Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 88 (1970)
Heft: 30: Dr. C. Seippel 70 Jahre, Zweites Sonderheft

Artikel: Die Endschaufeln grosser Dampfturbinen aus mechanischer Sicht
Autor: Hohn, Alfred / Novacek, Peter
DOI: https://doi.org/10.5169/seals-84572

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

Die Endschaufeln grosser Dampfturbinen aus mechanischer Sicht

Von **Alfred Hohn**, dipl. Ing., und **Peter Novacek**, dipl. Ing.

DK 621.165:62–253.5:539.4

Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit wird die letzte Laufschaufel grosser Dampfturbinen als Maschinenelement aufgefasst, und es werden die im Betrieb auftretenden statischen und dynamischen Beanspruchungen diskutiert. Weiter besprechen die Verfasser verschiedene Versuchsmöglichkeiten, die man bei der Konstruktion von Prototypen benützt, um das Betriebsverhalten der Schaufel vorauszubestimmen. Ein kurzer Einblick in die weitere Schaufelentwicklung findet sich am Schluss.

1. Einleitung

In der letzten Schaufelreihe grosser Dampfturbinen werden etwa 6% des gesamten Gefälles des durch die Turbine strömenden Dampfes in mechanische Energie umgesetzt. Da Grösse und Qualität dieser Energieumsetzung somit von entscheidender Bedeutung für den Wirkungsgrad der Maschine sind, wurde den Endschaufeln im vergangenen Jahrzehnt grösste Aufmerksamkeit geschenkt. Dabei kam sowohl den Festigkeits- als auch den Strömungsmechanikern die Entwicklung der Computertechnik in hohem Masse zu Hilfe: Einerseits waren mittels einer dreidimensionalen Strömungsrechnung die Schaufelwinkel und die Profile festzulegen, anderseits war die Tauglichkeit der stark verwundenen Endschaufel im Betrieb nachzuweisen. Der Wert der Endschaufeln allein kann bei grossen Turbinen auf über 1 Mio Fr. ansteigen. Daher bemühen sich die Turbinenfirmen, ein Produkt auf den Markt zu bringen, das weit über 10^5 Stunden hinaus seinen Dienst erfüllt.

Wenn man neuere Konstruktionen von Endschaufeln mit jenen der Vergangenheit vergleicht, fällt auf, dass heute bei mechanisch guten Konstruktionen auf sämtliche «Überlebenshilfen» verzichtet wird: Dämpferdrähte und z. T. auch Deckbänder gehören bei mit konstanter Drehzahl betriebenen Grossturbinen der Vergangenheit an.

2. Statische Beanspruchung des Schaufelblattes

Die Profilform der Schaufelquerschnitte ändert sich über der Schaufellänge wesentlich, und die Hauptträgheitsachsen der einzelnen Schnitte sind zueinander verdreht, wie man den Bildern 1 und 2 entnehmen kann.

Welchen Weg die Technik genommen hat, sieht man aus Bild 3: dort ist eine vor 40 Jahren verwendete, leicht konische und kaum verwundene Endschaufel dem modernen Schaufeltyp einer 400 MW-Turbine gegenübergestellt. Vor allem fällt der Unterschied im Flächenverlauf des Schaufelblattes über dem Radius beim Vergleich beider Konstruktionen auf.

Da die Fliehkraftzugspannung σ_z (Tabelle 1) den wesentlichsten Anteil am Gesamtspannungsniveau auch der verwundenen Schaufel ausmacht (siehe Bild 4), kann sie für die grobe Festlegung des Blattquerschnittes herangezogen werden. Mit den Bezeichnungen aus Bild 4 ergibt sich dann:

Fliehkraftdifferential

$$(1) \qquad d\,K = -\rho\, r\, \omega^2\, F(r)\, dr$$

Lokale Blattspannung

$$(2) \qquad \sigma_z = -\frac{\int_{R_2}^{r} \rho\, r\, \omega^2\, F(r)\, dr}{F(r)}$$

Ist $F(r)$ $(= F)$ konstant, wie dies bei der älteren Schaufel nach Bild 3 annähernd zutrifft, dann ist der Verlauf der Fliehkraftzugspannungen über dem Radius gegeben durch

$$(3) \qquad \sigma_z = \frac{\rho\omega^2}{2}\,(R_2^2 - r^2)$$

Bei dieser Formgebung ist also die Werkstoffausnützung schlecht, und die erreichbaren Umfangsgeschwindigkeiten

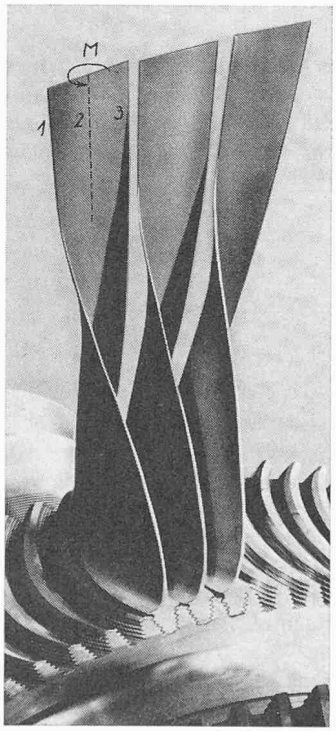


Bild 1. Endschaufel einer Dampfturbine von 600 MW im eingeschaufelten Zustand

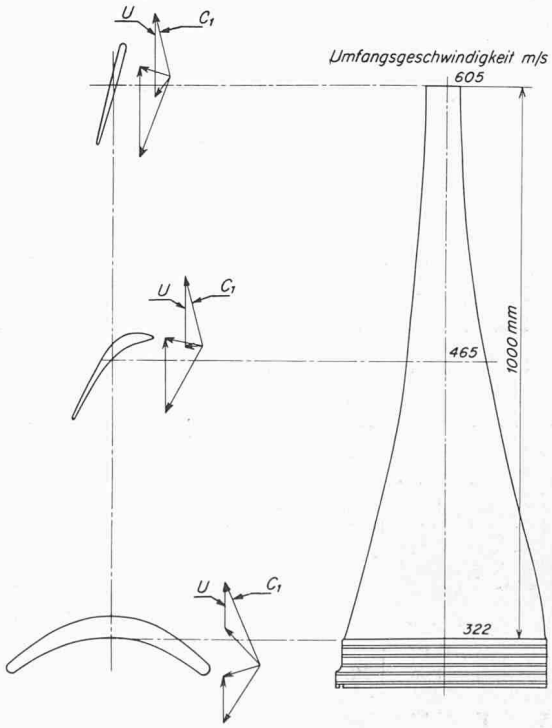


Bild 2. Profilform und Geschwindigkeitsdreiecke einer 1000 mm langen Endschaufel

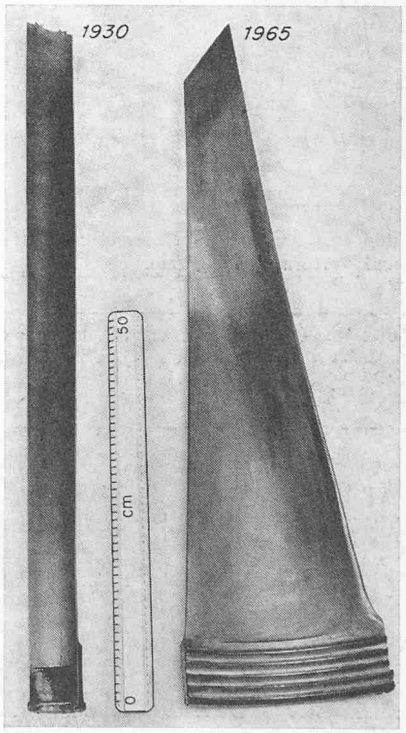


Bild 3. Gegenüberstellung einer Endschaufel aus dem Jahre 1930 und einer solchen aus dem Jahre 1965

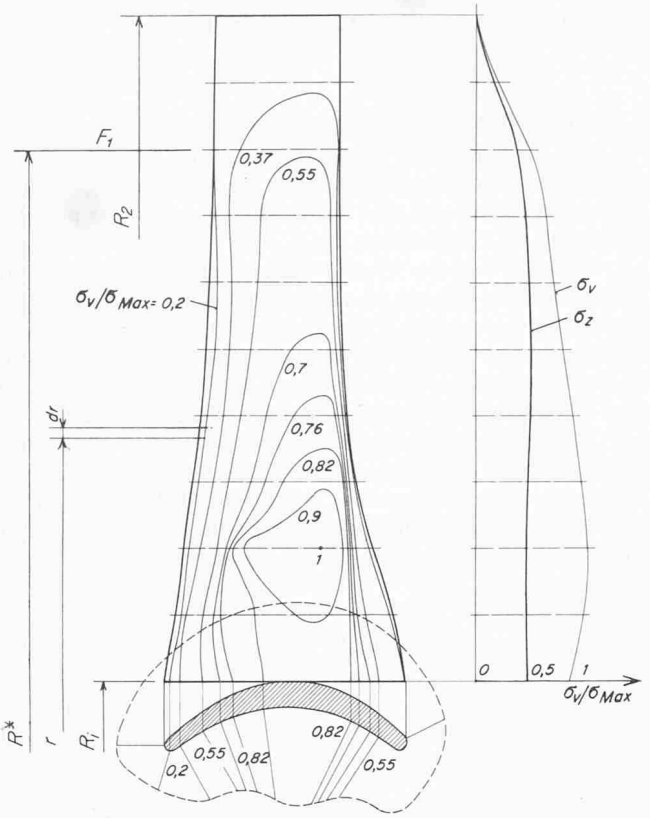


Bild 4 (links). Verteilung der kombinierten Spannungen über dem Schaufelblatt. Dargestellt ist das Verhältnis der Summe σ_V aller Spannungskomponenten zu deren Maximalwert σ_{Max} (s. Tabelle 1)

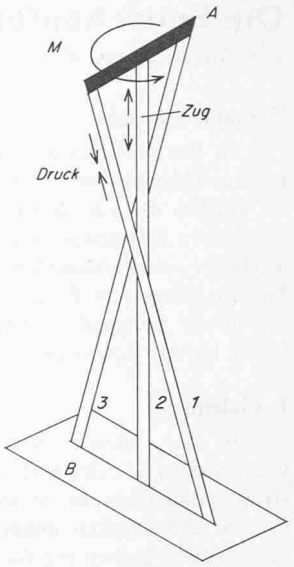


Bild 5 (rechts). Modell zur Erklärung der Entwindungsspannung

Tabelle 1. Betriebsbeanspruchungen des Schaufelblattes verwundener Endschaufeln

	Spannungsart	Ursache
statisch	1 Konstante Fliehkraftzugspannung	Fliehkraft der über dem Blattquerschnitt sich befindenden Blattmasse
	2 Fliehkraft-Biegespannung	Abweichung der Verbindungslinie der Profilschwerpunkte von der Radialen
	3 Entwindungs-Normalspannung	Entwindung des verwundenen Schaufelblattes unter Fliehkrafteinfluss
	4 Entwindungs-Schubspannung	Entwindung des verwundenen Schaufelblattes unter Fliehkrafteinfluss
	5 Dampfkraft-Biegespannung	Auf das Blatt wirkende Dampfkraft
dynamisch	6 Wechsel-Biegespannungen	Druckdellen vom vorhergehenden Leitradgitter, Ablösungen, Unsymmetrien (Störungen) in der Konstruktion (Trennebenenfehler), störende Einbauten, wie z. B. Sonden, kritische Drehzahl, Kurzschluss

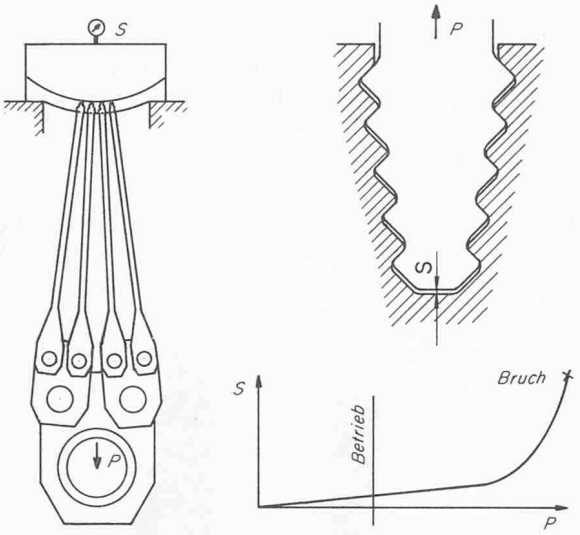
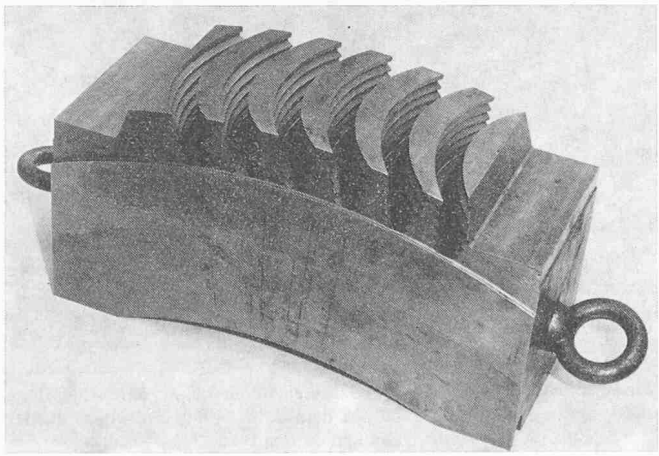


Bild 6a. Ausreissversuch an gebogenen Tannenbaumfüssen und Verformungsdiagramm

Bild 6b. Rotorsegment, das für den Ausreissversuch verwendet wurde



bleiben erheblich unter denen der konischen Schaufel. Trachtet man dagegen darnach, die Fliehkraftzugspannung vom Erreichen einer gewissen Grenze an über den grössten Teil der Blattlänge konstant zu halten, dann erhält man durch Differentiation der Gleichung (2)

$$(4) \qquad \frac{d\,F(r)}{F(r)} = -\frac{\rho\,\omega^2}{\sigma_z}\,r\,dr$$

die Lösung:

$$(5) \qquad F(r) = F_1\,e^{\frac{\varrho\omega^2}{2\,\sigma_z}(R^{*2}-r^2)}$$

Moderne Endschaufeln weisen angenähert einen Querschnittverlauf nach Gleichung (5) auf.

Die Betriebsbeanspruchung einer Endschaufel setzt sich aus mehreren Komponenten zusammen, die in Tabelle 1 erläutert sind. Bei älteren Konstruktionen (zylindrische Schaufeln) fallen bei der statischen Spannungsberechnung die Spannungsarten 3 und 4 aus Tabelle 1 weg; die Spannungsberechnung ist deshalb dort einfach und überschaubar.

Die Beanspruchungen 3 und 4 nach Tabelle 1 treten nur beim verwundenen Schaufelblatt auf. Ein anschauliches Hilfsmodell, das die Entstehung dieser Spannungen zeigt, ist in Bild 5 dargestellt. Daraus ist ersichtlich, dass bei der Entwindung des Schaufelblattes unter der Fliehkraft in den äusseren Stäben (Eintrittskante = 1, Austrittskante = 3)

Druckspannungen und im Mittelstab Zug- und Torsionsspannungen auftreten. Sind diese Schaufeln dazu noch konisch, so ist die Benützung von elektronischen Rechenmaschinen für die Spannungsberechnung notwendig, handelt es sich doch darum, die Spannungen 1 bis 5 nach Tabelle 1 für beliebige Punkte der Profilberandung in verschiedenen Schaufelschnitten zu berechnen. Bild 4 zeigt das Ergebnis einer solchen Spannungsberechnung. Dabei ist die Vergleichsspannung, σ_V = Summe der Spannungskomponenten, nach der Schubspannungshypothese ermittelt worden [1].

Für die Praxis ist es von ausserordentlicher Bedeutung, dass man die Ergebnisse der Spannungsberechnungen fallweise durch Messungen kontrolliert, um durch genauere Kenntnis der Spannungen die Materialausnützung optimal gestalten zu können. Hierfür bestehen folgende Möglichkeiten:

– Die Spannungen der rotierenden Schaufeln werden während des Schleuderns des Rotors gemessen. Dazu bringt man Dehnmessrosetten auf das Schaufelblatt auf und übermittelt die Messwerte in der Regel durch Schleifringübertrager auf Registriergeräte.

– Wenn eine eigentliche Messung nicht möglich ist, kann die mit Dehnmessstreifen (DMS) versehene Schaufel schrittweise auf Überdrehzahl gebracht und nach jedem Lauf die lokale Überschreitung der Streckgrenze durch Messung des elektrischen Widerstandes des DMS festgestellt werden. Da es sich nur um eine Eichung der Rechnung handelt, ist es dabei gleichgültig, ob die Schaufel aus niedrig vergütetem Material besteht.

– Eine weitere Möglichkeit bietet die Messung des plastischen Entwindungswinkels: während sich lange Endschaufeln im Betrieb elastisch um etwa 5 bis 8° entwinden, kann man im Versuch die Schaufeln auf solche Umfangsgeschwindigkeiten bringen, dass eine plastische Entwindung in messbarem Ausmass entsteht. Durch Extrapolation auf Plastifizierung 0 ist dann diejenige Drehzahl gegeben, bei der das Blatt «gerade noch» elastisch bleibt. Die so ermittelte Drehzahl der beginnenden Plastifizierung ist die obere Verwendungsgrenze der Messschaufel und ist über den Zusammenhang

$$(6) \qquad \sigma \sim n^2$$

auch für Schaufeln mit anderen Materialkennwerten anwendbar.

3. Befestigung in der Welle

Endschaufeln von Grossturbinen entwickeln im Betrieb Fliehkräfte von einigen hundert Tonnen. Aus diesem Grunde kommen nur ganz hochwertige Befestigungsarten in der Wellenscheibe in Frage. Unter den derzeit verwendeten Konstruktionen wie z. B. Rhombusfuss in Umfangsnut, Steckfuss, gerader oder gebogener Fuss mit Tannenbaumprofil stellt die letztgenannte eine sehr günstige Verbindung dar, da damit eine enge Fächerung des Schaufelgitters erreichbar ist und die Einleitung der Fliehkraft in den Wellenzacken in optimaler Weise erfolgt. Auf Bild 1 ist diese Konstruktion dargestellt.

Die Betriebssicherheit gebietet es, die Grenzen der gewählten Fussverbindung genau zu kennen; daher sind neben Rechnungen noch spannungsoptische Untersuchungen und Ausreissversuche an Schaufelattrappen üblich. Bild 6 zeigt schematisch einen solchen Versuchsstand, auf dem Brown Boveri in der EMPA in Dübendorf Ausreissversuche bis zu einer Ausreisskraft von 2000 t durchgeführt hat. Dabei wurden neben der Kraft-Deformationskurve u. a. auch die Kerbspannungen im Zackengrund des Tannenbaumfusses bestimmt. Mittels Dehnmessstreifen mit einer Gittergrösse von 0,4 mm wurden auf diese Weise lokale Deformationen im Prozentbereich genau ausgemessen.

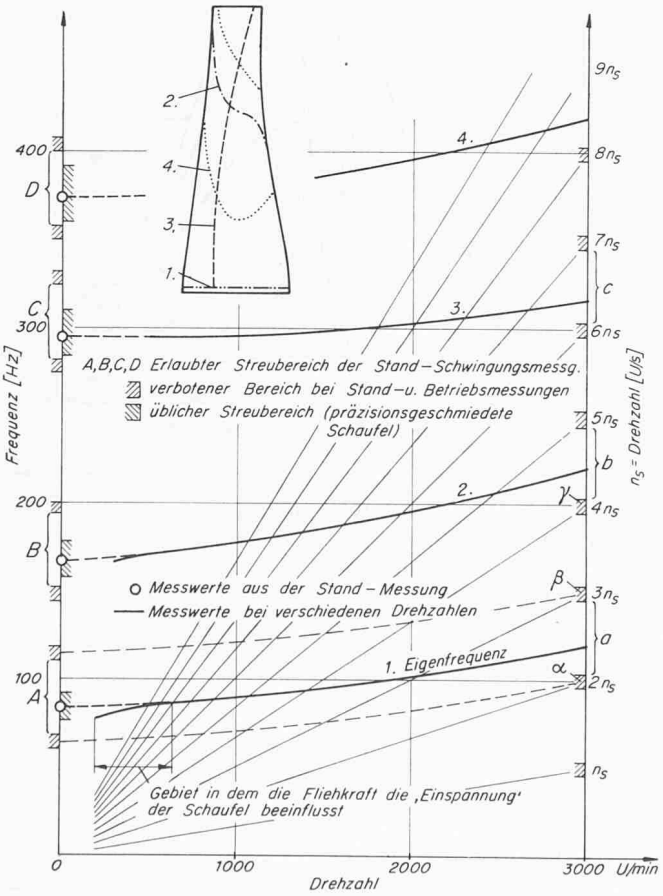


Bild 7. Eigenfrequenzen, erlaubte und übliche Streubereiche sowie verbotene Bereiche des Schwingungsverhaltens einer Schaufel in Abhängigkeit von der Drehzahl. Knotenlinien bei der 1., 2., 3. und 4. Eigenfrequenz

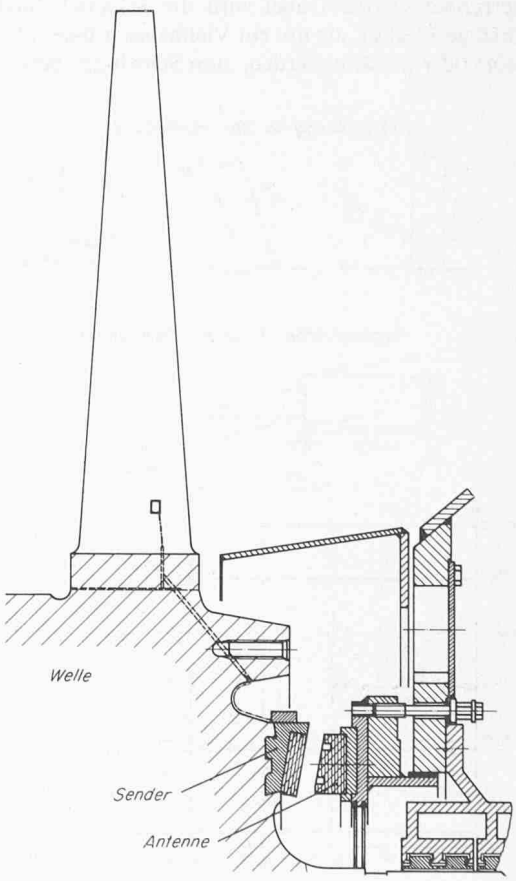


Bild 8. Anordnung der telemetrischen Einrichtung für Dehnungsmessungen im Betrieb

4. Schwingungsverhalten

Die Endschaufel ist im Betrieb erzwungenen Schwingungen unterworfen, wobei die Störquellen in Tabelle 1 angegeben sind. Die Grösse dieser die Schaufel im Betrieb anregenden Kräfte ist jedoch weitgehend unbekannt. Mit den heutigen Rechenhilfsmitteln ist es aber möglich, die tieferen Eigenfrequenzen des Blattes genügend genau zu berechnen, und so Resonanzen mit möglichen oszillierenden Dampfkräften zu vermeiden. Dabei muss man sich folgender Tatsachen bewusst sein:

– Massgebend für die Schwingungsbeurteilung ist das Frequenzverhalten der Schaufel im Betrieb. Wie daraus, Bild 7, erkennbar ist, hat das Fliehkraftfeld eine versteifende Wirkung auf das Schaufelblatt mit dem Ergebnis, dass die Eigenfrequenz mit der Drehzahl ansteigt. Dieser Anstieg ist für die verschiedenen Ordnungen unterschiedlich und von der Schwingungsform abhängig: er wirkt sich stärker bei den Biegeschwingungen als bei den Torsionsschwingungen des Blattes aus (siehe Knotenlinien in Bild 7).

– Unterschiede in der Materialqualität und in den Fertigungsmassen der einzelnen Schaufeln bewirken einen Streubereich bei jeder Ordnung der Eigenfrequenz.

– Notwendige Vereinfachungen bei der Erstellung eines Rechenmodells führen zu Abweichungen gegenüber der Wirklichkeit.

Aus diesen Gründen ist bei der Neuentwicklung von Schaufeln, deren Form von bestehenden Konstruktionen abweicht, die Rechnung neu zu eichen. Dabei geht man etwa wie folgt vor: Nachdem von der Schaufel mit den Sollmassen und Sollqualitäten im Werkstoff etwa die ersten vier Eigenfrequenzen über der Drehzahl berechnet sind, wird jede gefertigte Schaufel einer Standfrequenzkontrolle unterzogen. Durch Eigenfrequenzmessungen beim Schleudern kontrolliert man, ob die Frequenzerhöhung über der Drehzahl richtig gerechnet wurde. Dabei wird die Schaufel durch Störkräfte (Erregerbleche), die um ein Vielfaches grösser als die Betriebsstörkräfte gewählt werden, zum Schwingen gebracht.

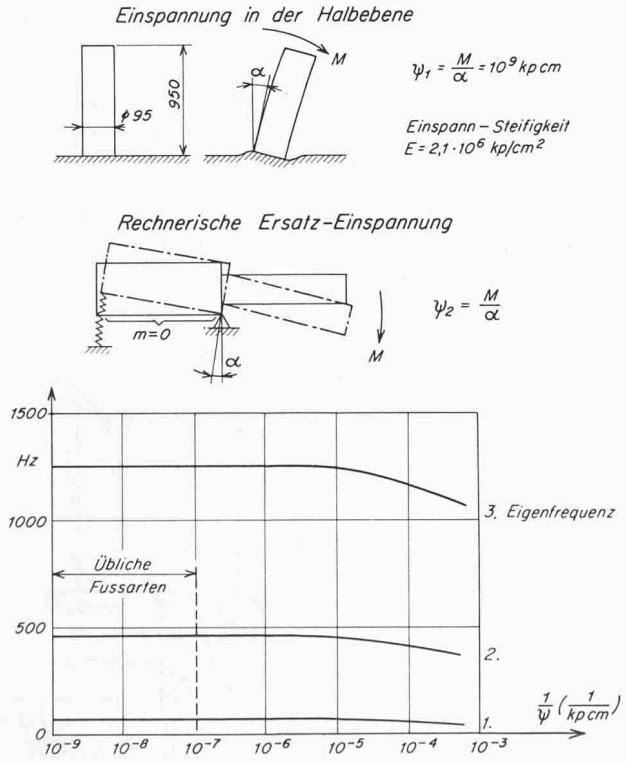


Bild 9. Einfluss der Einspann-Elastizität der Schaufel auf die Eigenfrequenz

Nach diesem Versuch, der für jeden Endschaufelprototyp einmal durchzuführen ist, kann eine wirtschaftliche Auswahl der gefertigten Schaufeln durch den Standschwingungsversuch ($n = 0$) allein erfolgen: Im Bild 7 sind die Frequenzbereiche a, b, c... bei Betriebsdrehzahl erlaubt, die Bereiche α, β, γ ... sind verboten. Damit liegen die erlaubten Frequenzbereiche A, B, C bei Drehzahl 0 fest. In begrenztem Masse können fertige Schaufeln, deren Routine-Stillstandmessung Eigenfrequenzwerte ausserhalb der Bereiche A, B, C ergeben, durch Nacharbeit innerhalb der Formtoleranz in diese Bereiche geschoben werden. Dabei ist jedoch zu beachten, dass sich durch die Nacharbeit alle Eigenfrequenzen ändern.

Wesentlich für die Stillstandfrequenzmessung ist die Qualität der Einspannung des Schaufelfusses: es sind schwere Wurzelbahnen und hohe Anpresskräfte zu verwenden. Kleinste Verunreinigungen dieser Wurzelbahnen und Auflagefehler der Klemmbahnen führen zu unbrauchbaren Ergebnissen.

Der Versuchskreis wird durch Betriebsmessungen geschlossen. 1968 hat BBC an einer 600-MW-Maschine auf telemetrischem Wege das dynamische Verhalten von 1000 m langen Endschaufeln im ganzen Lastbereich geprüft. Die Hauptklippen lagen dabei in der Entwicklung einer wasserdichten, erosionsfesten Klebung und Abdeckung der DMS und in der Entwicklung einer Elektronik, die Fliehkraftbeschleunigungen bis zu 7000 g und Temperaturen bis 150 °C längere Zeit widerstehen kann. Bild 8 zeigt diese Messanordnung. Die Messungen wurden 1969 an einer 300-MW-Maschine für Schweden bei hohem Nässegehalt des Dampfes mit Erfolg wiederholt.

Die Ergebnisse dieser Messungen können so zusammengefasst werden:

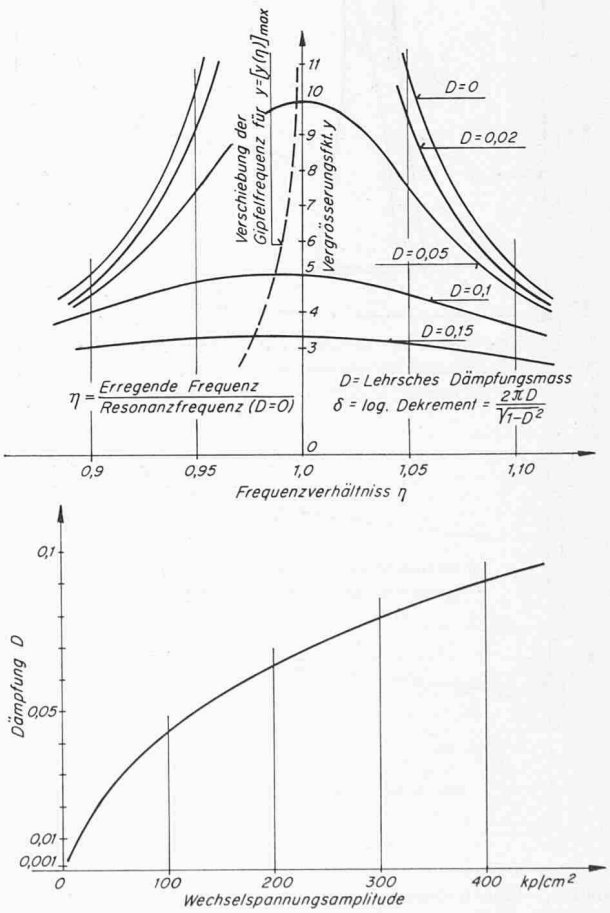


Bild 10. Vergrösserungsfunktion und Dämpfung einer schwingenden Schaufel

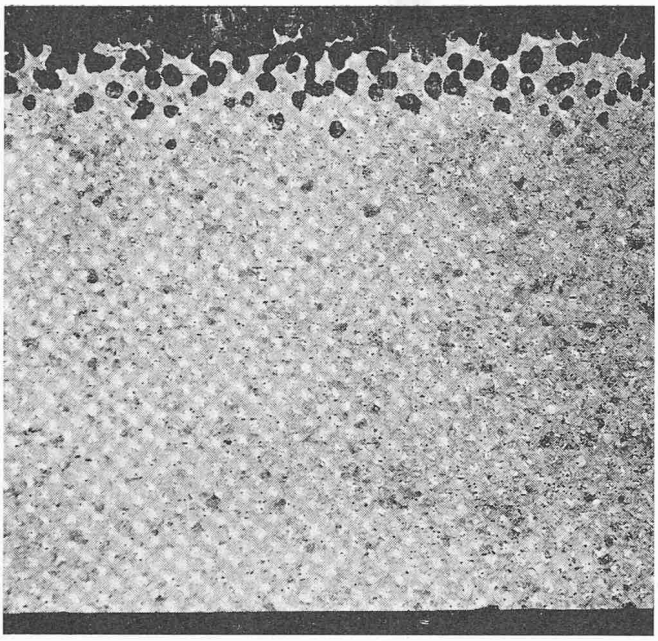


Bild 11. Erodierte Schaufelvorderkante, Vergrösserung rund 20fach

– Die aerodynamischen Erregerkräfte sind sehr klein, sofern bei der Konstruktion und Fabrikation der Turbine darauf geachtet wird, offensichtliche Störquellen zu vermeiden.
– Die maximalen Wechselbeanspruchungen im gesamten Betriebsbereich sind bei Beachtung der vorstehenden Forderungen und bei einem Vacuum bis zu 50 mb kleiner als 3,5 kp/mm².
– Gegen Schwingungsbruch ist die Schaufel dann genügend sicher bemessen, wenn die ersten vier Eigenfrequenzen mit Sicherheit Drehzahlvielfache vermeiden. Die Erregerkräfte, herrührend von Teilungsfehlern der Leitschaufelsegmente oder der Leitschaufeln selbst, liegen frequenzmässig so hoch, dass keine unmittelbare Gefahr für die Schaufel besteht.

5. Einspannung und Dämpfung

Bei der Diskussion von Schaufelschwingungen taucht öfters die Frage nach dem Einfluss der Einspannelastizität des Schaufelblattes und der Dämpfung auf das Schwingungsverhalten der Schaufel auf.

Durch die enormen Schaufelfliehkräfte im Betrieb von einigen hundert Tonnen werden die Kontaktflächen zwischen Schaufel und Welle so stark aufeinandergepresst, dass keine Mikrobewegungen an diesen Stellen stattfinden können, und dadurch keine Eigenfrequenzverschiebung des als starr gelagert betrachteten Schaufelblattes auftritt. Jedoch haben Wellenzacken und Schaufelfuss selbst Elastizitätswerte, die vom starren Idealfall abweichen. Wie aber Bild 9 zeigt, ist dieser Einfluss auf die Eigenfrequenz des Blattes verschwindend klein, da gängige Konstruktionen Steifigkeitswerte aufweisen, die der absolut starren Einspannung ziemlich nahe kommen [2].

Die Dämpfung setzt sich aus Anteilen zusammen, die von der Art der Einspannung am Fuss, vom umgebenden Medium und vom Schaufelwerkstoff selbst abhängen. In der

Tabelle 2. Eigenschaften eines kohlenstoffadenverstärkten Kunststoffes

Matrix: Epoxydharz; Faden: Kohlenstoff (60 Vol. %)

Dichte		1,6	g/cm³
Zugfestigkeit	längs	~7500	kp/cm²
E-Modul	längs	$2{,}4 \cdot 10^6$	kp/cm²
Wärmeleitzahl	längs	34	W/m °C
	quer	2,9	W/m °C
Wärmedehnungs-	längs	$-0{,}7 \cdot 10^{-6}$	/°C
koeffizient	quer	$28 \cdot 10^{-6}$	/°C

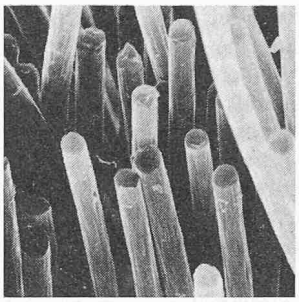


Bild 12. Kohlenstoffäden vor dem Einbringen in die Kunststoffmatrix, Vergr. 450fach

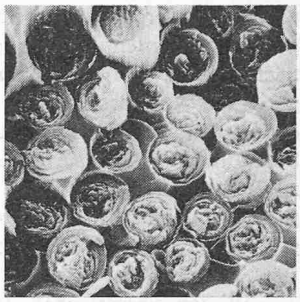


Bild 13. Bruchfläche eines Kohlenstoffaden-verstärkten Verbundmaterials, Vergr. 1100fach

Praxis wird diese Dämpfung durch eine Ausklingkurve (logarithmisches Dekrement δ) gemessen. Wie Bild 10 zeigt, ändert sich die Dämpfung mit der Wechselspannungsamplitude. Sie erreicht bei Spannungswerten, die auch in der Turbine auftreten können, eine Grössenordnung, bei der bereits eine merkliche Verschiebung der Resonanzfrequenz feststellbar ist.

6. Erosion

Die Endstufen grosser Kondensationsturbinen arbeiten im Nassdampfgebiet, in einem Bereich von 5 bis 12% Dampffeuchte. Für die Erosion ist vorwiegend die Wasserausscheidung im äusseren Drittel der letzten Leitschaufel verantwortlich: Tröpfchenweise werden diese Wassermengen von der Hinterkante der Leitschaufel abgerissen und durch den Dampfstrom beschleunigt. Dabei erreichen aber die etwa 0,2 mm grossen Tröpfchen im Zwischenraum zwischen Leit- und Laufschaufel Geschwindigkeitskomponenten, die wesentlich von denen des strömenden Dampfes abweichen [3]. Damit ist ein stossfreier Eintritt in das Laufschaufelgitter für die Wassertröpfchen nicht mehr gegeben – es kommt zum Aufprall auf die Laufschaufelvorderkante. Die Folge davon ist ein Materialabtrag, den wir Erosion nennen.

Die Turbinenhersteller schützen die Schaufeln gegen diesen Vorgang durch Panzerung der Schaufeleintrittskante: das kann durch eine Härtung des Grundmaterials geschehen oder durch Auflöten von Stellitschildern.

Der gesamte Erosionsabtrag in Funktion der Zeit ist eine logarithmische Funktion: während der Abtrag pro Zeiteinheit durch Erosion in der ersten Betriebszeit gross ist, kommt er etwa nach einem Jahr praktisch zu einem Stillstand [4]. Man erklärt sich das damit, dass die auserodierten Poren der Schaufeloberfläche zum Teil mit Wasser gefüllt sind, das die Stosskräfte des aufprallenden Tröpfchens nur gedämpft an das Schaufelmaterial weiterleitet, Bild 11.

7. Ausblick

Die heutigen Kraftwerksturbinen beeindrucken vor allem durch ihre Grösse. Maschinen mit Einheitsleistungen von über 1000 MW sind im Bau; sie haben eine totale Länge von etwa 70 m, der Laufraddurchmesser gemessen über die Spitzen der Endschaufeln, beträgt je nach Hersteller 4,5 bis 5,5 m, und das den Niederdruckläufer umgebende Aussengehäuse hat die Grösse eines Einfamilienhauses. Da die Neigung zu weiterer Steigerung der Einheitsleistung anhält, ist man schon heute dabei, die Entwicklung der Endschaufeln zu grösseren Abmessungen voranzutreiben, um das gewaltige Dampfvolumen – bei einer 1100-MW-Maschine ist es rund 30000 m³/s bei einem Kondensatordruck von 0,05 bar – in einer vernünftigen Flutzahl durchsetzen zu können. Auf die derzeit zur Verfügung stehenden Möglichkeiten sei kurz hingewiesen.

Der Läuferbeanspruchung kommt hier eine entscheidende Bedeutung zu: da heute für die Läuferscheiben Materialien

verwendet werden, deren Streckgrenze nicht mehr wesentlich gesteigert werden kann, sucht man eine grössere Austrittsfläche durch eine Absenkung der Läuferdrehzahl und durch geeignete Wahl des Endschaufelmaterials zu erreichen. Da bei derzeitigen Konstruktionen die Endschaufeln im Betrieb Spannungen in der sie tragenden Scheibe hervorruft, die bis zu 35% der Gesamtscheibenspannung ausmachen können, geht die Auswahl in Richtung festerer Schaufelwerkstoffe mit geringem spezifischen Gewicht. Hier steht eindeutig Titan als Werkstoff im Vordergrund.

In den vergangenen Jahren eroberten sich jedoch die Kunststoff-Verbundwerkstoffe neue Anwendungsgebiete. Dabei weisen vor allem die bor- und kohlenstoffadenverstärkten Kunststoffe Materialeigenschaften auf, die sich mit jenen eines hochvergüteten Stahles messen können. Die Kunststoffschaufel hat daher dann eine Anwendungschance am kalten Ende von Kraftwerksturbinen, wenn es gelingt, das hier sehr schwierige Erosionsproblem zu lösen. In Tabelle 2 sind die Eigenschaften eines solchen in Frage kommenden Materials aufgeführt. Die in der Matrix eingebetteten Kohlenstoffäden haben einen Durchmesser von rund 5.10^{-3} mm. Die Bilder 12 und 13 zeigen derartige Fasern vor dem Einbringen in die Kunststoffmatrix und eine Bruchfläche durch einen Verbundstab.

Alle diese Anstrengungen haben das Ziel, auch künftige Grösstmaschinen so kompakt wie möglich zu bauen. Einwellenmaschinen von 2000 MW und mehr dürften in absehbarer Zukunft keine Utopie mehr sein.

Literaturverzeichnis

[1] *J. Montoya Garcia:* Gekoppelte Biege- und Torsionsschwingungen. einer stark verwundenen Schaufel «Brown Boveri Mitt.» *53* (1966) 3.

[2] *F. Vogt:* Über die Berechnung der Fundamentdeformation. Avhandlinger Utgitt av Det Norské Videnskaps Akademi, 1925

[3] *Gyarmathy G.:* Grundlage einer Theorie der Nassdampfturbine. Mitteilung Nr. 6 aus dem Inst. für therm. Turbomaschinen ETH.

[4] Brown Boveri Druckschrift 3340 D (1967)

Berechnungsaufgaben bei der Entwicklung des Comprex

DK 621.514:533.6.011

Von **G. Zehnder**, dipl. Ing. ETH

1. Berechnungsunterlagen als Voraussetzung der Comprex-Entwicklung

Die Entwicklung der Druckwellenmaschine Comprex anfangs der vierziger Jahre bei der AG Brown, Boveri & Cie., Baden, von *C. Seippel* begonnen, konnte sich zunächst noch nicht auf eine gut ausgebaute Theorie der instationären Rohrströmung stützen. Wohl waren die Grundlagen seit langem bekannt; es fehlte jedoch eine auf die Bedürfnisse des Ingenieurs abgestimmte Berechnungsmethode, die es erlaubt hätte, die gasdynamischen Vorgänge im einzelnen schrittweise zu verfolgen. Mit Hilfe einer angenäherten Berechnung der Laufzeiten der Druckwellen und der wichtigsten Verluste sowie dank einem ausserordentlichen intuitiven Verständnis für die teilweise recht komplizierten Vorgänge gelang in kurzer Zeit die Konstruktion einer funktionsfähigen Maschine als Oberstufe einer Gasturbinenanlage [1].

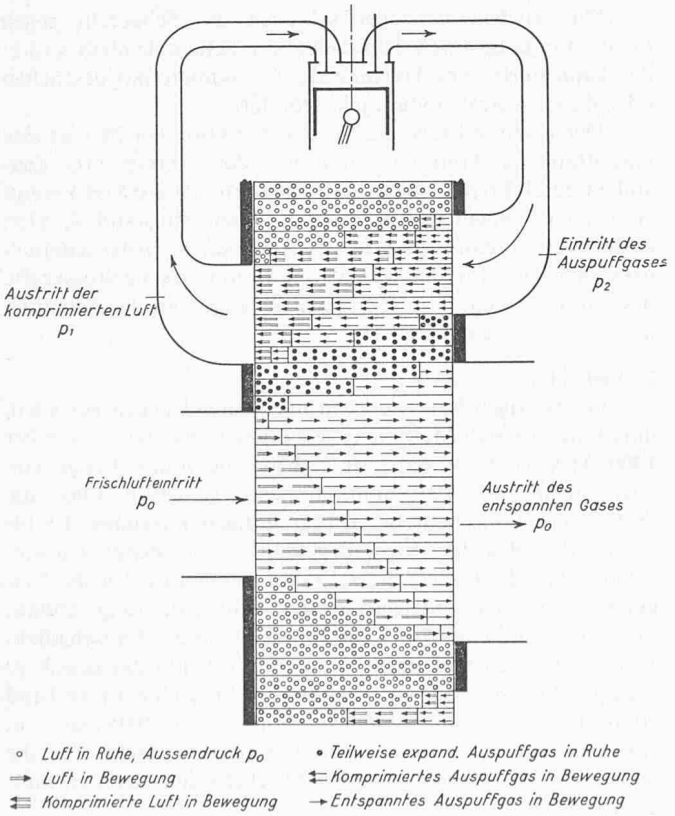


Bild 1. Druckwellen- und Strömungsvorgänge im Comprex-Zellenrad, dargestellt in der Abwicklung des Zellenrades

Die Lösung neuer Probleme, die im Zusammenhang mit der Entwicklung einer als Aufladeaggregat geeigneten Druckwellenmaschine auftauchten, wurde erst ein Jahrzehnt später in Angriff genommen. In der Zwischenzeit waren die graphisch-numerischen Methoden der instationären Gasdynamik bereitgestellt worden (vgl. [2], [3], [4]) und gehörten bald zum Rüstzeug der an der Entwicklung des Comprex beteiligten Ingenieure. Als sog. Skelettdiagramm dargestellt, gestattet die Charakteristiken-Methode eine rasche Orientierung über den Verlauf der wichtigsten Druckwellenzüge. Bild 1 wurde aufgrund eines solchen Skelettdiagramms gezeichnet und stellt den stark vereinfachten Fall des Auflade-Comprex dar, bei dem die vom Motor gelieferten heissen Auspuffgase expandieren und atmosphärische Luft verdichten, welche dann dem Motor für den Ladungswechsel zuströmt. Die ausführliche Berechnung eines vollständigen Comprex-Prozesses, bei welcher auch die Vorgänge des Öffnens und Schliessens der Zellen sowie die Reflexionen der Druckwellen an den Trennfronten zwischen heissen Gasen und kalter Luft berücksichtigt werden sollen, stellt allerdings eine sehr zeitraubende Aufgabe dar [5]. Solange die Lösung eines einzelnen Beispiels monatelanger Arbeit bedurfte, konnten derartige Aufgaben praktisch nur in sehr wenigen Fällen durchgeführt werden. Systematische Untersuchungen wurden durch die Programmierung für einen schnellen Digitalrechner möglich. In der Zwischenzeit war als weitere Ergänzung der Vorausberechnung des Comprex-Prozesses die von *C. Seippel* und *G. Darrieux* begonnene Abschätzung der Einzelverluste bei Brown Boveri und an der ETH [6] weitergeführt worden.

2. Berechnung der eindimensionalen instationären Gasströmung in der Comprex-Zelle

Die Grundgleichungen der eindimensionalen instationären Gasströmung lassen sich in folgender Form darstellen[1]):

$$(1) \qquad V_t + F_x = S$$

Dabei bedeutet V den Vektor der unbekannten Funktionen, dessen Komponenten für den Spezialfall des Rohres mit konstantem Querschnitt folgende Form haben:

[1]) Entsprechend der in der Gasdynamik üblichen Schreibweise bedeutet hier und im folgenden der Index die partielle Ableitung nach der entsprechenden Grösse.
t = Zeit, x = Ortskoordinate, ρ = Dichte, w = Gasgeschwindigkeit, p = Druck, e = innere Energie, R = Gaskonstante, T = Temperatur