

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 71 (1953)
Heft: 13

Artikel: Sicherheit, Zuverlässigkeit und Lebensdauer von Turbogeneratoren
Autor: Martin, O.
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-60524>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. [Mehr erfahren](#)

Conditions d'utilisation

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. [En savoir plus](#)

Terms of use

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. [Find out more](#)

Download PDF: 08.01.2026

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

Sicherheit, Zuverlässigkeit und Lebensdauer von Turbogeneratoren

Von Dr.-Ing. O. MARTIN, Zürich

DK 621.165.004

Fortsetzung von Seite 173

E. Die grundsätzliche Natur der Beanspruchungen

Eine Dampfturbine kann in allen ihren Teilen richtig bemessen und allen Regeln des Handwerks entsprechend hergestellt und zusammengebaut sein. Trotzdem wird man sie nach einigen tausend oder zehntausend Betriebstunden stillsetzen müssen, weil ein Schaden eine Betriebstörung verursacht hat oder eine solche zu veranlassen droht. Dies gründet in der Art und Weise, wie die bewegten Teile der Maschine beansprucht werden. Zwar rechnet man die Turbine zu den gleichförmig beanspruchten Maschinen, im Gegensatz zum Kolbenmotor, bei dem alle Triebwerkteile auf Wechselfestigkeit beansprucht sind. Den wichtigsten Festigkeitsrechnungen, z. B. für die radiaalen und tangentiaalen Spannungen in den Laufradscheiben, werden auch nur gleichförmig wirkende Kräfte zu Grunde gelegt. Doch spielen auch in der Turbine — trotz gleichförmigem Drehmoment an der Welle — die Wechselbeanspruchungen eine Rolle, wenn sie auch meist mit nur niedriger Spannungsamplitude auftreten und sich einer konstanten Betriebsbeanspruchung überlagern. Wie schon erwähnt, erfahren die Schaufeln teilbeanspruchter Räder bei jeder Umdrehung einen Stoss mit dem Eintritt in das Dampfband und ebenso einen beim Verlassen desselben. Die Restunwucht des Läufers drückt der ganzen Maschine eine leichte Vibration mit der Frequenz der Drehzahl auf. An scharfen Kanten durchtretende Strahlen — handle es sich um Dampf in Labyrinthspalten oder um Öl an den Steuerkanten der Oelschieber — können hochfrequente Strömungswechselkräfte ausüben.

1. Wechselbeanspruchungen

Man nimmt gewöhnlich an, dass ein Bauteil, wenn er niedriger beansprucht wird als die am Probestab gemessene Grenzwechselfestigkeit, seine Beanspruchung für unbegrenzte Zeit erträgt. Für den Vergleich eines beliebig gestalteten Konstruktionsteils mit dem zylindrischen Probestab ist dabei eine Formzahl $\alpha = 1,5 \dots 3 \dots$ einzuführen, welche der ungleichförmigen Spannungsverteilung im praktisch verwendbaren Konstruktionselement — insbesondere der Erhöhung an kleinen Radien oder Kerben — Rechnung trägt. Unter Grenzwechselfestigkeit ist hier die Spannung verstanden, die dem waagrechten Ast der Wöhlerkurve entspricht, d. h. unterhalb deren bei 10^7 bis 10^8 Lastwechseln ein polierter Zylinderstab in der Wechselbiegemaschine nicht mehr bricht. Leider mündet die Wöhlerkurve nur unter idealen Verhältnissen in einen waagrechten Ast aus; sobald die Probestäbe scharfe Kanten, Rostnarben oder Kerben aufweisen, verlagert sich die Wöhlerkurve nach abwärts, und wenn noch eine Korrosion hinzutritt, beispielsweise durch aufgesprühte Salzlösung oder durch ein

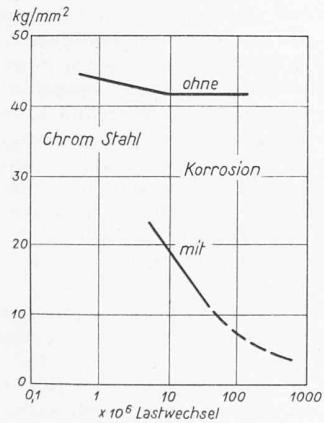


Bild 5. Die «Wöhlerkurve» des glatten Probestabes gestattet für einen guten Chromstahl Wechselbeanspruchungen von 40 kg/mm^2 dauernd. Bei gleichzeitigem Korrosionangriff wird die Wechselfestigkeit auf $10 \dots 5 \dots 3 \text{ kg/mm}^2$ herabgesetzt, wobei dennoch ein Bruch nach einer grösseren Anzahl Lastwechsel zu erwarten ist.

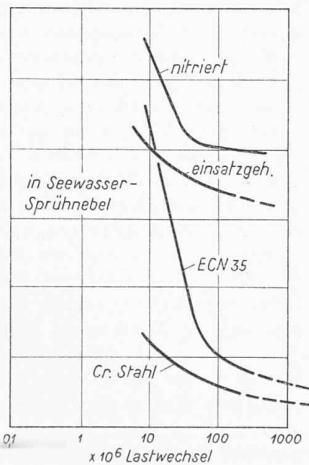


Bild 6. Wöhlerkurven gehärteter und ungehärteter Stähle. (Ordinaten wie bei Bild 5).

chemisch aktives Gas, nimmt die ertragbare Wechselspannung mit zunehmender Wechselzahl immer mehr ab, wie z. B. Bild 5 zeigt.

Die Versuche unter solch erschweren Bedingungen lassen darauf schliessen, dass auch bei sehr kleiner Wechselbeanspruchung für an sich niedrig beanspruchte Bauteile in korrodierender Atmosphäre nach genügender Anzahl Lastwechsel stets irgendwann einmal ein Bruch zu erwarten ist. Am ehesten ist mit einem Korrosions-Dauerbruch dort zu rechnen, wo eine vergleichsweise hohe Zug- (oder Biege-)spannung als Grundbelastung vorhanden ist. Bauteile, bei denen Kerbwirkung und hohe Grundspannung dem Korrosionsdauerbruch günstig sind, finden sich in der Dampfturbine in Gestalt der im Dampfraum liegenden Schrauben und der Nietköpfe. Kleine Schrauben pflegen die Montage gewöhnlich so weit anzu ziehen, bis sich die ersten Gewindegänge zu recken beginnen. Im gereckten Kerbgrund lockert Korrosion das Gefüge so, dass verformungslose Brüche eintreten. Während abgeplatzte Nietköpfe von Radbandagen gewöhnlich wegen ihrer Kleinheit nicht viel Schaden stiften, sind abgeplatzte Stiftschraubenenden mit Muttern für die Beschaufelung «Fremdkörper», welche die betroffene Schaufelreihe meist gründlich zerstören. Nach Möglichkeit soll man also Schrauben im Dampfraum vermeiden und z. B. Düsensegmente ohne Schrauben im Gehäuse befestigen. Wenn Schrauben nicht zu umgehen sind, so muss man im Dampfraum ihre Köpfe so abdecken oder sichern, dass abgeplatzte Enden nicht herausfallen und mit drehenden Teilen in Berührung kommen können.

Richtig aufgebrachte Druckspannungen pflegen die Wechselfestigkeit im günstigen Sinne zu beeinflussen. Nitrierte und im Einsatz gehärtete Teile führen in der Aussenschicht Druckspannungen, Nitrierte Ventilspindeln zeichnen sich deshalb gewöhnlich durch eine hohe Dauerhaltbarkeit aus (Bild 6). Infolge von Korrosionsangriff altern in der Turbine vorzugsweise ferner die aus dünnwandigen Blechen geformten Labyrinthkämme.

2. Thermische Beanspruchungen

Eine andere Art Beanspruchung, die sich schwer zahlenmäßig abschätzen lässt, die aber ebenfalls die Lebensdauer von Wärmekraftmaschinen in gelegentlich massgebender Weise begrenzt, röhrt von Temperaturunterschieden her. Wenn ein Rohr, innen und aussen auf Umgebungstemperatur abgekühlt, plötzlich mit Heissdampf beschickt wird, so dehnt sich die heisswerdende Innenschicht des Rohres, wogegen die zunächst kalt bleibende Aussenschicht ihr Mass beizubehalten versucht. Aussen entsteht eine Zugspannung, innen eine Druckspannung. Die Ausdehnung infolge der Temperaturzu-

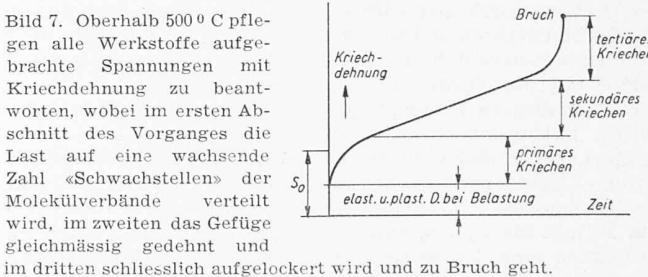


Bild 7. Oberhalb 500°C pflegen alle Werkstoffe aufgebrachte Spannungen mit Kriechdehnung zu beantworten, wobei im ersten Abschnitt des Vorganges die Last auf eine wachsende Zahl «Schwachstellen» der Molekülverbände verteilt wird, im zweiten das Gefüge gleichmässig gedehnt und im dritten schliesslich aufgelockert wird und zu Bruch geht.

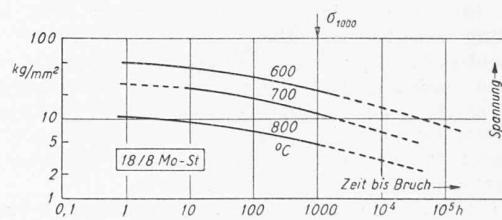


Bild 8. Bruchspannungen für einen 18/8/1-Chromnickel-Molybdänstahl. Massgebend für die zumutbare Spannung ist die Zeit, bis zu der ein Bruch mit einer bestimmten Wahrscheinlichkeit noch nicht eintritt.

nahme wird durch mechanische Spannungen wieder zurückgeformt. Für die Temperaturdehnung gilt:

$$\varepsilon_{th} = \alpha_{th} \Delta \vartheta = 1,1 \cdot 10^{-5} \text{ m/m } ^\circ\text{C}$$

für die mechanische Dehnung: $\varepsilon = \sigma / E$

durch Gleichsetzen findet man:

$$\begin{aligned} \sigma &= E \alpha_{th} \Delta \vartheta = 2 \cdot 10^6 \cdot 1,1 \cdot 10^{-5} \Delta \vartheta \\ &= 22 \Delta \vartheta \text{ kg/cm}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

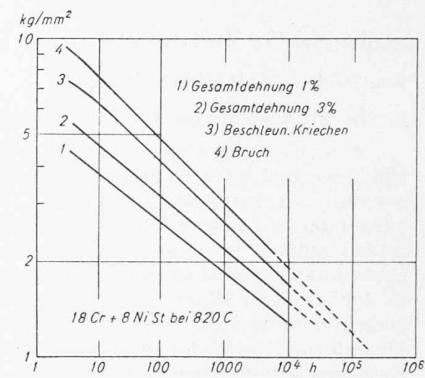
In einem Stab, dessen Enden gegen feste, unverschiebbliche Flächen stossen, wird also bei jedem $^\circ\text{C}$ Temperaturerhöhung die Spannung um 22 kg/cm^2 erhöht, bei 100°C somit um 2200 kg/cm^2 ! Wenn eine Konstruktionsverbindung vorliegt, bei welcher sich ein Teil der Querschnitte verkürzen und der andere längen kann, so wird die Spannung bei hälftiger Verteilung auf 50 % der vorstehenden Beträge sinken können. In plötzlich von innen angewärmten Rohren und Gehäusen ist die zunächst von der Beheizung erreichte Schicht dünn, die noch kalte Wand hingegen dick, so dass die anfänglichen Spannungen bei schnellem Aufheizen mehr dem 100prozentigen Fall entsprechen. Bei plötzlicher Inbetriebnahme aus dem kalten Zustand sind Temperatursteigerungen von 300°C und mehr möglich. Die hierzu gehörigen Wärmespannungen liegen, wie man leicht einsieht, weit über der Streckgrenze der meisten Werkstoffe. Es entstehen also Eigenspannungen und bleibende Verformungen in den rasch beheizten oder abgeschreckten Oberflächen. Bei nachfolgendem Temperaturausgleich nach plötzlicher Erwärmung bleiben in der stossbeheizten Wand Zugspannungen zurück. Auch sie können beispielsweise zu Rissen in Gehäusen Anlass geben, wenn Kerben oder Gussnarben sich als Ausgangsstellen anbieten. Auch Schweißnähte können bei plötzlichem Anheizen zu Stellen erhöhter Bruchgefahr werden.

Durch vorsichtiges Anwärmen pflegt der erfahrene Kraftwerksgenieur den Temperaturanstieg auf längere Zeit zu verteilen, um die Spannungsgradienten niedrig zu halten. Je der Gewaltstart aus dem kalten Zustand bringt solche Ueberbeanspruchungen infolge Wärmespannungen mit sich und zehrt an der Lebensdauer der Maschine; Schrumpf- und Stemmverbindungen werden locker, mit Schraubenkraft zusammengepresste Flanschen werden undicht. Schnelle Anfahrten soll man deshalb nach Häufigkeit des Vorkommens wie auch nach Zeitmass der Lastaufnahme tunlichst beschränken.

Bei Turbinen, die täglich an- und abgestellt werden müssen — in den öffentlichen Netzen sind es mehr als die Hälfte der verfügbaren Maschinen —, ist das Studium der Erwärmung bei Anfahrt und der Abkühlung nach dem Abtrennen vom Netz und Stillsetzen eine der interessantesten Aufgaben der Kraftwerksgenieure. Der Temperaturverlauf während der Stillstandszeit in den Gehäusewänden muss messtechnisch aufgenommen werden, die Vorwärmung der Gehäuse während des Drehens durch den Törnmotor muss rechtzeitig einsetzen, für das Hochfahren und Beladen muss ein Zeitplan aufgestellt werden, in welchem die Mindestzeit und der Bedarf an Anheizdampf mit der Forderung nach genügend langsamem Temperaturanstieg in Einklang gebracht wird. Die Geschwindigkeiten, mit welchen man die Temperatur bei der Anfahrt steigert, liegen üblicherweise bei 1 bis $3^\circ\text{C}/\text{min}$. Die Anfahrzeiten — gerechnet von der ersten Drehung des Einlassventils der Turbine bis zum Beginn der Lastaufnahme — wechseln von 10 min bis 1 h je nach den Massnahmen, mit denen im Kraftwerk eine der betrieblichen ähnliche Temperaturverteilung auch während der Stillstandszeit aufrecht erhalten werden kann. Neuere Vorschläge zur Abkürzung der Anfahrzeiten empfehlen für gewisse Bereitschaftsmaschinen eine eigene Dampfleitung von kleinem Durchmesser mit Anfahrventil, kleiner Lichtweite und eigener Düsengruppe, welche so bemessen wird, dass mit dem hierdurch der Turbine zugeführten Dampf etwa $1/5$ bis $1/3$ der Betriebsdrehzahl erreicht wird. Die mit dieser Leitung unter Dampf törnende Maschine darf als Momentanreserve jederzeit sofort hochgefahren und ans Netz gelegt werden.

Hinsichtlich der durch Temperaturstöße hervorgerufenen Eigenspannungen muss ein günstiger Umstand für Hochdruckturbinen hervorgehoben werden, der in seinen Folgen manche im Kraftverlauf unklare Formgebung schon vor Schaden bewahrt hat: Durch das Kriechen werden Spannungen abgebaut, gleichgültig ob es sich um Konstruktionsspannungen

Bild 9. Dauerstandsverhalten eines 18/8-Chromnickelstahles. Eingezeichnet sind Kurven, deren waagrechte Schnitte die Punkte von Bild 7 kennzeichnen. Solche Schaubilder liefern einen guten Anhalt über das Verhalten des Werkstoffs und die Lebensdauer eines daraus gefertigten Bauteils, sind aber ziemlich mühsam aus viel Versuchsmaterial aufzustellen.



oder Eigenspannungen handelt. Die Dauerstandfestigkeit nach der DVM-Definition¹⁾, bei der zwischen der 25. und 35. Stunde eine stündliche Dehnung um 10^{-5} oder 10^{-3} %/h — bzw. eine gesamte von 10^{-4} oder 10^{-2} % in zehn Stunden — eintritt, entspricht z. B. einem Spannungsabfall von rund $\Delta \sigma = E / \Delta \varepsilon = 15 \text{ kg/cm}^2 \text{h}$ oder 150 kg/cm^2 während der Versuchsdauer. Die Kriecheigenschaft baut Spannungsspitzen ab, gleich Spannungsunterschiede aus und verhilft den Bauelementen zu längerer Lebensdauer, indem alle Querschnitte zum Tragen herangezogen werden.

F. Beanspruchungen an Ventilen

Bei Regulierventilen spielt eine Beanspruchung eine Rolle, die — um die Sache mit einer alltäglichen Erfahrung verständlich zu machen — als «Badewannen-Spundeffekt» bezeichnet werden möge. Wenn man in einer Badewanne den konischen Verschlusstopfen an der Kette hält und ihn allmählich seinem Sitz nähert, so gerät er in den Abflusswirbel und wird von diesem ziemlich heftig hin- und hergeschleudert. Die Stopfenflanke rollt auf ihrem Sitz ab, und der Stopfen rasselt in der Öffnung herum. Die Energie zu dieser Bewegung wird dem Abflusswirbel entnommen, der — gemäss $c_u r \text{ const}$ — bei abnehmendem Radius eine ziemlich kräftige Drehgeschwindigkeit c_u hervorbringt.

Dieser Spundeffekt ist auch an den Regelventilen der Dampfturbinen zu beobachten. Er bringt sowohl einsitzige als Doppelsitzventile in der Nähe der Abschlusstellung in den Bereich instabiler Strömungen, die den Ventilkörper mehr oder minder schnell rollen oder rasseln lassen, wobei die elastischen Eigenschaften der Ventilspindel die Frequenz beeinflussen und Länge und Art der Spindelführung sowie die Masse des Spindelgehänges eine Dämpfungs- bzw. Tilgungswirkung herbeiführen können. Der «Spundeffekt» kann sowohl an den Ventilkörpern wie auch an den Sitzen und Spindeln samt deren Dichtungen schädliche Wirkungen hervorbringen. Es ist schon vorgekommen, dass sich Sitzringe aus ihrer Gehäusebefestigung gelöst haben oder zerbrachen; Spindeln haben ihre Führungsbüchsen ausgeschlagen, Drosselkonusen sind zonenweise abgezehrt worden. Den Zerstörungsbildern nach kann man diese Erscheinungen in die Wechselbeanspruchung einschliessen, wenn auch die Wechselbeanspruchung dabei nicht allzu hoch ist und nur die Zahl der Lastwechsel extreme Beträge erreicht. Auch hier zeigt zuweilen die Korrosion ihre zusätzliche, zerstörende Macht. Die Ventile sind dem heißen Dampf ausgesetzt, der aus dem Kesselschaum teils klebrig zähflüssige, teils staubförmige Salzteilchen mitbringt, die sich auf den metallischen Oberflächen absetzen. Werden noch Eisenoxydteilchen aufgefangen und mit in die Salze eingebettet, so hat man außerdem die richtige Zusammensetzung für eine die Führung abzehrende Schleifpaste.

Wenn man schwingungsgefährdige Teile zu entwerfen hat, so ist es meist richtig, möglichst hohe Frequenzen in den einzelnen Arbeitsstellungen anzustreben. Je höher die Frequenz, desto mehr Energie können die Dämpfungs Kräfte bei gleicher Amplitude verzehren. Das erreicht man durch kurze Lagerung, d. h. kleine Entfernung zwischen Massenschwerpunkt und Führung, und durch leichte Schwingmassen. Dop-

¹⁾ DVM = Deutsche Versuchsanstalt für Materialprüfung in Berlin-Dahlem. Die wichtigsten Definitionen der Festigkeitsbegriffe im Kriechgebiet sind zusammenge stellt in E. Siebel und N. Lüdwig: Sonderstähle und Legierungen für hohe Temperatur, «Konstruktion» 1949, S. 13 bis 16, und G. V. Smith: Properties of Metals at elevated temperatures, «Mech. Engng.» 72 1950, S. 799 bis 804.

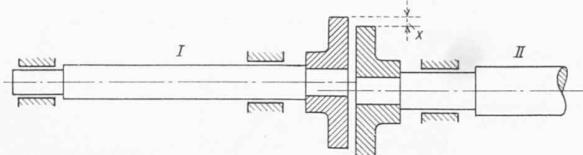


Bild 10. Zur Verbindung von Wellen, die um das Mass x gegenüber verlagert sind, ist die zweimalige Kupplung wenig geeignet.

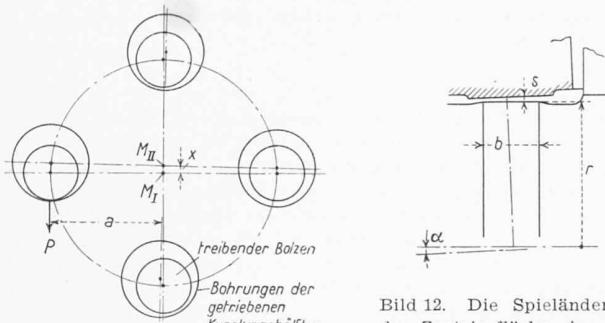


Bild 11. Bei Anordnung nach Bild 10 können die Bolzen der treibenden Kupplungshälfte einseitige Kräfte auf die getriebene ausüben.

Bild 12. Die Spieländerung der Zentrierfläche einer um einen kleinen Winkel α ausgelenkten Kupplung ist $\Delta s = b \cdot \tan \alpha$, Größenordnung 20/1000 = 0,02 mm.

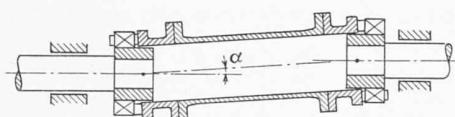


Bild 13. Um Wellen mit gegeneinander um einige Zehntelmillimeter verlagerten Mittellinien zu kuppeln, ist eine Doppelsternkupplung ratsam, da sie bei kleinen Winkeln näherungsweise als Kardangelenk wirkt.

pelsitzventile auf möglichst kräftigen, im Ventilkorb festgemachten Führungszapfen und mit angekuppelter Spindel haben sich aus diesem Grunde als ziemlich widerstandsfähig erwiesen. Auf langen Spindeln fest angebrachte Doppelsitzventile zeigen hingegen Neigung, die Bohrung der unteren Spindelführung auszuschlagen.

Einsitzventile an langen Spindeln mit weit aus der Führung herausragendem Spindelende scheinen der Forderung nach schwingungssteifer Lagerung zunächst weniger gut zu entsprechen. Die Strömungskräfte, welche ein solches Ventil erfährt, sind jedoch meist kleiner als die bei Doppelsitzventilen, da man bei diesen durch den Drosselkonus zu grösseren Abmessungen für die gleiche gesteuerte Dampfmenge gezwungen ist. Auch bringt die Trennung des Ventiltellers von der Spindel bei Einsitzventilen mit Vorhubkegel eine starke Minderung des Druckunterschieds im Augenblick, da der Hauptkegel anhebt, mit sich. Schliesslich werden die Einsitzventile bei Hebelantrieb der Steuerung weiter aus dem Einfuhrstrudel der Ventilöffnung zurückgezogen, als das bei Doppelsitzventilen möglich ist, so dass ihre Schwingungsneigung die meiste Betriebszeit über nur schwache Anregung erfährt. Besseres Dichthalten auch bei leichten Verformungen und einfacher Sitzgestaltung sind Vorteile, die das einsitzige Ventil empfehlen.

G. Beanspruchung von Antriebsteilen

Unter den bewegten Teilen, deren arbeitende Flächen der Abnutzung unterworfen sind, pflegt man die Lager, die Kupplungen und die Antriebsräder der Regler und Oelpumpen von Zeit zu Zeit auf ihren Zustand zu prüfen. Da bei voller Drehzahl sich vollhydrodynamische Schmierung ausbildet, pflegen sich die Weissmetallflächen der Traglager im Laufe langer Zeiträume nur sehr wenig zu verändern. Bei den Drucklagern ist die Filmdicke meist kleiner als bei den Traglagern, ihre Druckflächen werden deshalb zuerst zerkratzt, wenn im Oel Putzwollfasern, Eisenteilchen oder Farbpigmentkörner mit schwimmen. Gut gefiltertes Oel ist deshalb Voraussetzung für lange Lebensdauer aller druckölgeschmierten Gleitflächen.

Bei der Mehrzahl der Turbosätze werden zurzeit die Wellen mit starren Flanschkupplungen verbunden. Es gibt jedoch

einige Gründe, welche die längsverschiebbliche Kupplung, wenigstens für mehrgehäusige Turbinen, empfehlen, z. B. wenn vier Wellen in einer Flucht gekuppelt werden müssen. Zwischen Niederdruckturbine und Generator entsteht im Betrieb einer Verschiebung der Lagermittten dadurch, dass der äussere Luftdruck bei vollem Vakuum das Abdampfgehäuse bis zu 1 mm — im Lagerstuhl gemessen — verformt. Die im kalten Zustand vom Monteur eingestellte Wellenlage kann sich also im Betrieb recht erheblich ändern. Dass hierdurch Zwangskräfte auf die starr gekuppelten Wellen ausgeübt werden, welche den Lauf der Rotoren beunruhigen, hat man schon öfters feststellen müssen; in einigen Fällen mussten starr gekuppelte Vierlagermaschinen durch Ausbau eines Mittellagers in Dreilagermaschinen umgebaut werden, ehe die Wellen einigermassen erträglich liefen.

Eine etwas elastische oder längsverschiebbliche Kupplung ist eher in der Lage, im Betrieb entstehende Wellenverlagerungen zu überbrücken als die starre Flanschverbindung, sofern man die Kupplung dieser besonderen Aufgabe entsprechend ausbildet. Eine Bolzenpuffer- oder Zahnkupplung, welche nur eine Kupplungsebene aufweist (Bild 10), ist nicht geeignet, Abweichungen der Wellenmittten auszugleichen. Die treibenden Glieder der einen Kupplungshälfte werden bei jedem Umlauf einmal entlastet, einmal belastet (Bild 11); sie erfahren deshalb eine starke Wechselbeanspruchung und gegebenenfalls rasche Zerstörung, abgesehen von Biegekräften, die in die Wellen eingeleitet werden. Die korrekte Kupplung von ungenauen oder je nach Betriebszustand mit unterschiedlichem Fluchtungsabmass laufenden Turbinenwellen ist nur mit doppelten Zahn- oder Klauensternen nach Bild 13 möglich. Diese Kupplungen wirken innerhalb der kleinen Winkel ($\tan \alpha \approx 1/1000$), um die sie durch die Verfluchtung ausgelenkt werden, als Kardangelenke und übertragen deshalb nur das Drehmoment, ohne Zwangskräfte quer zur Wellenaxe auszuüben. Bei der Wahl zwischen Zahn- und Klauenkupplung gibt mancher Betriebsmann der letztgenannten den Vorzug, weil sie «außen offen» und deshalb nicht in der Lage ist, feste, mit dem Oel angeschwemmte Partikel festzuhalten. Bei Zahnkupplungen haben sich bei schlecht gepflegtem Oel schon die Beweglichkeit hindernde Krusten zwischen den Zähnen aus dem Oelkreislauf angesammelt. Turbinenteile mehrgehäusiger Maschinen kuppeln man auch deshalb längsverschieblich, damit man keine zu grossen axialen Wellenverschiebungen infolge Wärmedehnung zwischen den Wellen und Gehäusen bekommt. Die Spiele zwischen Leit- und Laufschaufeln ändern sich im Betrieb mit dem Erwärmungszustand der Maschine, und zwar um so mehr, je weiter die Entfernung zum Drucklager ist. Dreigehäuseturbinen pflegt man deshalb meist mit zwei Drucklagern auszustatten, wobei eine Kupplung längsverschieblich sein muss.

Die richtige Kupplung ist auch am vorderen Ende der Turbine, wo gewöhnlich der Antrieb für Oelpumpe und Fliehkratregler abgeleitet wird, eine Vorbedingung für zuverlässigen Betrieb. Früher pflegte man das Schneckenrad für die Nebenantriebe einfach auf die verlängerte Turbinenwelle zu setzen. Solange die Leistung der Oelpumpe sich unter 5 bis 10 PS hielt, erreichte man damit auch gewöhnlich befriedigenden Lauf, wenn auch das Schneckenradgetriebe seit jeher im Turbinenbau als ein «Verschleissteil» angesehen wird, bei dem man an der einen Maschine jahrelang befriedigenden Betrieb erlebt, bei der anderen aber jederzeit auf unvorhergesehene Störungen gefasst sein muss. Das Problem der Hilfsantriebe ist eigentlich auch ein Lagerungs- bzw. Kupplungsproblem. Die dicken Hauptlager einer Grosssturbine mit 3000 U/min müssen nämlich erstens verhältnismässig viel Spiel haben (0,25 bis 0,40 mm), zweitens läuft die Mittellinie der Turbinenwelle bei voller Drehzahl zwar nach der hydrodynamischen Theorie auf irgendeinem Punkte im oberen Drittel der Kurve a in Bild 14, rechts, in Wirklichkeit jedoch auf irgendwie geformten Kurven b , da die Lagen im oberen Bogen der Kurve a instabil sind. Die Welle «schwärmt» also innerhalb etwa $\frac{1}{3}$ bis $\frac{1}{4}$ des Lagerspiels und kann hierbei nicht nur parallele Verschiebungslagen zur geometrischen Verbindung der Lagermittten einnehmen, sondern auch hierzu winklig liegende.

Das Vorderende wird somit innerhalb eines Trichterraumes «schwärmen», was für die Eingriffsgenauigkeit der Räder sowohl beim kreuzachsigen Schneckenantrieb als auch bei parallelachsigen Stirnrädern nicht gerade vorteilhaft ist. Stützlager am äusseren Ende werden deshalb von den starren Wellenfortsätzen ausgeschlagen, und ab und zu hat man auch

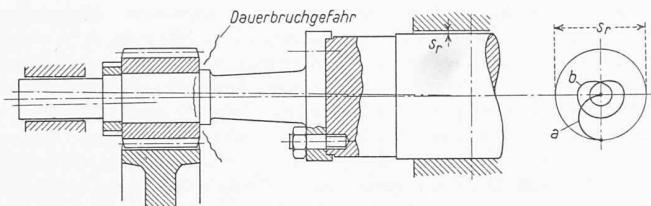


Bild 14. Zur Ableitung des Antriebs für Regler und Oelpumpen wurden früher überwiegend auf das stark überhängende vordere Wellenende aufgezogene Schnecken oder Zahnräder benutzt. Die schwärmende Bewegung der Welle setzt diese Getriebe unkontrollierbaren Wechselbeanspruchungen aus.

schon einen Dauerbruch, z. B. von der in Bild 14 eingezeichneten Gestalt, infolge der unabsehbaren Wechselbeanspruchungen solcher Wellen erlebt. Seitdem die Steuerungen immer höhere Oeldrücke und die grossen Lagerzapfen auch grössere Oelmengen verlangen, sind Oelpumpenleistungen von 20 bis 40 PS an Turbogeneratoren nichts Aussergewöhnliches mehr. Direkt auf der Turbinenwelle angeordnete Antriebsräder für Schraub- oder Wälzgetriebe sind hierfür unvorteilhaft; man lagert diese Räder besser in eigenen Lagern, z. B. nach Bild 15. Die Kupplung führt man mit Rücksicht auf die schwärmende Bewegung der Hauptwelle wiederum in angehärter Kardangelenkbauweise aus, so dass nur das Drehmoment, nicht aber die Querbewegungen auf die Hilfswelle übertragen werden können.

Die Abnutzungserscheinungen und Störungen, die an der Steuerung der Turbine eintreten können, sind ebenso mannigfaltig wie die Bauarten. Gefürchtet ist das Festklemmen der Ventilspindeln durch Salzablagerung zwischen Spindel- und Dichtungs- bzw. Führungsbüchse. Sich von Zeit zu Zeit von der Beweglichkeit der Steuermechanismen zu überzeugen, ist

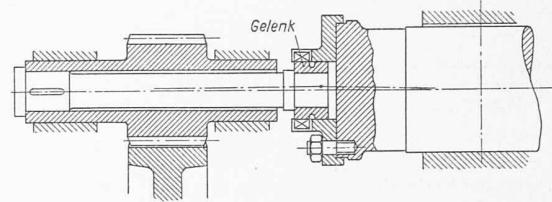


Bild 15. Die Uebersetzungsräder für die Hilfsantriebe lagert man vorteilhaft in eigenen Lagern. Eine nicht zu kurze, bewegliche Kupplung überträgt das Drehmoment auf die Hilfswelle.

eine der Hauptaufgaben der Maschinisten, welche die laufende Maschine zu überwachen haben. Es würde zu weit führen, im Rahmen dieser Arbeit alle die Betriebsvorschriften durchzugehen, die für die Erhaltung der Funktionstüchtigkeit der Turbinensteuerung bei der Vielzahl der bestehenden Konstruktionen zu beachten sind. Durch die neuere Entwicklung sind weitere Organe hinzugekommen, die der Ueberwachung bedürfen. Beispielsweise sind beim Block-Kraftwerk mit Zwischenüberhitzung zusätzliche Ventile in der vom Zwischenüberhitzer rückkehrenden Mitteldruckdampfleitung notwendig geworden. Zur Verbesserung des regeltechnischen Verhaltens pflegt man Steuerimpulse von der Turbine auch auf die Kesselregelung zu übertragen. Zum Teil sind diese Probleme nur mit einer weitschweifigen Exkursion in die Theorie verständlich zu machen, deshalb sei ihre Erörterung hier nicht weitergeführt²⁾.

2) Ueber den elektrischen Teil des Turbogenerators und seine Alterserscheinungen ist kürzlich eine zusammenfassende Darstellung gegeben worden von H. F. Schwenkhaugen: Alterung im Maschinenbau, insbesondere in der Elektrotechnik, in «Der Maschinen-schaden» 25 1952, H. 9/10, S. 105 bis 116.

Schluss folgt

DK 389.6:666.9

Die neuen schweizerischen Bindemittel-Normen

Von Prof. Dr. E. BRANDENBERGER, EMPA-ETH, Zürich

Am 1. Februar 1953 sind die neuen S. I. A.-Normen für die Bindemittel des Bauwesens (S. I. A.-Norm Nr. 115) in Kraft getreten, und zwar wiederum im Sinne einer zwischen dem Schweiz. Ingenieur- und Architekten-Verein, dem Verein Schweiz. Zement-, Kalk- und Gips-Fabrikanten und der Eidg. Materialprüfungs- und Versuchsanstalt abgeschlossenen Vereinbarung. Sie ersetzen die «Normen für die Bindemittel der Bauindustrie» aus dem Jahre 1953 samt der diesen 1945 beigegebenen sog. «Ergänzung» und schaffen im übrigen auch da wieder erneut klare Verhältnisse, wo in den letzten Jahren Ueberbleibsel kriegswirtschaftlich bedingt gewesener Massnahmen eine gewisse Unsicherheit hatten entstehen lassen.

I.

Für die im Mai 1951 vom S. I. A. zur Revision der Bindemittel-Normen eingesetzte Kommission¹⁾ handelte es sich von vornehmesten nicht allein darum, bei der Neuaufstellung von Bindemittel-Normen die seit 1933 erworbenen neuen Erkenntnisse über Bindemittel und die seither mit diesen in der Praxis gemachten Erfahrungen zu berücksichtigen. Ihre Aufgabe bestand vielmehr auch darin, für die neuen Bindemittel-Normen eine nach Anlage und Gestalt gegenüber ihrer bisherigen Form entschieden gedrangtere, zugleich übersichtlichere, dazu in manchem präzisere Fassung zu finden.

Eine wesentliche Konzentration ergab sich zunächst dadurch, dass in die neue Vorschrift als *genormte Bindemittel-Typen lediglich die in der Schweiz selbst fabrizierten und ständig gebrauchten Bindemittel* — also Portlandzemente (gewöhnliche und hochwertige), hydraulische Kalke, Weisskalke und gebrannte Gipse für Bauzwecke — aufgenommen wurden. Ueber die in die Schweiz bisher bloss importierten, daher hier nur selten und untergeordnet verwendeten Bindemittel (wie zum Beispiel spezielle Portlandzemente vom Typus der Massen-

bauzemente, Ferrozemente, PC erhöhter Sulfatbeständigkeit, sodann Tonerdezemente, Hüttenzemente und Gips-Schlackenzemente usw.) orientiert dagegen eine den neuen Normen als Anhang beigelegte Tabelle «Uebersicht über weitere Zement-Typen», welche Angaben enthält über charakteristische Kennzeichen der Zusammensetzung und über allgemein typische Eigenschaften dieser Bindemittel, ferner Hinweise auf deren Beurteilung betreffend Abbinden, Raumbeständigkeit und Festigkeit.

Der seitens der Praxis mit Recht erhobenen Forderung nach grösserer *Uebersichtlichkeit* der Bindemittel-Normen wurde dadurch Rechnung getragen, dass in den vier ersten Kapiteln (Vorbemerkungen; Bemusterung, Prüfung und Beurteilung von Bindemitteln; Verpackung und Lieferung derselben; Begriffsbestimmungen und Gütekriterien der einzelnen Bindemittel) das straff zusammengefasst wurde, was vorab für den Bindemittel-Verbraucher täglich von unmittelbarer Bedeutung ist. Zugleich gehörten an diese Stelle aber auch jene Fragen allgemeinerer Natur, welche den Praktiker direkt betreffen und dementsprechend laufend beschäftigen, wie etwa die folgenden:

dass erfolgreiche Anwendung von Bindemitteln im Bauwesen nicht nur eine Frage der Qualität der Bindemittel bedeutet, sondern ebenso sehr die zweckentsprechende Auswahl und sachgemäss Verarbeitung der Bindemittel voraussetzt;

die Bewertung *nicht genormter Bindemittel*, indem diese durchaus nicht etwas a priori Minderwertiges bedeuten, vielmehr lediglich vorgängig ihrer Anwendung umfassendere materialtechnische Versuche zum Nachweis der tatsächlichen Eignung verlangen — eine Auffassung, welche insbesondere der einheimischen Bindemittelindustrie den Weg für die Entwicklung neuartiger Produkte offenhalten soll;

die wesentliche Forderung, dass die einzelnen genormten Bindemittel nicht nur die für sie festgelegten, verbindlichen Gütekriterien zu erfüllen haben, sondern in jeder Beziehung auch den für sie gültigen *Begriffsbestimmungen* genügen müssen (dementsprechend wurden denn auch diese Begriffsbestimmungen, die früheren «Benennungen» ersetzend, so formuliert, dass sie nach Möglichkeit besagen, was die verschiedenen Bindemittel

1) Der unter dem Vorsitz des Verfassers amtenden Kommission gehörten an: als Vertreter der Bindemittel-Fabrikanten Dr. H. Gygi, Ing. F. Guye und Dr. W. Humm; als Vertreter der mit der Bindemittelprüfung Beschäftigten Dr. A. Voellmy (EMPA) und Prof. J. P. Daxelhofer (EPUL), und endlich als Vertreter der Bindemittel-Verbraucher Ing. F. Fritzsche, Ing. G. Gruner, Ing. L. Marguerat, Prof. A. Sarrasin (EPUL) und Prof. G. Schnitter (ETH).