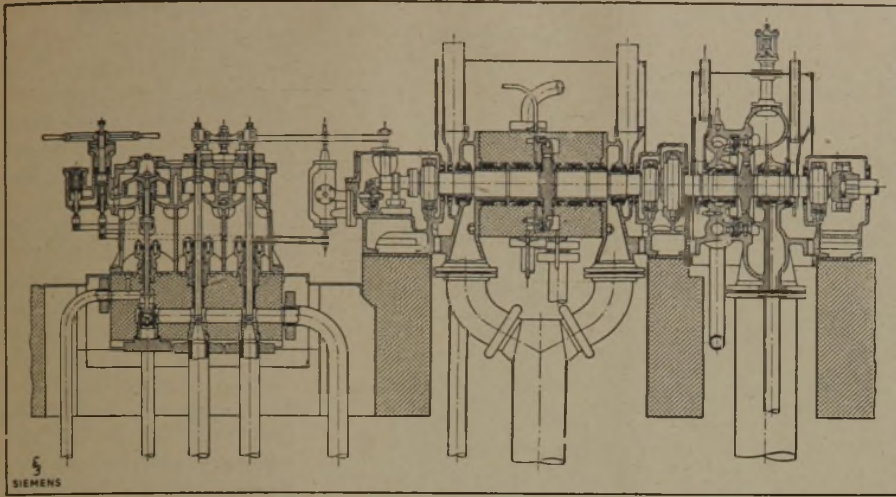


Abb. 21: Höchst-Druck-Vorschalturbine 3000 kW, 7000 U/min, 200 at, 440°, Dampfmenge 100 t/h mit Hilfturbine (Werkfoto SSW)

welche man bisher mit Maschinen irgendeiner anderen Bauart erzielt hat.

Ein weiteres Beispiel für die Entwicklung der Turbinengestaltung in den letzten Jahren bietet die immer weitergehende Einführung des Schweißens. Heute werden die Grundrahmen bzw. die im Betonfundament befindlichen Eisenkästen, auf denen die Gehäusefüße der Turbine ruhen, fast ohne Ausnahme geschweißt. Zugleich geht man immer mehr dazu über, auch die Lagerböcke sowie bei kleineren Schiffsturbinen ganze Gehäuseteile zu schweißen.

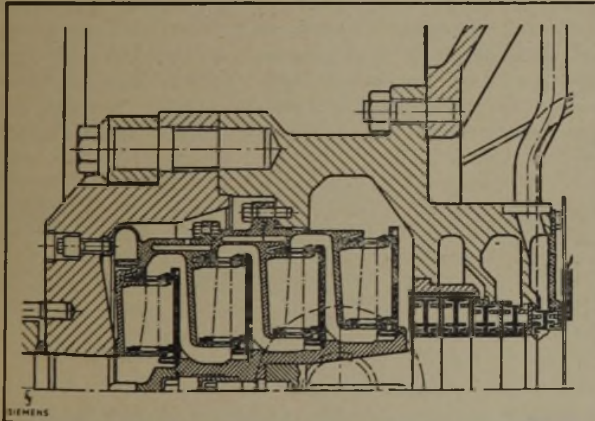


Abb. 22: Höchst-Druckzylinder einer Gegendruckturbine, Bauart Siemens-Meininghaus (Werkfoto SSW)

Sehr interessant ist das Verfahren, nach dem BBC die Läufer von seinen Überdruckturbinen schweißt (Abb. 23 bis 25). Diese Läufer bestehen zunächst aus einzelnen Scheiben, die gegeneinander zentriert sind. Nach Zusammensetzen der Scheiben werden diese in einer außen herumlaufenden Nut miteinander verschweißt und dann in der für Trommelläufer aus einem Stück bekannten Weise fertig bearbeitet. Durch dieses Schweißverfahren kann man sogenannte Scheibentrommeln für hohe Umfangsgeschwindigkeiten herstellen, ohne auf die nicht immer leichte Verbindung durch axiale Bolzen zurückgreifen zu müssen.

4. Größe der Anlagen

In den letzten Jahren ist die obere Leistungsgrenze der in Deutschland gebauten Dampfturbinen zurückgegangen. Es sind in dieser Zeit fast keine Turbinen gebaut worden, deren Leistung 50 000 kW über-

schreitet. Welche Gründe hierfür maßgebend gewesen sind, läßt sich nicht leicht beantworten. Sicher ist ein Grund das Streben nach weitgehender Unterteilung der Kraftwerke und der Maschinensätze in einem Großkraftwerk. Der Bau von großen Turbinen stellt also technisch heute kein Problem dar.

Dagegen liegt in der Entwicklung der Dampfturbinen kleiner und kleinster Leistung noch ein großes Feld zur Bearbeitung vor uns. Kleinturbinen (Hilfturbinen) haben heute fast sämtlich einen recht mäßigen Wirkungsgrad. Man kann heute als untere

Grenze des zuströmenden Dampfolumens für Turbinen mit gutem Wirkungsgrad etwa die Zahl 0,5 m³/sec angeben. Es ist sicher, daß diese Grenze für das Dampfolumen noch erheblich heruntersetzt werden kann, nur sind dazu viele Versuche erforderlich.

Für die Entwicklung von Kleinturbinen mit hohem Wirkungsgrad sind folgende Gesichtspunkte zu beachten:

- Man muß auch für diese Maschinen einen größeren Bauaufwand zulassen als bisher (z. B. größere Stufenzahl).
- Der Wirkungsgrad einer Dampfturbine hängt ab von der Reynoldsschen Zahl der Dampfströmung in den Schaufelkanälen. Leider scheint es so zu

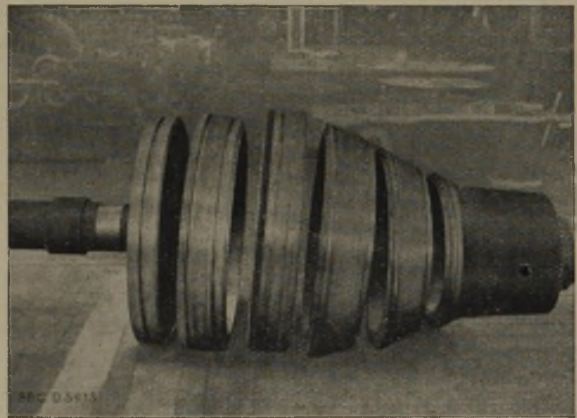


Abb. 23: BBC-Elektroschweißung, Einzelteile einer Schweißwelle für Turbine (Werkfoto BBC)

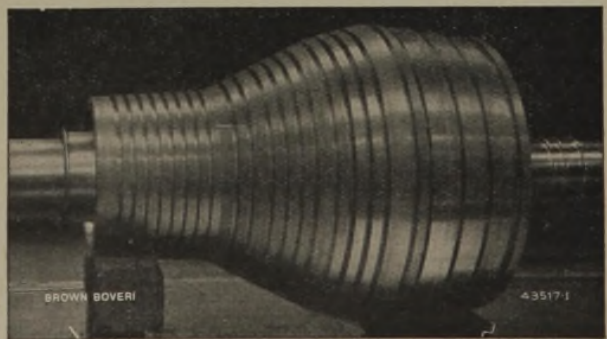


Abb. 24: BBC-Elektroschweißung, fertig bearbeitete und geschweißte Turbinentrommel (Werkfoto BBC)

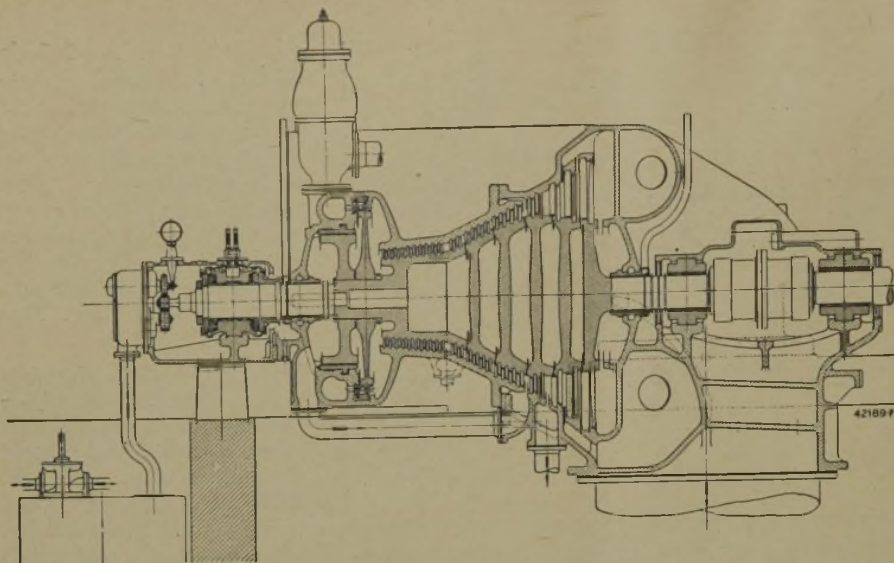


Abb. 25: 35 000-kW-Eingehäusedampfturbine mit aus einzelnen Scheiben zusammengesetztem Läufer (Werkfoto BBC)

sein, daß gerade bei Dampfturbinen der Wirkungsgrad mit abnehmender Reynoldsscher Zahl stark sinkt.

c) Der Einfluß der Oberflächenrauigkeit an den Schaufelkanälen muß noch stärker beachtet werden als bisher. Auf diesem Gebiet liegen erst sehr wenige Forschungsergebnisse und Erkenntnisse vor. Es steht aber fest, daß die Oberflächenbeschaffenheit der Schaufeln für die Strömungsverluste von großem Einfluß sein muß. Besonders bei den sehr kleinen Schaufelkanälen der Kleinturbine wird die Rauigkeit eine große Rolle spielen.

d) Die Drehzahl der Kleinturbinen wird meistens bis heute sehr hoch gewählt. Abb. 26 zeigt eine AEG-Kleinturbine mit $n = 12\,000/\text{min}$ und Getriebe. Abb. 27 zeigt eine senkrechte Kleinturbine mit $n = 10\,000/\text{min}$ von Kühnle, Kopp & Kausch, die unmittelbar mit einer Speisepumpe gekuppelt ist. Derartige senkrechte Kleinturbinen werden heute im Schiffbau bevorzugt.

Die hohe Drehzahl hebt aber den Wirkungsgrad der Turbine durchaus nicht immer. Es ist gar nicht unmöglich, daß eine entscheidende Wirkungsgradverbesserung erst erreicht wird, wenn man mit der Turbinendrehzahl wieder erheblich heruntergeht und die Stufenzahl der kleinen Turbinen entsprechend erhöht. Ein Beispiel für diese Entwicklungsrichtung ist die bereits erwähnte Höchstdruckturbine von SSW mit $n = 3000/\text{min}$ und einer Stufenzahl von 81.

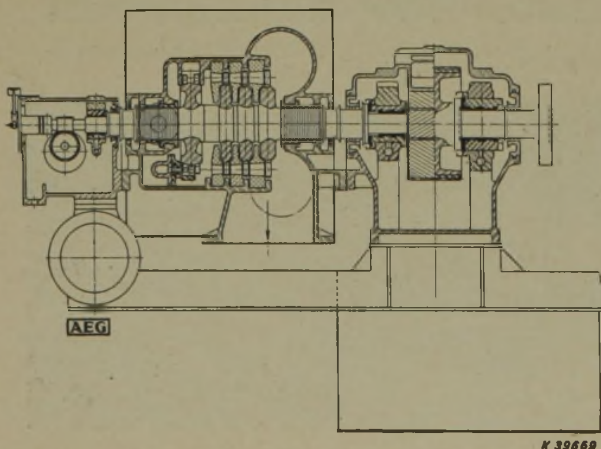


Abb. 26: Getriebe-Kondensationsturbine, 500 kW, 12 000/33 000 U/min (Werkfoto Kühnle, Kopp & Kausch)

5. Regelung

Die Kenntnis der Regeleinrichtungen und Regelvorgänge hat sich in den vergangenen Jahren nach zwei völlig entgegengesetzten Seiten entwickelt. Einerseits ist es durch sorgfältige Entwicklung der Regeleinrichtungen gelungen, die Regelgenauigkeit bis auf ein Höchstmaß zu verbessern. Ergebnisse dieser technischen Entwicklung sind die Isodromregelungen und die Einrichtungen für vollkommen selbsttätiges Anfahren von Reserveturbinen. Auf der anderen Seite haben sich neue Grenzen für die Regelmöglichkeit gezeigt, die nur schwer zu über-

schreiten sind. Zunächst ist es eine Tatsache, die leider immer wieder festgestellt werden muß, daß die Regelfähigkeit einer Turbine um so schlechter wird, je höher der Turbinenwirkungsgrad im Normalbetrieb getrieben wird. Das hängt mit der größeren Stufenzahl zusammen, die Turbinen höchsten Wirkungsgrades im allgemeinen haben. Ferner hat die dauernde Steigerung der Dampftemperatur in den vergangenen Jahren gezeigt, daß das Regeln von Höchsttemperaturturbinen immer schwerer wird. Das hängt damit zusammen, daß die Wärmedehnungen in der Turbine mit der Temperatur wachsen. Bei sehr starker Wärmedehnung ergeben sich bei größeren Temperaturschwankungen große grundsätzliche Schwierigkeiten. Außerdem muß das Anfahren und vor allem auch das Abstellen der Turbinen für höchste Temperaturen äußerst vorsichtig geschehen, damit die Läufer sich nicht krumm ziehen.

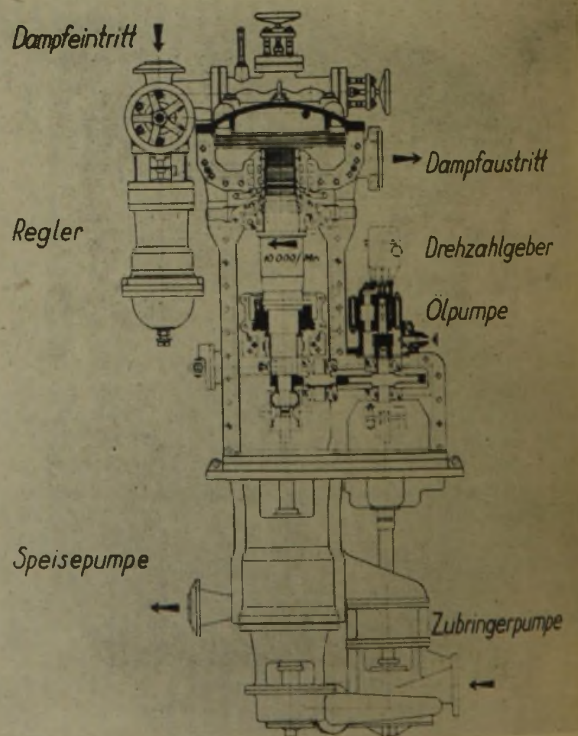


Abb. 27: Turbine mit Speisepumpe und KKK-Druckunterschiedsregler (Werkfoto Kühnle, Kopp & Kausch)

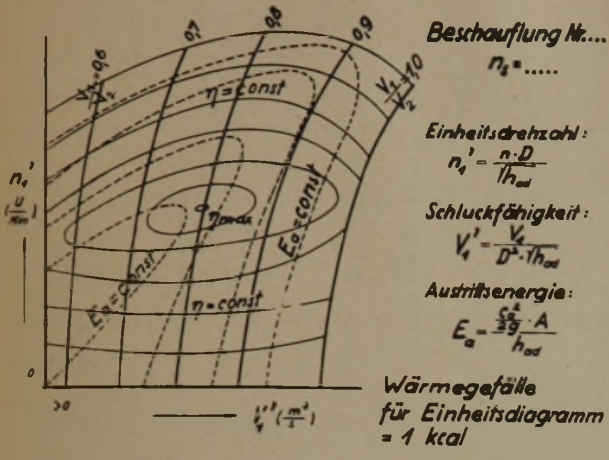


Abb. 28: Einheitsdiagramm einer Dampfturbinenstufe (Forschungsergebnisse des Lehrstuhles für Strömungsmaschinenbau TH Dresden)

Wieweit in diesem Punkte die Radialturbinen den axialen überlegen sind, muß sich erst durch längere Betriebserfahrungen erweisen. Es gibt jedoch heute bereits Kraftwerkingenieure, die auf dem Standpunkt stehen, daß man Turbinen hoher Temperatur so wenig wie möglich regeln soll. Man muß also im größeren Kraftwerk diesen Turbinen nach Möglichkeit die Grundlast zuweisen.

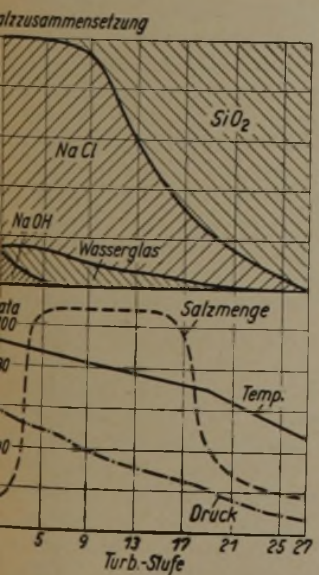
Bis heute ist die Berechnung einer Dampfturbine bei Teillast noch eine recht unsichere Angelegenheit. Im Wasserturbinenbau wird bei der Gewährleistung der gesamte Wirkungsgradverlauf in allen Belastungsbereichen angegeben. Im Dampfturbinenbau ist das mit Rücksicht auf die genannte Unsicherheit nicht möglich. Hier drängt geradezu alles zu einer Ergänzung durch sorgfältige und planmäßige Modellversuche. Man kann die sämtlichen Versuchsergebnisse an einer Dampfturbinenstufe oder auch an einer Dampfturbine in ähnlicher Weise in einem Einheitsdiagramm zusammenfassen, wie es im Wasserturbinenbau schon seit Jahrzehnten üblich ist. Dieses Diagramm gibt sämtliche Betriebsmöglichkeiten wieder, denen eine Dampfturbinenstufe unterworfen werden kann. Abb. 28 zeigt ein solches Diagramm. In diesem Diagramm sind besondere Kurven eingetragen, die den Einfluß des Druck- bzw. des Volumenverhältnisses vor und hinter der Stufe berücksichtigen. Auf die Einzelheiten dieses

Diagrammes soll nicht eingegangen werden. Es möge nur bemerkt werden, daß beim Vorhandensein von Diagrammen dieser Art die Berechnung der Dampfturbinen in gleicher Weise vereinfacht wird wie im Wasserturbinenbau.

6. Versalzung

Eine wichtige Erscheinung des Turbinenbetriebes, die erst in den letzten Jahren im Zusammenhang mit der dauernden Steigerung von Dampfdruck und Temperatur aufgetreten ist, ist die **Versalzung** der Dampfturbinen. Sie macht sich im Betrieb dadurch bemerkbar, daß die Leistung einer Dampfturbine allmählich immer kleiner wird, wobei gleichzeitig die Dampfmenge ebenfalls zurückgeht. Dabei steigt der Druck in den ersten Stufen der Turbine dauernd an. Öffnet man die Turbine, so findet man, daß die Schaufeln in einzelnen Teilen der Turbine völlig weiß geworden sind, dadurch, daß sie mit einer Salzschrift bedeckt sind. Die Analyse der hier niedergeschlagenen Salze ergibt, daß es sich vor allem um Natronlauge, Kochsalz und Kieselsäure handelt. Die Salze sind nicht in allen Stufen der Turbine gleichmäßig verteilt. In den hohen Temperaturgebieten scheidet sich zunächst die Natronlauge und das Kochsalz ab, und erst in den Mitteldruckstufen folgen Salze, die den größeren Anteil von Kieselsäure enthalten. Abb. 29 zeigt für einen konkreten Fall die Salzzusammensetzung, die auf den 27 Stufen einer bestimmten Turbine gefunden wurde. Hier sieht man, daß die Kieselsäure sich vorwiegend zuletzt ausscheidet.

Über die Ursache dieser Salzablagerungen gehen die Meinungen bis heute noch auseinander. Selbstverständlich ist, daß das Salz aus dem Kesselspeisewasser stammt, weil es nur auf diese Weise und auf dem Wege über den Dampf in die Turbine kommen kann. Es ist aber noch nicht klar, auf welche Weise das Salz zur Ablagerung auf den Schaufeln gelangt. Es gibt verschiedene Theorien, die diesen Vorgang erklären wollen. Einige nehmen an, daß es sich um eine Art Verdampfung des Salzes handelt, obwohl eine richtige Verdampfung wegen der viel zu hohen Siedepunkte der Salze nicht in Frage kommt. Andere nehmen an, daß das Salz mit den Wassertröpfchen fortgerissen wird, die aus der freien Wasseroberfläche in der Kesseltrommel beim Verdampfen hochgerissen werden. Auch könnte man an eine Art Sublimation der Salze denken.



29: Salzablagerung auf den Schaufeln Gegendruckturbinen 120 atü, 500° (olo MAN)

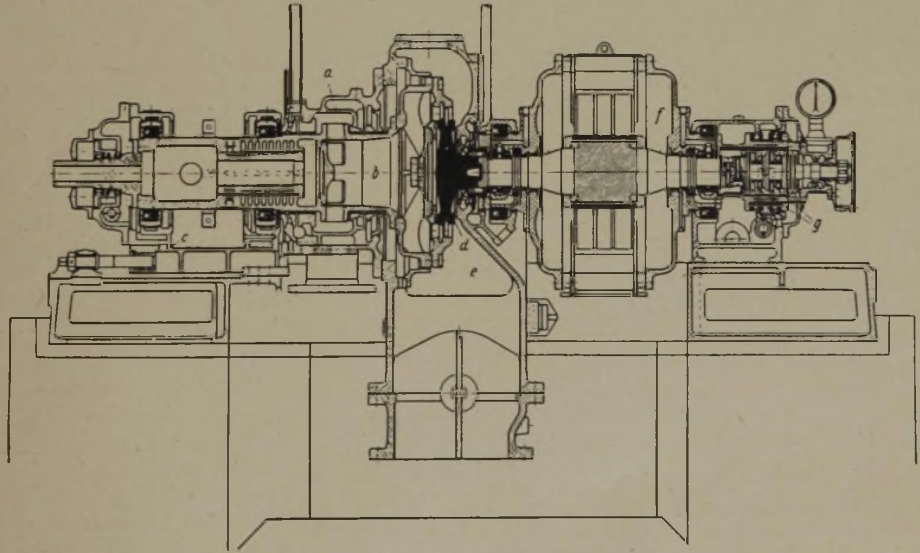


Abb. 30: Längsschnitt der Versuchsturbinen Technische Hochschule Dresden, a) Dampfeinlaßkammer, b) Leitvorrichtung, drehbar gelagert, c) Lagerbock, axial verstellbar, d) Turbinenlaufrad, angeflanscht am Läufer des Stromerzeugers, e) Turbinengehäuse, f) Pendelmaschine, g) Blocklager zur Übertragung des Schubs auf das Gehäuse der Pendelmaschine

Zahlentafel 1

Nr.	Maschine	Schaufel- art	Druck kg/cm ²	Temp. °C	Kin. Zähigkeit ν m ² s ⁻¹	Geschwin- digkeit c od. W m/s	Korn- kennzahl Re _k	Grenz- rauigkeit k mm	Bemerkungen
1.	Dampfturbine	Düse	100 auf 50	480	$1,34 \cdot 10^{-2}$	395	150	0,00508	
2.	Dampfturbine	Laufrad	1,0	150	$28,0 \cdot 10^{-6}$	250	100	0,0112	
3.	Dampfturbine	Laufrad	0,2	100	$141,0 \cdot 10^{-6}$	200	100	0,0705	V geschätzt
4.	Franc. Turbine	Laufrad	—	4	$1,60 \cdot 10^{-3}$	20,3	100	0,0079	H = 30 m
5.	Freistr. Turbine	Düse	—	4	$1,60 \cdot 10^{-6}$	180	150	0,00133	Höchstes ausgebautes Gefälle H = 1750 m
6.	Kreis.-Verd.	Laufrad	2,184	90	$11,0 \cdot 10^{-6}$	64,0	80	0,01375	} Luft
7.	Kreis.-Verd.	Diffusor	2,184	90	$11,0 \cdot 10^{-6}$	164,0	50	0,00335	
8.	Kreiselpumpe	Laufrad	—	20	$1,01 \cdot 10^{-6}$	5,3	80	0,0153	} Wasser
9.	Kreiselpumpe	Diffusor	—	20	$1,01 \cdot 10^{-6}$	15,3	50	0,00329	
10.	Strömungsgelr.	Laufrad	—	75	$9,77 \cdot 10^{-7}$	24,0	100	0,0408	Ölfüllung

Grenzrauigkeiten (Lehrstuhl für Strömungsmaschinenbau, TH Dresden)

Zahlentafel 2

Probe	Datum	H	mm	Bearbeitung
Nr. 1	5. 4. 37.	3,45 μ	0,00345	Schleifen mit Lederscheibe und feinem Schmirgel Nr. 180. Schmirgel mit Talg und Stearin gemischt.
Nr. 5	5. 4. 37.	4,14 μ	0,00414	Schleifen mit Lederscheibe und feinem Schmirgel Nr. 180. Schmirgel mit Talg und Stearin gemischt.
Nr. 6	5. 4. 37.	4,14 μ	0,00414	Schleifen mit Lederscheibe und feinem Schmirgel Nr. 180. Schmirgel mit Talg und Stearin gemischt.
Nr. 11	5. 4. 37.	3,68 μ	0,00368	Schleifen mit Lederscheibe und feinem Schmirgel Nr. 180. Schmirgel mit Talg und Stearin gemischt.
Nr. 17	5. 4. 37.	5,98 μ	0,00598	Schleifen mit Lederscheibe und aufgeleimtem, grobem Schmirgel Nr. 120.
Nr. 22	5. 4. 37.	4,6 μ	0,0046	Schleifen mit Lederscheibe und aufgeleimtem, grobem Schmirgel Nr. 120.
Nr. 31	5. 4. 37.	ohne feststellbare Unebenheiten		Nach dem Schleifen verchromt und gebürstet.
Nr. 1	24. 5. 37.	19,76 μ	0,01976	gefräst
Nr. 1	24. 5. 37.	22,3 μ	0,0223	Uebergang zum Fußstück gefeilt
Nr. 2	24. 5. 37.	35,1 μ	0,0351	Schleifen mit grober Steinscheibe
Nr. 3	24. 5. 37.	20,95 μ	0,02095	Schleifen mit Lederscheibe und aufgeleimtem, grobem Schmirgel Nr. 60.
Nr. 4	24. 5. 37.	20,48 μ	0,02048	Schleifen mit Lederscheibe und aufgeleimtem, grobem Schmirgel Nr. 120.
Nr. 5	24. 5. 37.	8,74 μ	0,00874	Schleifen mit Lederscheibe und aufgeleimtem, feinem Schmirgel Nr. 150.
Nr. 6	24. 5. 37.	2,1 μ	0,0021	Schleifen mit Lederscheibe und feinem Schmirgel Nr. 180, Schmirgel mit Talg und Stearin gemischt.
Nr. 7	24. 5. 37.	ohne feststellbare Unebenheiten		Vorpolieren mit Filzscheibe und Schmirgel Nr. 0
Nr. 8	24. 5. 37.	ohne feststellbare Unebenheiten		Hochglanzpolieren mit Filzscheibe und Schmirgel Nr. 00.

Man hat in den vergangenen Jahren gelernt, sich gegen die Turbinenversalzung zu wehren. Erste Forderung für eine erfolgreiche Abwehr ist eine gute Speisewasserpflege. Je weniger Salz das Speisewasser enthält, desto weniger Salz kann auch in die Turbine kommen. Da sich aber eine Salzablagerung wohl nie wird ganz vermeiden lassen, müssen die Turbinen von Zeit zu Zeit mit nassem Dampf bei niedriger Drehzahl „gewaschen“ werden. Dieses Auswaschen der Turbinen entfernt die löslichen Salze praktisch vollständig. Die Kieselsäure ist allerdings auf diesem Wege nur zum geringen Teil zu entfernen. Hier müssen andere Mittel angewandt werden, die fast immer ein Aufdecken der Turbinen voraussetzen. In manchen Fällen hat man die Salzablagerung wesentlich beeinflussen können durch Änderung der Dampftemperatur vor der Turbine.

7. Forschung

Im Gegensatz zum Wasserturbinenbau machen planmäßige Beschaulungsversuche bei den Dampfturbinen regelmäßig Schwierigkeiten, die zum großen Teil in den Erfordernissen des Betriebes liegen. Auch ist eine genaue Messung z. B. des Turbinenwirkungsgrades bei Dampfturbinen weit schwerer als bei Wasserturbinen. Infolgedessen sind auch die Versuchskosten sehr hoch. Man hat in den letzten Jahren erfolgreiche Versuche gemacht, die Turbine oder die Beschaulung mit Luft anstatt mit Dampf zu betreiben. Für gewisse Zwecke sind Luftversuche wesentlich einfacher und billiger als Versuche mit Dampf.

In der Technischen Hochschule Dresden befindet sich eine Dampfturbine, die nur für Versuchszwecke entworfen und gebaut wurde. Sie ist in Abb. 30 dargestellt. Ein fliegendes Turbinenlaufrad treibt einen pendelnd gelagerten Drehstromerzeuger, an dem die Drehmomente unmittelbar abgelesen werden können. Auch der Leitapparat der Versuchsturbine ist drehbar angeordnet, so daß man auch hier Drehmomentmessungen durchführen kann. Nach dreijähriger Entwicklungszeit sind jetzt die ersten erfolgreichen Versuchsreihen durchgeführt worden.

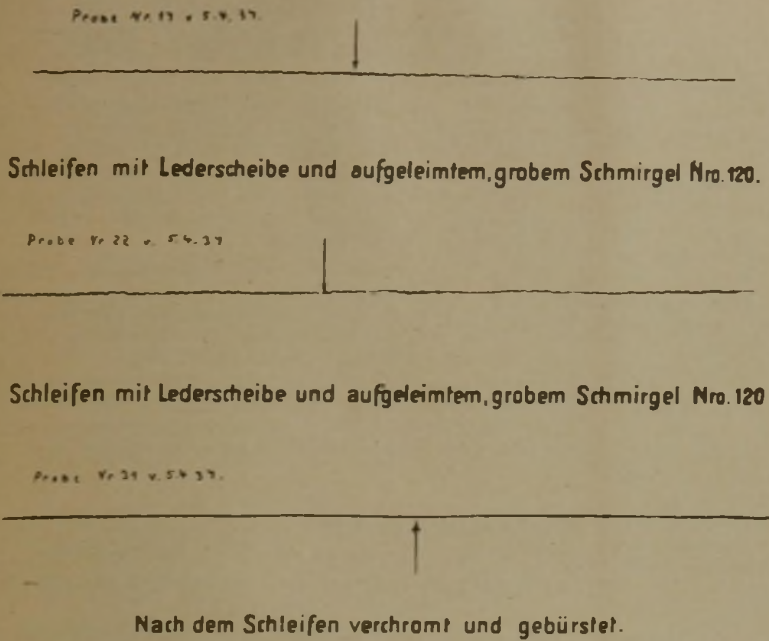


Abb. 31: Prüfung von Schaufelproben auf Rauigkeit (Werkfoto MAN)

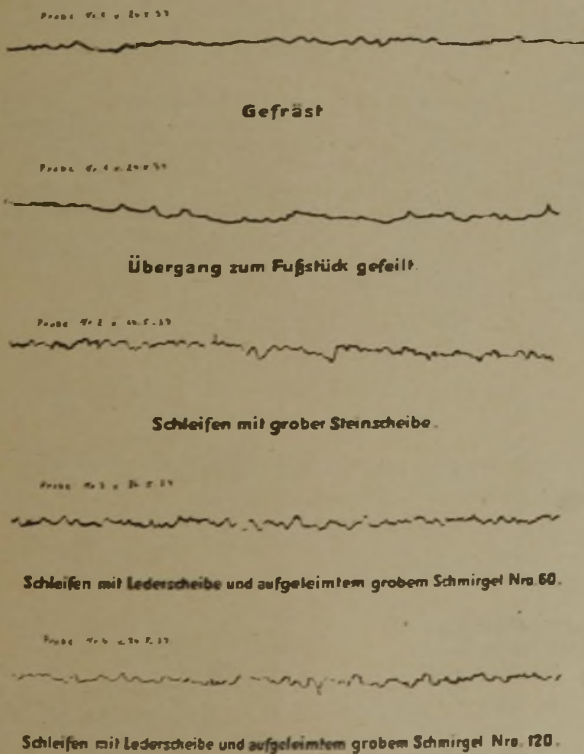


Abb. 32: Prüfung von Schaufelproben auf Rauigkeit (Werkfoto MAN)

In den letzten Jahren sind auch die Forschungen über den Einfluß der Rauigkeit fortgesetzt und weitergeführt worden. Dabei hat sich gezeigt, daß eine umströmte Fläche nur bis zu einer gewissen Mindestrauigkeit herab als rau erscheint. Wenn die Rauigkeit kleiner ist als dieser Mindestwert, dann erscheint die Fläche als hydraulisch glatt. Es ist also zwecklos, umströmte Oberflächen in jedem Falle etwa auf Hochglanz zu polieren, weil diese Flächen auch bereits trotz vorhandener Rauigkeit als hydraulisch glatt erscheinen können. Deswegen ist es von Bedeutung, die Grenzrauigkeiten zu kennen, auch wenn die festgestellten Werte nur recht unzuverlässig sind.

In Zahlentafel 1 sind die Grenzrauigkeiten für verschiedene Strömungsmaschinen dargestellt. Aus der Zahlentafel geht hervor, daß diese Rauigkeiten von 1/1000 bis 1/10 mm schwanken. Sie liegen also gerade im Bereich der technischen Rauigkeiten. Deswegen werden auf diesem Gebiete noch manche praktische Folgerungen zu ziehen sein. Die technisch vorkommenden Rauigkeiten werden an verschiedenen Oberflächen mit einer eigens zu diesem Zweck entworfenen Abtafvorrichtung untersucht. In den Abb. 31, 32 und der Zahlentafel 2 sind die Ergebnisse dieser Untersuchungen dargestellt. Abb. 31 und 32 zeigen die Güte von verschieden bearbeiteten Oberflächen von Dampfturbinenschaufeln. In der Zahlentafel 2 sind die Meßergebnisse zusammengestellt. Die hier angegebenen Werte für die Rauigkeit beziehen sich auf die jeweils größten Erhebungen, die auf dem Untersuchungsstück festgestellt wurden. Vergleicht man die gemessene Rauigkeit mit den erforderlichen, so zeigt sich, daß man die Schaufeln im Hochdruckteil einer Turbine ganz besonders glatt machen muß. Dagegen brauchen die Niederdruck-schaufeln keine besonders große Rauigkeit zu besitzen.

In Dresden laufen augenblicklich auch verschiedene andere Forschungsarbeiten, die sich mit der Strömung in Dampfturbinen befassen oder auf die Untersuchung dieser Strömungen hinzielen. Die hier angewendeten Verfahren sind aber noch so neu, daß erst in Zukunft praktisch brauchbare Ergebnisse zu erwarten sind.

Bücherbesprechung

Praktische Nomographie. Von Dipl.-Volkswirt H. Diercks und Dipl.-Ing. H. Euler. Entwerfen von Netztafeln. Nomogramme für beliebig viele Veränderliche mit Hilfe der Leitlinie. Praktische Beispiele. DIN C 5 (74 Seiten mit 27 Abbildungen) 1939. Kart. 5 RM. Für Mitglieder des Vereins Deutscher Eisenhüttenleute 4,50 RM.

Man könnte dieses Büchlein auch betiteln: „Nomographie, leicht gemacht“. Das Schrifttum über das schaubildliche Rechnen ist so umfangreich geworden, daß es dem Praktiker heute schwerfällt, die Fülle der Veröffentlichungen zu übersehen. In dieser Schrift wird nun versucht, auf dem Gebiete der praktischen Nomographie zu einer Vereinheitlichung zu kommen. Durch Anwendung des sogenannten „Leitlinien-Verfahrens“ ist es möglich, beliebig viele Nomogrammfelder nebeneinander zu reihen und dadurch in einem ununterbrochenen Zuge von links nach rechts oder umgekehrt durchzurechnen. Unabhängig von der Art der mathematischen Formel kann man nunmehr immer die gleiche Darstellungsform wählen. Dadurch wird das häufig anzutreffende Durcheinander von Netz-Leiter-Tafel und Flächen-Diagramm aller Art vermieden. Das Buch bringt alle Anleitungen zum Entwerfen derartiger Nomogramme, alsdann die Nutzanwendung in Form von Beispielen aus Kokerei-, Hüttenwesen, Elektrotechnik, Maschinenbau, Mefj-, Wärmetechnik und Kostenwesen.

Die Arbeit im Steinkohlenbergbau. Erarbeitet vom Reichsinstitut für Berufsausbildung in Handel und Gewerbe, im Einvernehmen mit der Deutschen Arbeitsfront. Teil 1: Über Tage. (VI, 180 S. mit Abb. und 1 Tafel) 4^o. Geb. 4,40 RM., Bestellnummer 10 450. Verlag von B. G. Teubner in Leipzig und Berlin 1939.

Zur Sicherstellung eines berufsfreudigen und leistungsfähigen Nachwuchses geht man heute auch im Bergbau dazu über, Bergleute planmäßig auszubilden. Ähnlich wie in den gutbewährten Lehrwerkstätten der Metallindustrie machen die Bergjungmänner zunächst in Anlernstätten über Tage eine gründliche Ausbildung nach einem planvollen Lehrgang durch, der dann die Ausbildung unter Tage folgt.

Jeder Betriebsführer, Ausbilder und Fachlehrer wird nun erfreut sein, in dem neuen Lehrgang des Reichsinstitutes ein Hilfsmittel zu erhalten, das ihm die Ausbildungsarbeit und den Bergjungleuten und jedem Anfänger im Bergbau das Einarbeiten durch Unterweisungs- und Arbeitsblätter bedeutend erleichtert und eine wirklich planmäßige Ausbildungsarbeit überhaupt erst ermöglicht. Auftretende Fehler können durch beigefügte Falsch-Richtig-Darstellungen in der Anfangszeit ausgemerzt werden. Um den Bergjungmann auf die Bedeutung seiner Arbeit hinzuweisen, ist im ersten Abschnitt des Lehrgangs eine kurze Einführung in den Rohstoff Steinkohle und seine Bedeutung enthalten. Er lernt ferner sein Gezähe (Werkzeug), bergmännische Ausdrücke und Begriffe kennen und muß auch wissen, wie er vorkommende Gefahren durch vorschriftsmäßiges Verhalten zu vermeiden hat. Abschnitt 2 enthält die eigentlichen Lehrgangsblätter für die Anlernwerkstätten, und zwar getrennt nach Holz-

und Metallbearbeitung. Dieser ganze Abschnitt besteht aus losen Blättern in Schnellhefter, so daß sie für alle Arbeiten dem Bergjungmann einzeln in die Hand gegeben werden können. Zweckmäßig sind insbesondere auch die eingefügten Blätter über das Lesen technischer Zeichnungen.

Abschnitt 3, aus Textseiten und Unterweisungsblättern zusammengestellt, enthält die wichtigen Arbeiten in den Tagesbetrieben einer Grube: die Arbeiten auf der Hängebank, am Leseband, in der Lampenstube, auf dem Zechen- und Holzplatz. Alle Arbeiten sind klar und deutlich erläutert, so daß auch der Anfänger ihren Sinn und die Technik ihrer Ausführungen schnell begreift.

Jedem mit der Ausbildung von Bergjungleuten Betrauten kann nur empfohlen werden, die vielfachen, in diesem Lehrgang niedergelegten Erfahrungen bei der Ausbildung mit einzusetzen. Bei gründlicher Durcharbeitung und Anwendung des Erarbeiteten vermag der Lehrgang den jungen Bergmann sicherlich zu einer Leistungssteigerung zu führen, und deshalb sollte er recht bald in jedem Bergbaubetrieb in der Hand jedes Ausbildungsleiters und Fachlehrers sowie vor allem der jungen Bergleute selbst zu finden sein.

Eisenbetonrohre genormt

Nach eingehenden Vorarbeiten sind die Normblätter

DIN 4035 „Eisenbetonrohre, Bedingungen für die Lieferung und Prüfung“,

DIN 4036 „Eisenbetondruckrohre, Bedingungen für die Lieferung und Prüfung“,

DIN 4037 „Eisenbetondruckrohre, Richtlinien für die Abnahme von Eisenbetondruckrohrleitungen“

vom Hauptausschuß zur Normung der Eisenbetonrohre und -druckrohre beim Deutschen Normenausschuß herausgegeben worden*).

Diese Normungsarbeit ist auf Veranlassung der Reichsstelle für Wirtschaftsausbau aufgenommen und durchgeführt worden. Wichtig bei Aufstellung dieser Normen war der Einsatz von neuen Werkstoffen. In vielen Fällen wird man an Stelle von Stahl- und Gußeisenrohren künftig Eisenbetonrohre verwenden, so daß große Mengen Eisen eingespart werden können.

Im einzelnen sind in den Normen DIN 4035 und 4036 allgemeine und technische Lieferbedingungen, Gütevorschriften und Prüfbestimmungen festgelegt worden. DIN 4037 gibt genaue Richtlinien für die Abnahmeprüfung von Rohrleitungen.

Für Betonrohre sind „Bedingungen für die Lieferung und Prüfung“ sowie „Richtlinien für die Beförderung“ in Bearbeitung, die unter der Nummer DIN 4032 als Ersatz für das bisherige Normblatt DIN 1201 über Kanalisationsrohre aus Beton erscheinen sollen. Ferner ist DIN 4033 mit „Richtlinien für die Abnahme von Betonrohrleitungen“ in Vorbereitung. Diese eisenlosen Betonrohre können verwendet werden, wo die Beanspruchung nicht groß ist, z. B. für Entwässerungszwecke.

*) Beuth-Vertrieb, Berlin SW 68.

BENUTZEN SIE DIE **Bücherei**

UND DIE AMTLICHE PATENTSCHRIFTEN-
AUSLEGESTELLE DES HAUSES DER TECHNIK

NSBDT MITTEILUNGEN

GAUE: DÜSSELDORF · ESSEN · WESTFALEN-NORD · WESTFALEN-SÜD

NUMMER 14

16. JULI 1939

ESSEN

Mitteilungen der Gauverwaltungen u. NSBDT-Vereine

Gau Düsseldorf

Vereinsmitteilungen und Zuschriften redaktionellen Inhaltes für oder aus dem Gau Düsseldorf sind an Herrn Boerner, Düsseldorf-Rath, Am Gatherhof 169, zu senden

Fachgruppe Mechanische Technik

VDI VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE

Niederrheinischer Bezirksverein

Mitgliederbewegung

Aufnahmen:

- Bauer, Josef, Betr.-Dir., Meererbusch bei Düsseldorf, Hindenburgstr. 4.
Brauer, Fritz, Dr.-Ing., Gew.-Rat, M.-Gladbach, Neuhofsstraße 25 (Arbeitsgem. f. Betriebsschulz).
Breuer, Josef, Ing., Düsseldorf, Adersstraße 94.
Derix, Fritz, Ing., Düsseldorf, Brehmstraße 77 pl.
Giesen, Wilhelm, Ing., Krefeld, Evertsstraße 25.
Haustein, Arno, Ing., Düsseldorf, Karolingerstraße 19.
Heimes, Kurt, Ing., Süchteln, Bez. Düsseldorf, Hindenburgstraße 8 I.
Heinrich, Marlin, Obering., Düsseldorf-Benrath, Sophienstraße 3.
Hölscher, Georg, Ing., Düsseldorf, Hoffeldstraße 59.
Jungemann, Wilhelm, Düsseldorf-Rath, Bodumer Straße 19 I.
Keller, Ludwig, Betr.-Ing., Neuf, Schillerstraße 100.
Lampenschertl, Peter, Ing., Düsseldorf-Eller, Freiburger Straße 9.
Pesch, Eduard, Ing., Düsseldorf, Heinrichsplatz 3.
Schönberg, Martin, Ing., Uerdingen, Heinrichsplatz 3.
Schwarzer, Franz, Betr.-Ing., Düsseldorf-Benrath, Paulsmühlensr. 54.
Slanger, Friedrich, Ing., Düsseldorf, Baumstraße 79 I.
Weber, Theodor, Ing., Düsseldorf, Birkenstraße 18.
Werth, Albert, Betr.-Ltr., Krefeld, Industriestraße 216.
Wiegand, Emil, Ing., Düsseldorf, Sommerstraße 14.

Übertritte zu unserem Bezirksverein:

- Beurmann, Otto, Obering., Düsseldorf-Benrath, Hospitalstraße 24 (vom Vorderpälz. BV).
Bunneemann, Walter, Dipl.-Ing., techn. Aufsichtsbeamter, Düsseldorf, Straße der SA. 16 (vom Berliner BV).
Hoffmann, Alex, Ing., Düsseldorf, Sonnenstraße 76 (vom Teutoburger BV).
Decker, Josef, Ing., Düsseldorf, Ecksstraße 6, bei Diether (vom Berliner BV).
Kriings, Wilhelm, Ing., Düsseldorf-Heerd, Stolberger Straße 24 (vom Aachener BV).
Obst, Wilhelm Emil, Ing., Düsseldorf, Sonnenstraße 11 III. (vom Berliner BV).
Rabel, Franz, Ing., Düsseldorf-Hilden, Benrather Straße 19 II. (vom Anhalter BV).
Rahn, Richard, Ing., Düsseldorf-Gerresheim, Sonnbornstraße 15 II. (vom Lenne-BV).
Schwandt, August, Ing., Düsseldorf-Benrath, Cäcilienstraße 2, bei Raulff (vom Ruhr-BV).
Seemann, Karl, Ing., Düsseldorf, Kölner Straße 248, bes. Mitglied (vom Bremer BV).

Übertritte zu einem anderen Bezirksverein:

- Bauer, Richard, Ing., München, Isabellastraße 31 (zum Münch.-Oberbayr. BV).
Baum, Rudolf, Ing., Weidenau/Sieg, Wilhelmstraße 37 (zum Siegener BV).
Briskew, Walter, Dipl.-Ing., Berlin W 15, Hohenzollerndamm 209, bei Joch (zum Berliner BV).
Bühl, Franz, Ing., Brackwede, Saarstraße 9, bes. Mitglied (zum Teutoburger BV).
Göhling, Fr., Ing., Betr.-Führer, Schönebeck/Elbe, in Fa. Junkers Flugzeug- und Motorenwerke (zum Anhalter BV).
Heynen, Kurt, Betr.-Ltr., Gelsenkirchen, Martin-Faust-Straße 37 (zum Emscher-BV).
Kemmerich, Josef Rudolf, Ing., Remscheid, Greulingsstraße 27 (zum Bergischen BV).
Krusse, Adolf, Betr.-Obering., Essen-Stadtwald, Girondellenstraße 38 I. (zum Ruhr-BV).
Limberg, Udo, Ing., Dortmund I, von-der-Tann-Straße 37, bei Lausch (zum Westf. BV).
Maah, Arnold, Ing., Bochum-Weitmar, Wasserstraße 499 (zum Bochumer BV).
Marquard, Erich, Dr.-Ing., Reg.-Baurat, Aachen, Maria-Theresien-Allee 41 (zum Aachener BV).

- Meier, von, Friedrich, Dr., Radebeul, Weinbergstraße 34 (zum Dresdner BV).
Tobber, Arno, Dipl.-Ing., Leverkusen-Schlebusch I, Sonderburgstraße 36 (zum Bergischen BV).

Anschriftenänderungen (neue Anschrift):

- Bauer, Richard, Dipl.-Ing., München, Isabellastraße 31 III.
Baum, Rudolf, Ing., Weidenau/Sieg, Wilhelmstraße 37.
Beck, Ulrich, Dipl.-Ing., Uerdingen/Ndrhn., Niederstraße 56.
Berning, Helmut, Ing., Düsseldorf, Jülicher Straße 92.
Beltzische, Paul, Dipl.-Ing., Düsseldorf-Stockum, Ritter-von-Strinsky-Straße 25.
Chiesura, Anton, Dipl.-Ing., Wien XIII/I, Kupelwiesergasse 11.
Feiser, Jakob, Betr.-Ing., Neuf am Rhein, Kölner Straße 29.
Frenz, W., Konstr., Düsseldorf-Rath, Wittener Straße 3.
Groß, Arthur, Ing., Lünen in Westf., Hülshof 22, bei Gabrielewicz.
Heuwes, Karl, Dipl.-Ing., M.-Gladbach, Viersener Straße 316.
Kaldenhoff, Paul, Ing., Hilden/Rhld., Luisenstraße 4.
Knaak, Rolf, Betr.-Ing., Siegen i. W., Giersbergstraße 13.
Kreuz, Jos., Masch.-Ing., Krefeld, Lindenstraße 134.
Kremer, Th., Obering., Freudenberg, Kr. Siegen, i. Fa. Landruf.
Latzen, Josef, Ing., Düsseldorf-Oberkassel, Barbarossaplatz 6.
Lehnacker, Hermann, Ing., Düsseldorf, Schweidnitzstraße 29.
Mackrodt, Walter, Dipl.-Ing., Düsseldorf, Heinrichstraße 64 II.
Meyer, Horst-Manfred, Ing., Düsseldorf, Scharnhorststraße 31.
Rabel, Franz, Ing., Düsseldorf-Hilden, Benrather Straße 19 II.
Röhrig, Hans, Dipl.-Ing., Düsseldorf-Rath, Dorfmuender Straße 9.
Sameith, Paul, Obering., Düsseldorf-Benrath, Händelstraße 29.
Schroder, Karl, Dipl.-Ing., Düsseldorf, Cranachstraße 1.
Seemann, Karl, Ing. (bes. Mitglied), Düsseldorf, Kölner Straße 248.
Siehoff, Günter Burkhard, Dr. rer. pol., Dipl.-Ing., Osterode/Harz, Schillerstraße 1.
Stewig, Helmut, Ing., Gummern/Kärnten.
Zinner, Josef, Ing., Düsseldorf-Wersten, Postbez. Holthausen, Burscheider Straße 30.

Austritte:

- Feldmann, Ephraim, Dipl.-Ing., Bruxelles/Belgien, Boile Mortale 181, Cerche.
Scheiff, Josef, Dipl.-Ing., Obering., Düsseldorf-Grafenberg, Geibelstraße 31.

Gestorben:

- Gustorf, Josef, Dipl.-Ing., Neuf am Rhein, Bismarckstraße 18.
Hentzen, Hermann Heinrich, Dipl.-Ing., Remscheid-Lennep, Düstergasse 5.

Gau Essen

Fachgruppe Energiewissenschaft

VDE VERBAND DEUTSCHER ELEKTROTECHNIKER

Bezirksgruppe Essen

Mitgliederbewegung

Neuaufnahmen:

- Bühning, Kurt, Dipl.-Ing., Essen, Bergerhauser Straße 1.
Heising, Theo, Elektroing., Hamborn, Hulfstraße 18.
Hüllmann, Kurt, Obering., Oberhausen, Osterfelder Straße 68.

Übertritt zum anderen Bezirk:

- Fröhner, K., Dipl.-Ing., Essen-Rellinghausen, Habichtstraße 14 (zum Bezirk Saar).

Anschriftenänderungen:

- Bongers, Walter, Ing., Mülheim (Ruhr)-Broich, Maystraße 25 (früher Essen-Bredeney, Blumenkamp 10).
Werner, Erich, Dipl.-Ing., Essen, Wandastraße 24 (früher Essen-Dellwig, Haus-Horl-Straße 49).



LXXXV

Gau Westfalen-Nord

Fachgruppe Mechanische Technik

VDI VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE

Emscher-Bezirksverein

Mitgliederbewegung

Aufnahmen als ordentliche Mitglieder:

G ö t t l i c h e r, Rudolf, Ingenieur, Bocholt i. W., Bahnhofstraße 6.
K a i s e r, Oskar, Ingenieur, Bocholt i. W., Hemdener Straße 12.
R u s c h m e i e r, Heinrich, Ingenieur, Gelsenkirchen-Buer, Marler Straße 175.
W e r n e r, Wilhelm, Betr.-Ing., Gelsenkirchen, Uckendorfer Straße 152.

Übertritte zum Emscher-Bezirksverein:

B e i l i c h, Franz, Dipl.-Ing., Stockum ü. Radbod, Bez. Münster (vom Berliner BV.).
H e y n e n, Kurt, Betr.-Leiter, Gelsenkirchen, Martin-Faust-Straße 37 (vom Niederrheinischen BV.).
J e l l i n g h a u s, Karltheo, Dipl.-Ing., Gelsenkirchen, Auf Böhlingshof 4 (vom Ruhr-BV.).
R o h n a l t e r, Hermann, Dipl.-Ing., Gelsenkirchen-Horst, Buerer Str. 39 II (vom Frankfurter BV.).
T h ü s i n g, Clemens, Dipl.-Ing., Bocholt i. W., Straße der SA. 20 (vom Hessischen BV.).
W i n k l e r, Rudolf, Dipl.-Ing., Marl-Hüls i. W., Gersdorffstraße 19 (vom Berliner BV.).
W i n k l e r, Ludwig, Ingenieur, Dülmen i. W., Hohestraße 18 (vom Ruhr-BV.).

Anschriftenänderungen:

C i e l a s z y k, Hermann, Ingenieur, Magdeburg-Fermersleben, Mühlingsstraße 8, besuchendes Mitglied (früher Vorwald, Krs. Bentheim).
F r a n s b a c h, Hans, Dipl.-Ing., Gronau i. W., Tilsiter Straße 11, besuchendes Mitglied (früher cand. Ing.).
M a r t e n s, Josef, Essen-Kupferdreh, 4. Ball., Leichte Flakabl. 74 (früher Bocholt i. W., Schwanenstraße 2).
N e i t z s c h, Fritz, Dipl.-Ing., Reichsbahnrat, Jägerndorf/Ostsudetenland, Wilschgasse 9 I (früher Redkinghausen, Börster Weg 22a).
S p r i c k, Günther, Dr. phil., Gelsenkirchen, Hans-Schemm-Straße 39 (früher Gelsenkirchen, Kirchsstraße 5).

Übertritte zu anderen Bezirksvereinen:

B e c k m a n n, Eugen, Ingenieur, Essen I, Herwardtstraße 7, I. r. (zum Ruhr-BV.).
W e l l e r s h o f f, Kurt, Ingenieur, Moers, Rheinberger Straße 1 (zum Ruhr-BV.).

Teuloburger Bezirksverein

Mitgliederbewegung

Anmeldung zur Aufnahme als ordentliches Mitglied:

R e h s e, Otto, Ing., Laggenbeck, Krs. Tecklenburg, Nr. 81.

Aufnahmen als ordentliches Mitglied:

G e r l i c h, Alfred, Betr.-Ing., Luftwaffe, Münster i. W., Gremmendorf, Gustav-Tweer-Weg 14.

S i e l a n d, Kurt, Ing., Bielefelder Sackfabrik, Bielefeld, Werther Str. 65.

Anschriftenänderungen:

H ü t t e r m a n n, Hans, Ingenieur, Technikum, Lage i. L., Meierstraße 12 (früher Friedrichstraße 12).

M ü l l e r, Alexander, Ingenieur, Ahnsen bei Bückeburg, Haus 74 (früher Münster i. W.).

Übertritte zu anderen Bezirksvereinen:

A s e l m a n n, Kurt, Dipl.-Ing., Mauserwerke, Berlin W 15, Schaperstraße 17, ordentliches Mitglied, früher Minden i. W., Hahler Straße 63 (zum Berliner BV.).

B u d d e n s i e k, Heinrich, Dipl.-Ing., Reichsb.-Bauass., Dtsch. Reichsbahn, Siegen i. W., Tiergartenstraße 12, Reichsb.-Ausesserungswerk, ordentliches Mitglied, früher Großenheldorn über Wunsdorf/Schbg.-Lippe, Nr. 59 (zum Siegerer BV.).

H a r s c h e r, Hans, Ing., Nielleben über Halle a. d. S., Lange Straße 2, ordentliches Mitglied, früher Bielefeld, Malmedystraße 22 (zum Mitteldeutschen BV.).

H e i p e r t z, Walter, Ingenieur, Hagen i. W., Wasserloses Tal 64, ordentliches Mitglied, früher Minden, Lübecker Straße 21 (zum Lenne-BV.).

H o f f m a n n, Alexander, Ing., Düsseldorf I, Sonnenstraße 76, ordentliches Mitglied, früher Münster i. W., Hornstraße 21 (zum Niederrheinischen BV.).

Übertritte zum Teuloburger BV.:

B ü h l, jr., Franz, Ing., Eisenwerk Baumgarte K.-G., Brackwede, Saarstraße 9, besuchendes Mitglied (vom Niederrheinischen BV.).

K i e r d o r f, Hans, Dipl.-Ing., Lohmann-Werke, Bielefeld, Paulusstraße 30 II, ordentliches Mitglied (vom Dresdner BV.).

V e d d e r, Edmund, Ing., Beckum, Ds. 21, ordentliches Mitglied (vom Mannheimer BV.).

Gau Westfalen-Süd

Fachgruppe Mechanische Technik

VDI VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE

Lenne-Bezirksverein

Mitgliederbewegung

Aufnahme:

B a l k, Gustav, Obargewerberat, Dipl.-Ing., Hagen, Kaiserstraße 60.
G r ü t t m a k e r, Hermann, Ing., Hagen, Ludendorffstraße 29.
S c h u m a c h e r, Karl, techn. Reichsb.-Insp., Villigst bei Schwerte, Hauptstraße.

H a a r d t, Erich, Dr.-Ing., Hagen, Eugen-Richter-Straße 8.

Übertritte zum Lenne-BV.:

A r n d t, Heinz, Dipl.-Ing., Gevelsberg, Neustraße 9 (vom Braunschweiger BV.).

B e r n h a r d t, Wilh., Gevelsberg, Jahnstr. 10 (vom Württemberger BV.).

Anschriftenänderungen:

H ü b e l, Ernst, Hagen, Mittelstraße 17 (früher Mittelstraße 4).

v. Q u i l l f e l d t, Rolf, Weiler/Ruhr, Willener Straße 13 (früher Deutsches Haus).

E r n s t, Josef, Ing., Hagen, Sedanstraße 3 (früher Eckeseyer Straße 166).

Übertritt zu einem anderen BV.:

S c h r o e t e r, Helmut, Reichsbahnrat, Potsdam, Alle Königstraße 31 (zum Berliner BV.).

Gestorben:

E l b e r s, Dr. phil. und Dr. h. c., Hagen, Buschhofstraße 12.

Fachgruppe Energiewissenschaft

VDE VERBAND DEUTSCHER ELEKTROTECHNIKER

Bezirk Ruhr-Lippe

Mitgliederbewegung

Neuaufnahme:

B y w a t e r, Ulysses A., Dipl.-Ing., Dortmund, Kronenstraße 73.

Anschriftenänderungen:

G e b h a r d t, Erich, Bochum, Agnesstraße 22 (früher Dortmund).

K r a u s e, Otto, Dipl.-Ing., Dortmund-Marten, Germaniastraße 14 (früher Dortmund, Overbeckstraße 6).

Aus der Arbeit der Gaue

Gau Düsseldorf

Bericht

über die Veranstaltung des ADB.-Arbeitskreises Wuppertal am Mittwoch, dem 19. April 1939 im Saale der Technik, Wuppertal-Elberfeld

Der Obmann, Herr Ing. Miller, eröffnete die Sitzung und begrüßte die Anwesenden, insbesondere den Vortragenden des Abends, Herrn Oberingenieur Schuch. Nach Bekanntmachung über eine Aenderung in der Leitung des Amtes für Technik erteilte Herr Miller Herrn Oberingenieur Schuch das Wort zu seinem Vortrag „Die Reparatur-Schweißung“.

Auf dem Gebiete des Schweißens nimmt die Reparaturschweißung eine besondere wichtige Stellung ein. Es ist häufig schwer, bei anfallenden Reparaturen die richtige Lösung zu finden, d. h. ob man Gas- oder elektrische Schweißung anwenden muß und wie die Schweißung durch-

zuführen ist. Dabei ist zu beachten, daß eine Reparaturschweißung an den Schweißer ganz andere Anforderungen stellt, da es ein Unterschied ist, ob einer tagtäglich dieselben Stücke schweißt oder plötzlich eine Schweißreparatur an einem komplizierten Stück vorzunehmen hat. Es gibt aber heute ausgezeichnete Schweißungen von Reparaturstücken.

Herr Oberingenieur Schuch zeigte dann in anschaulichen Lichtbildern die verschiedensten Arbeitsmethoden beim Reparaturschweißen und die Anwendungsgebiete im Handwerk, in der Industrie und im Bauwesen. Er zeigte Reparaturen von Gußstücken, von Dampfkesseln usw. Der Vortrag fand reichen Beifall und löste eine längere Aussprache aus.

Herr Miller dankte darauf dem Vortragenden und den Herren, die sich an der Aussprache beteiligt hatten, und schloß nach einem Sieg-Heil auf den Führer die Sitzung.

Kunst.

