

Zeitschrift: Schweizer Ingenieur und Architekt
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 105 (1987)
Heft: 18

Artikel: Versuchsstand zur Untersuchung berührungsloser Dichtungen an der ETH Zürich
Autor: Kündig, Peter
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-76579>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. [Siehe Rechtliche Hinweise.](#)

Conditions d'utilisation

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. [Voir Informations légales.](#)

Terms of use

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. [See Legal notice.](#)

Download PDF: 31.03.2025

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

liegt darin, dass sich mit den neuen Verfahren die Garnfertigungskosten gegenüber dem Ringspinnen in den meisten Fällen sehr deutlich reduzieren lassen. Ferner sind die neuen Spinnverfahren doch wesentlich automationsfreundlicher.

Für einen zusammenfassenden Vergleich der beschriebenen fünf Spinnverfahren ist es sinnvoll, den Spinnprozess in zwei Teilschritte aufzugliedern (Bild 18). Der Vorgang *Verzug* und

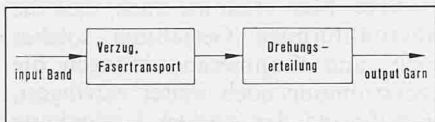


Bild 18. Prinzip des Spinnvorgangs

Fasertransport einerseits und der Vorgang der *Drehungserteilung* andererseits sind tatsächlich weitgehend voneinander unabhängig. In dieser Aufteilung lassen sich die Möglichkeiten und Grenzen der verschiedenen Kurzstapel-Spinnverfahren anschaulich darstellen (Tabelle 8).

Interessant ist der grundsätzliche Unterschied in der Beurteilung der Produktivitätsgrenzen zwischen den konventionellen Verfahren und den neuen Systemen. Während die konventionellen Verfahren (Ringspinnen, Rotorspinnen, Umwindespinnen) vom drehungserteilenden System her begrenzt sind, zeigen sich die Grenzen der neuen Verfahren (Luftdüenspinnen und Friktionsspinnen) in den Verzugs- und Fasertransportsystemen.

Bei der Entwicklung der neuen Verfahren ist es demnach gelungen, die Grenzen der konventionellen Prozesse zu umgehen. Damit ist auch der Weg zu einer wesentlichen Steigerung der Produktions- und Drehungserteilungsraten geöffnet. Diese Steigerung hat die neuen Verfahren nun jedoch an die Grenzen der Verzugs- und Fasertransportsysteme geführt. Dadurch baut sich für die Praxis eine neue Barriere auf, nämlich die der Garnqualität.

Gerade bei den beiden neusten Verfahren, Düsen- und Friktionsspinnen, sind deshalb noch grosse Anstrengungen unerlässlich zur Verbesserung der Qualität der Garne und der Endprodukte.

Auf Grund des heutigen Entwicklungsstandes ergeben sich damit für die verschiedenen Verfahren – grob gesehen – folgende Anwendungsbereiche:

Ringspinnen

- Universalspinnverfahren, Massstab für die neuen Verfahren.
- 85 bis 90 Prozent der Garne werden heute auf Ringspinnmaschinen hergestellt.

Rotorspinnen

- Grober und mittlerer Garnsektor, mit Einschränkungen.
- Das Verfahren ist auf breiter Basis eingeführt.

Umwindespinnen

- Grobgarnsektor (Teppiche), feinere Garne für Spezialanwendungen.
- Das Verfahren ist für Spezialanwendungen teilweise eingeführt.

Düenspinnen

- Mittlerer und feiner Mischgarnsektor, mit Einschränkungen.
- Das Verfahren ist teilweise eingeführt (USA).

Friktionsspinnen

- Mittlerer Garnbereich, mit starken Einschränkungen.
- Das Verfahren ist noch nicht eingeführt.

Die Erfolgsaussichten für neue Spinnverfahren sehen zum Teil nicht allzu rosig aus. Die Bemühungen zur Entwicklung neuer Verfahren müssen jedoch intensiv fortgesetzt werden, denn eine bessere Wirtschaftlichkeit des Spinnprozesses ist nur über neue Verfahren erreichbar.

Das sehr schwierige Problem der Entwicklung neuer Spinnverfahren erfordert in jedem Fall unbedingt eine gute Zusammenarbeit aller interessierten Kreise, d. h. die intensive Zusammenarbeit zwischen den Maschinenbauern, den Forschungsinstituten und vor allem auch den Spinnern sowie den Weiterverarbeitern bis zum Endverbraucher.

Adresse des Verfassers: Dr. sc. techn. *Herbert Stalder*, dipl. Masch.-Ing. ETH, Maschinenfabrik Rieter AG, Winterthur und Institut für Textilmaschinenbau und Textilindustrie, ETH Zürich.

Zusammenstellung der Unterlagen:
Dr. H. Stalder und Dipl.-Ing. *Manfred Frey*,
Maschinenfabrik Rieter AG, Winterthur.

Versuchsstand zur Untersuchung berührungsloser Dichtungen an der ETH Zürich

Von Peter Kündig, Zürich

Der Autor stellt den Versuchsstand zur Untersuchung von Labyrinthdichtungen vor, der am Institut für Flüssigkeitstechnik der ETH Zürich in dreijähriger Arbeit entstanden ist. Gegenüber vergleichbaren Versuchsständen der Industrie im In- und Ausland unterscheidet sich dieser speziell durch die Betriebsmöglichkeiten und die Messgenauigkeit. Zweck des Versuchsstands ist es, das Verhalten und die Eigenschaften von Labyrinthdichtungen in gezielten systematischen Experimenten zu klären. Der Beitrag gibt eine Einführung in das Vorhaben und in die Problematik, ergänzt um die Beschreibung des Versuchsstands.

Einleitung

Die zu den berührungslosen Dichtungen [1] gehörenden Labyrinthdichtun-

gen finden vor allem in thermischen und hydraulischen Maschinen Verwendung, in denen unter anderem hohe Temperaturen und Oberflächengeschwindigkeiten den Einbau anderer

Dichtungen wie Stopfbuchsen und Dichtringe verbieten. Bild 1 zeigt als Beispiel eine mehrstufige Hochdruckpumpe.

Naturngemäss entweicht durch die Labyrinthdichtung immer eine gewisse Menge des Arbeitsmediums (z.B. Wasser oder Gas). Ziel ist es, diese unvermeidbare Leckströmung zwischen dem rotierendem Teil, dem Rotor, und dem feststehenden Teil (Gehäuse bzw. Stator) zu minimieren. Da die Dichtfunktion mit möglichst wenig Reibung erfüllt werden soll, sieht sich der Dichtungsgestalter vor eine Optimierungsaufgabe gestellt. Weil sich aber die Leckage- und Reibungsverluste direkt auf den Wirkungsgrad der Maschine auswirken, kommt dieser Aufgabe vorrangige Bedeutung zu.

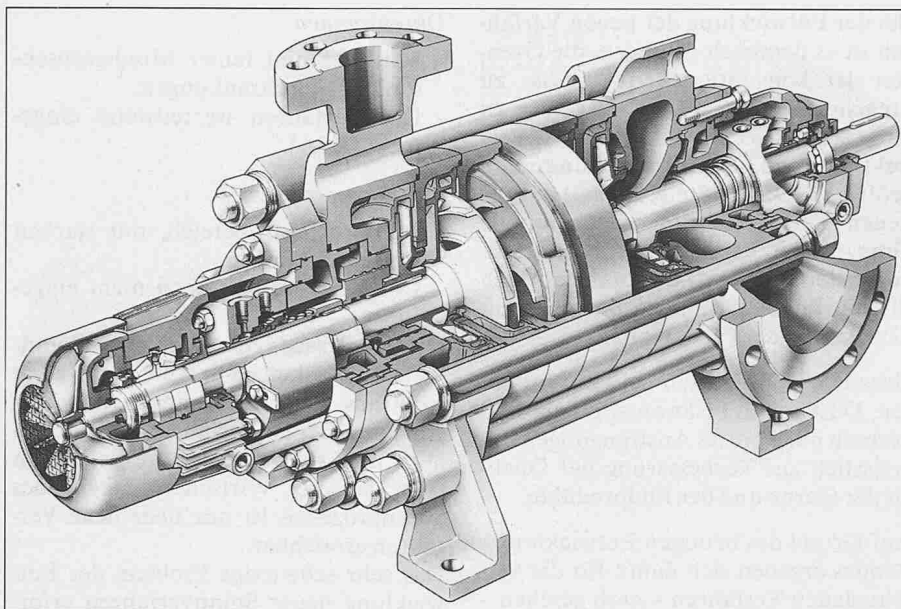


Bild 1. Mehrstufige Hochdruckpumpe (Gebr. Sulzer AG, Winterthur) als typisches Beispiel für die Anwendung von Labyrinthdichtungen

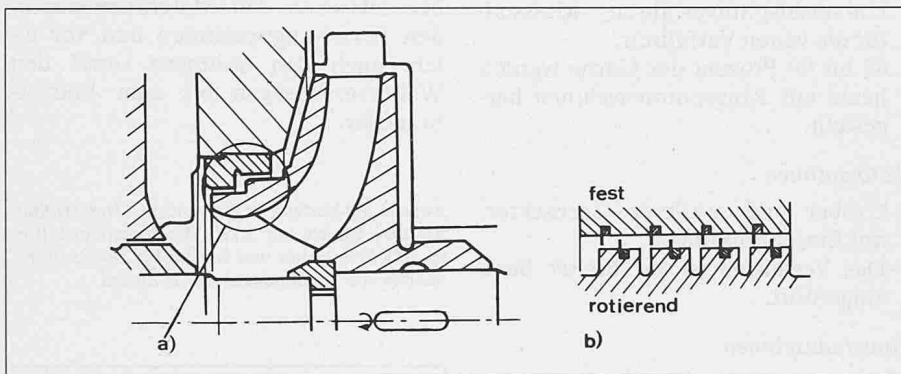


Bild 2. Meridianschnittbild zweier verschiedener Labyrinthdichtungen. a) Stufenlabyrinth einer Hochdruckpumpe (vgl. Bild 1), b) Labyrinth einer Dampfturbine (KWU, Mülheim/Ruhr)

Bild 3. Gemessene axiale Druckverläufe in zwei typischen Dichtungsformen. a) gestufte Labyrinthdichtung, eine Stufe, b) Durchblick-Labyrinth

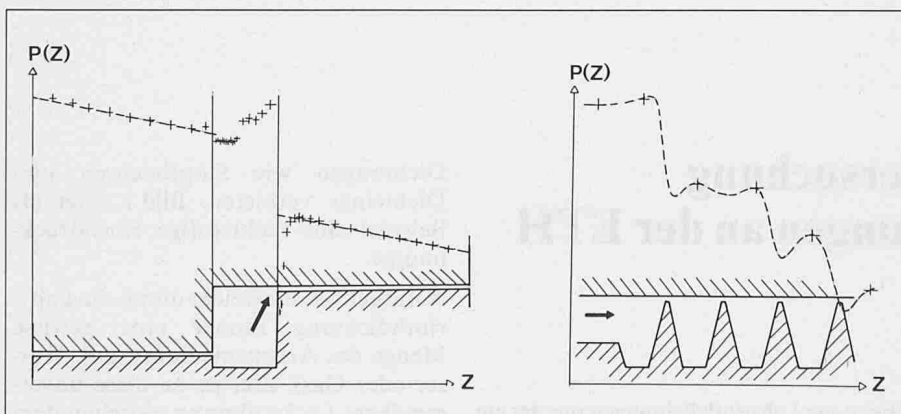


Tabelle 1. Technische Daten

Labyrinthdurchmesser, max.	D	360 mm
Spaltweite	S	1,8 mm
Durchströmgeschwindigkeit	C_{Sp}	0...2,5 m/s
Umfangsgeschwindigkeit	U	0...50 m/s
relative Exzentrizität	ϵ	0...0,6
Kreisbahn, Amplitude	Ex	0...1 mm
Frequenz	f	1...30 Hz

Tabelle 2. Dimensionslose Kennzahlen für das hydraulische Modell (Bild 3a)

geometrische	S/R	0,01
	L_{Sp}/R	0,34...0,6
strömungstechnische	Re_m	$10^4 \dots 5 \cdot 10^4$
	Re_u	$10^4 \dots 10^5$
	Ta	$5 \cdot 10^3 \dots 5 \cdot 10^4$
		0,1...1

Dieses seit den Anfängen des Turbomaschinenbaus bekannte Optimierungsproblem hat schon mannigfaltige Lösungen gefunden (Beispiel vgl. Bild 2). Die energetische Verbesserung der Dichtwirkung des reinen Spaltes durch einen von Kammern unterbrochenen Spalt liegt nahe, wie z.B. R. Müller in [6] anhand der Gleichung (4) erläutert hat.

In den genannten Kammern geht jeweils ein grosser Teil, nämlich etwa 80% der kinetischen Energie der Spaltströmung durch Verwirbelung in Wärme über. Man erkannte auch, dass die labyrinthförmige Gestaltung solcher Spalt- und Kammeranordnungen die Leckströmung noch weiter verringert, da aufgrund der starken Umlenkung der Strömung zusätzliche Wirbel entstehen, die in beträchtlichem Mass kinetische Energie absorbieren.

Ein anderer Aspekt der Labyrinthdichtungen erlangte erst in den letzten Jahren besondere Bedeutung, als sich mit den erhöhten Einheitsleistungen und der leichteren Bauweise moderner Turbomaschinen zunehmend Schwierigkeiten mit Rotorschwingungen zeigten. Die geringen Spaltweiten zwischen Rotor und Stator von wenigen Zehntelmillimetern gefährden bei Rotorschwingungen die Betriebssicherheit akut. Der Verdacht, die Ursache der unerwünschten Schwingungen zu sein, fiel auf die Labyrinthdichtungen, nachdem in einigen Fällen die Lager als Verursacher sicher ausgeschlossen werden konnten.

Inzwischen haben verschiedene theoretische und experimentelle Arbeiten [2 bis 5] diese Vermutung gerechtfertigt. Die Optimierung der Labyrinthdichtungen ist also nicht allein hinsichtlich kleiner Energieverluste, sondern auch im Hinblick auf gute dynamische Eigenschaften vorzunehmen. Dieses Erkenntnis hat sich innerhalb kurzer Zeit auch bei den betreffenden Maschinenbauunternehmen durchgesetzt.

In der Industrie fehlen jedoch oft Zeit und Mittel für die Erforschung solcher Grundlagen. Der beschriebene Fall ist daher eine typische Hochschul-Forschungsaufgabe, welche die interessierten Unternehmen unterstützten.

Ziele der laufenden Untersuchungen

Analyse der Radialkräfte in Labyrinthdichtungen

Seit einigen Jahren werden die Radialkräfte von Labyrinthdichtungen untersucht. Lomakin und Black [2] haben gezeigt, dass die Dichtung das Rotorsystem – bestehend aus Lager, Welle und Laufrad – versteift. Die experimentellen Arbeiten von Benkert [3], Childs [4] und Iwatsubo [5] zeigen, dass der bewegte Rotor und die Strömung des Arbeitsmediums in der Labyrinthdichtung einander in solcher Weise beeinflussen, dass destabilisierende Kräfte auf den Rotor einwirken können. Einen Mechanismus für die Entstehung der destabilisierenden Kraft hat H. Wyssmann [7] anschaulich beschrieben. Eine Analyse der Kräfte kann unter anderem mit einem linearen Systemmodell nach Gleichung (1) durchgeführt werden (vgl. Bild 8).

Eines der Ziele der hier beschriebenen Untersuchungen besteht in der experimentellen Bestimmung der Koeffizien-

Gleichungen

$$(1) \quad \mathbf{F} = \begin{bmatrix} F_X \\ F_Y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k - k_Q & 0 \\ 0 & k \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} E_X \\ E_Y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} d - d_Q \\ d_Q & d \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{E}_X \\ \dot{E}_Y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} m \\ m \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{E}_{XX} \\ \ddot{E}_{YY} \end{bmatrix}$$

$$(2) \quad \mathbf{F} = \int_0^L \int_0^{2\pi} P(\theta, Z, t) \cdot \mathbf{R} \cdot dZ d\theta$$

$$(3) \quad \Delta T = T_2 - T_1 = \frac{\Delta P / \varrho + g \Delta Z + \Delta Q_R}{C_P}$$

$$(4) \quad \dot{E} = \left\{ S \left(1 - \frac{S}{D} \right) \cdot \frac{\psi^{1,5}}{\left(\lambda \frac{L}{2S} + \zeta_K \right)^{0,5}} + L c_f \right\} \pi \cdot D \cdot \varrho \frac{U^3}{2}$$

$$(5) \quad \dot{V} = \mu \cdot A_{Sp} \sqrt{\frac{2 \Delta P}{\varrho}}$$

$$(6) \quad \mu = 1 / \sqrt{\zeta_{EA} + \lambda \Sigma \frac{L_{Sp}}{2S} + (Z-1) \zeta_K}$$

$$(7) \quad M_R = c_f \cdot \varrho U^2 \cdot \pi R^2 L, \quad c_f = c_f(Re, \varphi, \text{Form})$$

Tabelle 3. Messgenauigkeiten

Zu messende Grösse	Messverfahren Gerät (kalibriert)	Messfehler (*)
Druckänderungen dynamisch	piezoelektrisch, KISTLER Geber und Ladungsverstärker	
Amplitude Phase 0...180 Frequenz		± 5% v.M. ± 0,6% v.B. ± 0,1 Hz
Druckdifferenz statisch 1 mbar...6 bar	kapazitive Transmitter von ROSEMOUNT	± 0,2% v.B.
Spaltweite 0,2...3,4 mm	Wirbelstromaufnehmer BENTLY NEVADA	± 3% v.M.
Exzentrizität	gleich wie Spaltweite, jedoch mit zusätzlicher Umrechnung	
Amplitude Winkel Frequenz		≤ 5% v.M. ≤ 5% v.M. 0,1 Hz
Drehzahl 0...3200 U/Min.	Inkrementalgeber LITTON + D/A-Wandler	± 0,5% v.M.
Drehwinkel 0...360°	Inkrementalgeber LITTON + D/A-Wandler	± 0,5°
Volumenstrom 0...30 l/s	magnetisch induktiv FLOWTEC von E+H	
Drehmoment 1...100 Nm	Tangentialkraftaufnehmer am Stator mit DMS-Kraftmessaufnehmer HBM	± 1% v.B.
Temperaturdifferenz	PT 100 + Differenzverstärker KNAUER	≤ 0,01°C

(*) v.M. = vom Messwert, v.B. = Vom Bereichsendwert

Bezeichnungen	Grösse	Einheit
a_R	Spaltquerschnittsfläche	m ²
A_{Sp}	Reibungskoeffizient in Umfangsrichtung	-
C_f	mittlere Durchflussgeschwindigkeit im Spalt	m/s
$\bar{C}_{Sp}$	Durchmesser	m
D	Koeffizienten der Dämpfungsmatrix in Gl. (1)	-
d, d_Q	Exzentrizität	m
E_x	Verlagerungsgeschwindigkeit	m/s
$\dot{E}_x$	Verlagerungsbeschleunigung	m/s ²
$\ddot{E}_x$	resultierende Radialkraft auf den Rotor	N
F	Rotor	-
g	Koeffizienten der Steifigkeitsmatrix in Gl. (1)	-
k, k_Q	Dichtungslänge	m
L	Spaltlänge	m
L_{Sp}	Koeffizienten der Massenmatrix in Gl. (1)	-
m	Reibungsmoment	Nm
M_R	Drehzahl	U/min
N	Druck	Pa
P	Radius	m
R	Reynoldssche Zahl meridional = $\frac{\bar{C}_{Sp} 2S}{v}$	-
Re_m	Reynoldssche Zahl in Umfangsrichtung = $\frac{u S}{v}$	-
Re_u	Spaltweite	m
S	Temperatur	°C
T	Taylorzahl = $\frac{u S}{v} \sqrt{\frac{S}{R_i}}$	-
Ta	Zeit	s
t	Umfangsgeschwindigkeit der Rotoroberfläche	m/s
U	Volumenstrom	l/s
$\dot{V}$	Rotorkoordinatensystem	-
X, Y, Z	Druckverlustkoeffizient von Eintritt und Austritt der Labyrinthdichtung	-
ζ_{EA}	Druckverlustkoeffizient der Kammer	-
ζ_K	Lagewinkel im Rotorkoordinatensystem	rad
θ	Spaltreibungszahl in meridionaler Richtung	-
λ	Durchflusskoeffizient	-
μ	kinematische Zähigkeit	m ² /s
ν	Dichte	kg/m ³
ϱ	Lagewinkel der Exzentrizität	rad
φ	Druckziffer = $\Delta P / \varrho \frac{u^2}{2}$	-
ψ		

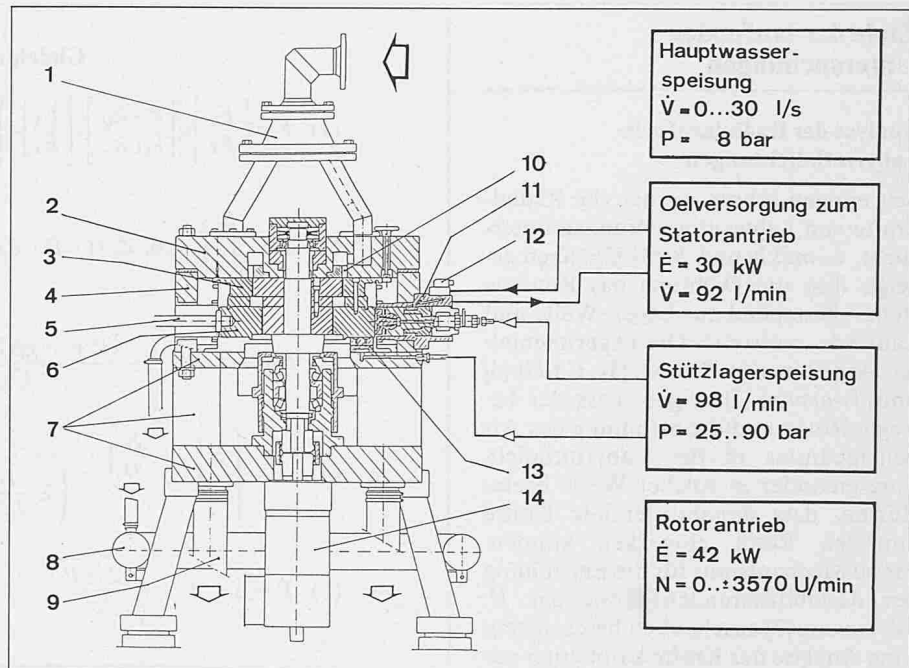
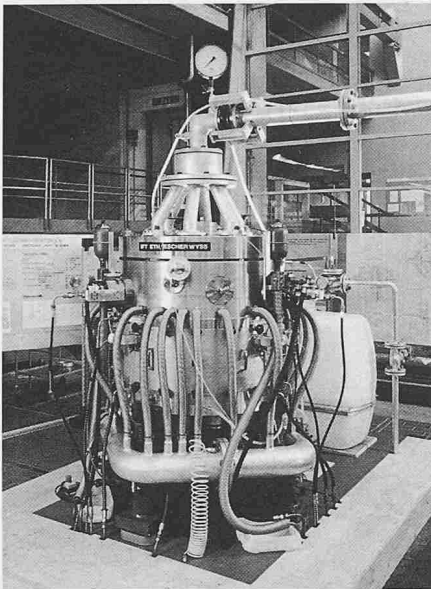
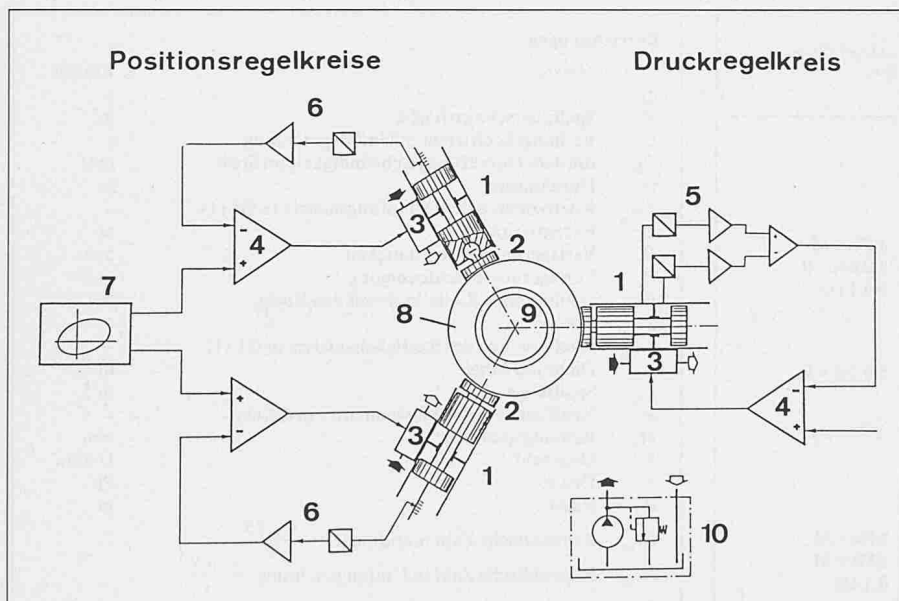


Bild 4. Labyrinth-Versuchsstand des Instituts für Flüssigkeitstechnik im Maschinenlabor der ETH Zürich

Bild 5. Anatomie des Versuchsstandes (vgl. Bild 4). 1 Speisewasserverteiler, 2 Gehäusedeckel, 3 Stator, aufgebaut aus auswechselbaren Ringen, 4 Gehäuse, 5 Drehmomentmessarm, 6 Rotor, aufgebaut aus auswechselbaren Ringen, 7 Grundaufbau mit Lagergehäuse und Ablauföffnungen, 8 Lecksammelleitung, 9 Ablaufröhren für den Hauptstrom, 10 Vordrallrechner oder Gleichrichter, 11 radiale hydraulische Stützquelle, 12 Servoventil, 13 axiale hydraulische Stützquelle, 14 Gleichstrom-Elektromotor

Bild 6. Schwingenantrieb des Stators. 1 Hydraulikzylinder, 2 Stützlager mit Kugelenk, 3 Servoventil, 4 Regler, 5 Druckgeber, 6 Positionsgeber, 7 Leitgerät, 8 Stator, 9 Rotor, 10 Ölversorgung.



ten der Matrizen für die Anteile der Steifigkeits-, Dämpfungs- und Trägheitskräfte. Die Messungen erfolgen an einem geeigneten Labyrinthmodell. Die Radialkräfte im wassergefüllten Ringraum zwischen Rotor und Stator werden nicht direkt gemessen, sondern durch Integration des Druckverlaufs über die Statormantelfläche berechnet, wie die Gleichung (2) zeigt. Die von einem Personal Computer gesteuerte Messdatenerfassung misst die Signale von piezoelektrischen Druckgebern und von Spaltweitenmessern. Die Umrechnung der gemessenen Werte mit

Hilfe der Fourier-Analyse liefert die Druckkräfte und die relative Bewegung von Rotor und Stator.

Ziel der Untersuchung ist, eine Theorie zu entwickeln, mit der die Steifigkeit und Dämpfung für eine bestimmte Labyrinthform ohne ein Durchführen zusätzlicher Experimente bestimmbar ist.

Energieumsatz in der Labyrinthdichtung

Während des Betriebs kommt es zu Energieverlusten, weil die Energie der Leckströmung durch die Dichtung dem

Arbeitsprozess der Maschine verloren geht und das durchströmende Medium den Rotor bremst. Diese «verlorene» Energie verschwindet aber nicht, sondern wird in Wärme umgesetzt. Welche Mechanismen dies im Detail verursachen, und wo, ist Gegenstand der Untersuchungen. Die Wärme führt jedenfalls – soweit sie nicht an die Umgebung abgegeben wird – zu einer Temperaturerhöhung der Leckströmung. Dieser Umstand wird genutzt, um anhand von Temperaturdifferenzmessungen nach Gleichung (3) die Energieverluste zu bestimmen. Dabei sollen der Mechanismus der Dichtwirkung und die Bremswirkung solcher Dichtungen quantitativ erfasst sowie eine verallgemeinernde Theorie entwickelt werden. Für das Verständnis der Dichtwirkung ist zum Beispiel der genaue Druckverlauf längs der Dichtung von besonderem Interesse (Bild 3). Die Bremsverluste werden hier erstmals mit Hilfe von Momentenmessungen systematisch untersucht. Die in der Gleichung (4) zusammengefassten Leakage- und Bremsverluste sind in den Gleichungen (5), (6) und (7) einzeln angegeben.

Ausserdem soll der Einfluss der Abnutzung von Labyrinth an Ausgleichskolben auf den Axial Schub bestimmt werden, wozu wiederum die Kenntnis des axialen Druckverlaufs bekannt sein muss.

Um die Abhängigkeit der genannten Verluste und der Radialkräfte von den massgebenden Parametern im einzelnen angeben zu können, ist man auf

realitätsnahe Messungen angewiesen. Auf dem Labyrinthversuchsstand der ETH lassen sich folgende Parameter variieren:

- Labyrinthgeometrie,
- Rotordrehzahl,
- gegenseitige Exzentrizität von Rotor und Stator (fest und schwingend),
- Druckgefälle bzw. Durchflussmenge.

Gemessen werden:

- Druckverläufe in der Dichtung (stationär und instationär, sowohl axial als auch in Umfangsrichtung),
- Durchflussmenge,
- Spaltweiten in zwei radialen Ebenen und an zwei Stellen des Umfangs,
- Rotordrehzahl und Drehwinkel als Referenzgrößen,
- Bremsmoment der Dichtung,
- lokale Strömungsgeschwindigkeiten und ihre Richtungen, insbesondere am Eintritt und am Austritt der Dichtung sowie in der Labyrinthkammer,
- Temperaturdifferenzen über einzelnen Labyrinthabschnitte.

Man versucht also, die grundsätzlichen Phänomene, d.h. die Strömungsvorgänge und die Entstehung der Spalt- bzw. Labyrinthkräfte, zu verstehen. Die Analyse der festgestellten Einflüsse wird dabei mit den Theorien und Messergebnissen der angegebenen Autoren sowie mit eigenen Messungen an einem festen Modell verglichen. Dem Konstrukteur in der Industrie sollen damit möglichst allgemeingültige Unterlagen für die anlagenspezifische Auslegung der Dichtung zur Verfügung gestellt werden können.

Beschreibung des Versuchsstands

Die Bilder 4 und 5 geben einen Überblick. Die Konzeption des Versuchsstandes für die Untersuchung von Spalt- und Labyrinthdichtungen zielt nicht auf die Abbildung der realen Maschine ab, sondern auf genaue Messungen, jedoch in solcher Weise, dass die Messergebnisse aufgrund der Physik und der Ähnlichkeitsgesetze auf die realen Maschinen angewendet werden können.

Bei den zu untersuchenden Dichtungsmodellen handelt es sich um fünf- bis zehnmal vergrößerte Ausschnitte wirklicher Dichtungen. Der maximale Modelldurchmesser beträgt 360 mm, was unter Umständen ein verzerrtes Verhältnis zwischen Labyrinthmodellmessungen und Rotordurchmesser ergibt. Das Betriebsmedium ist Wasser aus einem offenen Kreislauf.

Rotor wie Stator sind aus auswechselbaren Ringen aufgebaut, was die Varia-

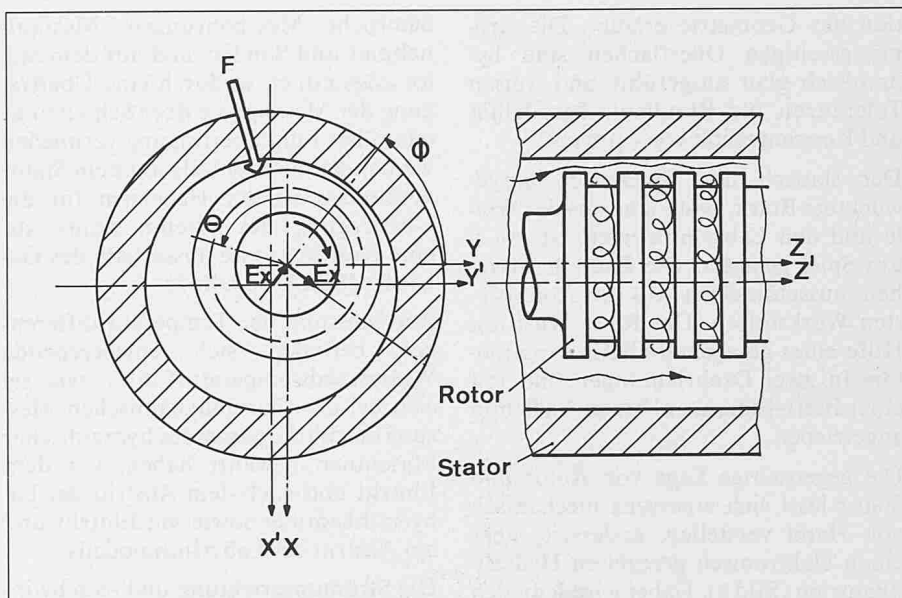
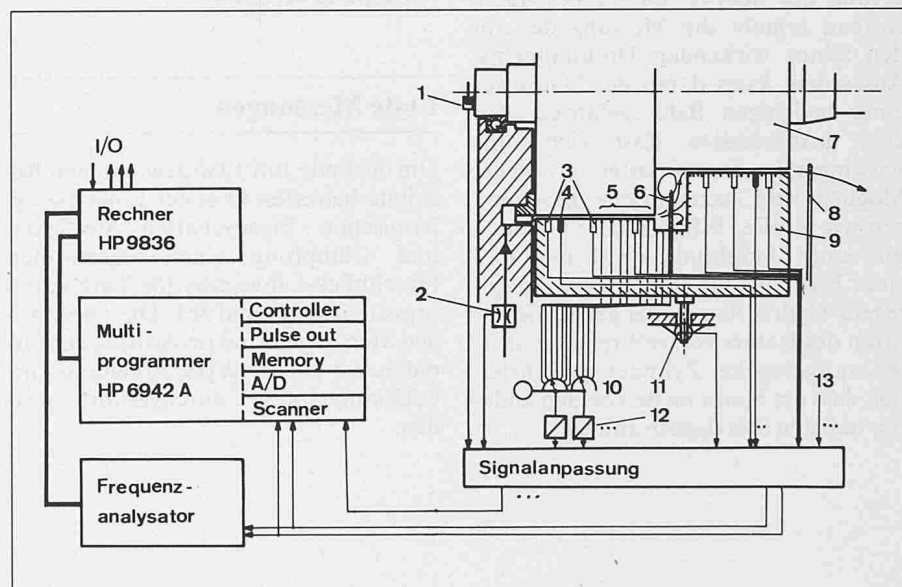


Bild 8. Situation im Bereich der Labyrinthdichtung bei exzentrisch laufendem Rotor

Bild 7. Messeinrichtungen, Instrumentierung und Messdatenerfassung. 1 Drehzahl/Winkelgeber, 2 Durchflussmessgerät, 3 Druckaufnehmer, dynamisch, 4 Berührungslose Wegaufnehmer, 5 Druckmessbohrungen, statisch, 6 Sonde zur zweidimensionalen Geschwindigkeitsmessung, 7 Rotor, 8 Sonde zur zweidimensionalen Geschwindigkeitsmessung, 9 Stator, 10 Druckmessstellenumschalter Scanivalve, 11 Kraftmessdose zur Drehmomentmessung, 12 Drucktransmitter, 13 Temperatursonden



Mitwirkende

Projektgruppe ETH

Leitung
Doktoranden

Prof. Dr. Bernard Chaix
Dipl.-Ing. Peter Kündig,
Dipl.-Ing. Kurt Graf,
Dipl.-Ing. Matthias Amoser
Hans Kunz

Mechaniker

Geldgeber

Kommission zur Förderung der wissenschaftlichen Forschung (KWF),
ETH Zürich, Fonds Aurel Stodola
Gebrüder Sulzer AG, Winterthur,
Sulzer Escher Wyss AG, Zürich
Brown Boveri & Co, Baden
Bernische Kraftwerke AG

Weitere unterstützende
Firmen

Rütschi Pumpen AG, Brugg,
Endress & Hauser AG, Reinach

tion der Geometrie erlaubt. Die strömungsseitigen Oberflächen sind hydraulisch glatt ausgeführt und weisen Toleranzen für Rundlauf, Parallelität und Konzentrität von 5 µm auf.

Der statisch und dynamisch ausgewuchtete Rotor, bestehend aus der Welle und den Labyrinthringen, ist mit 5 µm Spiel gelagert. Die Bauteile bestehen ausschliesslich aus korrosionsfesten Werkstoffen. Der Rotor wird mit Hilfe eines geregelten Gleichstrommotors in zwei Drehrichtungen und mit einer Betriebsdrehzahl bis zu 3200/min angetrieben.

Die gegenseitige Lage von Rotor und Stator lässt sich einerseits mechanisch von Hand verstellen, andererseits über einen elektronisch geregelten Hydraulikantrieb (Bild 6). Dabei wird lediglich der Stator translatorisch bewegt, während der Rotor die feste Lage (rotierend oder stillstehend) beibehält. Die drei radial wirkenden, auch mechanisch positionierbaren, sowie die drei axial wirkenden, festen, hydrostatischen Stützquellen sorgen für eine reibungslose Lagerung des Stators. Dieser besondere Aufbau erlaubt die Messung des auf den Stator wirkenden Drehmoments. Ausserdem kann damit der Stator auf einer beliebigen Bahn gefahren werden, insbesondere lässt sich eine schwingende Exzentrizität erzeugen. Möglich sind harmonische Bewegungen wie Kreise, Ellipsen oder Geraden mit einer Amplitude bis 1 mm und einer Frequenz bis 30 Hz. Zwei lagegezielte Hydraulikzylinder geben die Position des Stators vor, während der dritte kraftgeregelte Zylinder gewährleistet, dass der Stator an den beiden anderen radialen Stützlagern anliegt.

Sämtliche Messbohrungen, Messaufnehmer und Sonden sind auf dem Stator angeordnet, wodurch eine Übertragung der Messsignale über Schleifringe oder über Funkübertragung vermieden werden kann. Ebenfalls mit dem Stator verbunden ist der Hebelarm für die Übertragung des Drehmoments auf eine Kraftmessdose ausserhalb des Gehäuses (Bild 7, Tabelle 3).

Zur Messung der Temperaturdifferenzen befinden sich entsprechende Widerstandstemperturfühler, wie sie sich bei der thermodynamischen Messung des Wirkungsgrades hydraulischer Maschinen bewährt haben, vor dem Eintritt und nach dem Austritt der Labyrinthkammer sowie am Eintritt und am Austritt des Labyrinthmodells.

Die Strömungsrichtung und -geschwindigkeit, vor allem den Drall am Eintritt und am Austritt des Labyrinthmodells bestimmt man mittels Dreiloch-Zylindersonden. Die Exzentrizität (Bild 8) wird nicht direkt gemessen, sondern über trigonometrische Beziehungen aus den gemessenen Werten der Spaltweiten laufend berechnet.

Erste Messungen

Die bis Ende Juli 1986 gewonnenen Resultate betreffen in erster Linie die dynamischen Eigenschaften Steifigkeit und Dämpfung eines sogenannten Durchblick-Labyrinths für Turbokompressoren (vgl. Bild 3b). Die zugehörigen Messungen sind im Auftrag der Firma Sulzer Escher Wyss, Abteilung Turbokompressoren, durchgeführt worden.

Darüber hinaus ergaben sich aufschlussreiche Ergebnisse bezüglich der Leckmenge als Funktion der Rotorwinkelgeschwindigkeit sowie des Reibmoments als Funktion der Leckmenge und der Rotorwinkelgeschwindigkeit. Diese Zusammenhänge werden gegenwärtig am hydraulischen Modell (vgl. Bild 3a) im Detail untersucht. Nach der ersten Messreihe, die quasi als Testphase anzusehen ist, kann man feststellen, dass die hohen Ansprüche an die Auflösung und die Reproduzierbarkeit der Messergebnisse erfüllt werden können.

Adresse des Verfassers: Peter Kündig, dipl. Masch.-Ing. ETH, Institut für Flüssigkeitstechnik, ETH Zürich, 8092 Zürich.

Literatur

- [1] Trutnovski, K.; Komotori, K. Berührungsfreie Dichtungen. Düsseldorf: VDI-Verlag 1981.
- [2] Black, H.F. Effects of Hydraulic Forces in Annular Pressure Seals on Vibration of Centrifugal Pump Rotors. J. of Mech. Engng. Sci. 11 (1969) No 2.
- [3] Benckert, H. Strömungsbedingte Federkennwerte in Labyrinthdichtungen. Mitt. Nr. 8, Inst. f. Therm. Strömungsmasch., Univ. Stuttgart 1980.
- [4] Childs, D.W.; Childs, S.B. Testing of Turbulent Seals for Rotordynamic Coefficients. NASA Conference Publication 2250, 1982.
- [5] Iwatsubo, T. Analysis of Dynamic Characteristics of Fluid Force Induced by Labyrinth Seals. Kobe Univ. Rokkodoi Kobe (Japan) 1984.

«Bildung und Beruf»

Arbeitsgruppe der SIA-Sektion Graubünden

Von Heinz Ritter, Vaduz

Im Rahmen der Aktion Innovation des SIA hat der Bündner Ingenieur- und Architekten-Verein BIA ein positives Vorgehen gewählt. Mit der Planung und Durchführung befasste sich ein Ausschuss, der auch die Rolle des Zugpferdes übernahm. Da mit verhältnismässig grossem Zeitaufwand zu rechnen war, wirken BIA-Mitglieder im Ausschuss mit, die seit kurzem im Ruhestand stehen und in der Lage sind, genügend Zeit zur Verfügung zu stellen.

Um die Aktion Innovation zielstrebig und erfolversprechend zu fördern, ist der BIA nach folgenden Grundsätzen vorgegangen:

Einsatzgebiete

Zu wählen sind Einsatzgebiete, die für Bündens Wirtschaft von Bedeutung sind, einerseits mit praktischer Aktuali-

tät und andererseits zur wirkungsvollen Image-Pflege bei den wichtigsten Instanzen, die im Rahmen der behandelten Problemkreise angesprochen werden.

Entsprechend den gewählten Themen wurden folgende Arbeitsgruppen gebildet: Kreativität, Energiesparen, Landwirtschaft in Bergegebieten, Holzverarbeitung, Touristik und Verkehr.

Arbeitsgruppen

Den Arbeitsgruppen gehören sowohl BIA-Mitglieder als auch einflussreiche Vertreter aller im Einsatzbereich der Arbeitsgruppen angesprochenen Instanzen an.