

Zeitschrift: Wasser Energie Luft = Eau énergie air = Acqua energia aria
Herausgeber: Schweizerischer Wasserwirtschaftsverband
Band: 95 (2003)
Heft: 1-2

Artikel: Eine numerische Parameteruntersuchung von Radseitenräumen hydraulischer Maschinen
Autor: Stabuli, Thomas / Bissig, Matthias
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-939430>

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: 07.02.2026

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

Eine numerische Parameteruntersuchung von Radseitenräumen hydraulischer Maschinen

■ Thomas Staubli, Matthias Bissig

Zusammenfassung

Ziel einer grossen Anzahl von numerischen Strömungsberechnungen in Radseitenräumen hydraulischer Strömungsmaschinen war, die wichtigsten Einflussfaktoren auf Energieverluste und das rotordynamische Verhalten zu erfassen. Miteinbezogen in diese Berechnungen sind die Dichtregionen am Innendurchmesser des Radseitenraums. Der Einfluss von geometrischen Parametern und Strömungsrandbedingungen wurde systematisch untersucht. Rotordynamische Koeffizienten konnten durch die Wahl eines geeigneten, rotierenden Koordinatensystems, in welchem zeitlich unveränderliche Strömungsverhältnisse herrschen, bestimmt werden.

Im Folgenden wird eine Übersicht vorgestellt, welche es erlaubt, qualitative Entwurfsregeln für Radseitenräume abzuleiten. Während es für eine energetische Optimierung ausreicht, zweidimensionale Simulationen durchzuführen, ist es nötig, bedeutend aufwändigere, dreidimensionale Berechnungen vorzunehmen, wenn man an rotordynamischen Koeffizienten interessiert ist. Die Simulationen zeigen einen dominanten Einfluss der Strömungsbedingungen am Eintritt des Radseitenraums. Es sind dies vor allem der Eintrittsdrall und der Leckagevolumenstrom. Leider sind beim Entwurf immer Kompromisse zwischen teilweise widersprüchlichen Anforderungen einzugehen, welche aus energetischen und rotordynamischen Aspekten resultieren.

Rotor wirkende Radial- und Axialkräfte. Eine bezüglich Energieverlusten optimierte, radial nach innen durchströmte RSR-Geometrie wird, bereits bevor die Strömung in den Bereich der berührungslosen Dichtpartie eintritt, eine maximierte Druckabsenkung aufweisen. Glücklicherweise kann dabei gleichzeitig auch die Forderung nach minimalen Reibungsverlusten erfüllt werden. Allerdings ist ein energetisch optimierter RSR noch bezüglich der Radial- und Axialkräfte und der daraus resultierenden Kippmomente zu überprüfen, denn im schlimmsten Fall können die in der Dichtung und im RSR wirkenden Kräfte den ganzen Rotor destabilisieren. Im Falle von Schwingungen des Rotors kann die Phasenlage der Strömungskräfte so sein, dass es zu einem Energietransfer von der Strömung auf den Rotor kommt und die Schwingungen angeregt werden. Optimal ist natürlich, wenn die Strömungskräfte zusätzliche Dämpfung in das System einbringen, Brennen (Ref. 1) und Childs (Ref. 2).

Die oben angesprochenen Aspekte können durch die geometrische Formgebung des RSR beeinflusst werden. Allerdings führt der Wunsch nach energetischer Optimierung einerseits und nach rotordynamischer Stabilität andererseits häufig zu widersprüchlichen Forderungen. Die Herausforderung besteht somit darin, bei den gegebenen Randbedingungen den bestmöglichen Kompromiss zu finden. Die durch die Strömung am Eintritt gegebenen Randbedingungen haben einen dominanten Einfluss auf das gesamte Strömungsverhalten im RSR und sollten für den geplanten Betriebsbereich der Maschine bekannt sein.

Viele der Einflussfaktoren sind aus einer Reihe von Publikationen bekannt, z.B. Geis (Ref. 3), Lauer (Ref. 4) und Möhring (Ref. 5). Es ist allerdings wegen der Vielzahl von Faktoren enorm schwierig, sich einen Überblick zu verschaffen. Um dieses Ziel zu erreichen, wurden mit numerischer Strömungsberechnung über 200 Fallstudien durchgeführt.

Eine erste Serie von Berechnungen wurde unter Annahme von Rotationssymme-

Résumé

Une étude basée sur la simulation numérique d'écoulements a été réalisée dans le but de prédire les pertes énergétiques et les forces dynamiques dues à la rotation dans la zone du jeu entre le rotor et le carter et la région des labyrinthes. L'influence de paramètres géométriques et des conditions aux limites ont été étudiées de manière systématique. Au moyen d'un repère de coordonnées relatives adéquat, il a été possible de réaliser une simulation numérique stationnaire permettant de déterminer des coefficients dynamiques du rotor.

Un aperçu qualitatif des données fournissant des règles de tracé simples est présenté. Alors qu'une simulation bidimensionnelle est suffisante pour une optimisation énergétique, il est nécessaire de procéder à un calcul tridimensionnel pour déterminer des coefficients dynamiques du rotor. L'influence dominante des conditions limites, dont principalement la fuite et la prérotation d'entrée, peuvent être montrées. Malheureusement il y a souvent contradiction entre les critères requis du point de vue énergétique et du point de vue de la dynamique du rotor, c'est pourquoi des compromis doivent être trouvés.

trie der Strömung an einem Segment von einem Grad durchgeführt. Diese Simulationen ermöglichen einen detaillierten Einblick in die komplexen Strömungsverhältnisse im RSR. Besondere Beachtung wurde dabei den Rezirkulationsgebieten und Zonen mit starken Beschleunigungen und Verzögerungen der Strömung geschenkt.

Um allerdings Informationen zum rotordynamischen Verhalten des RSR, inklusive Dichtregion, zur erhalten, sind dreidimensionale Berechnungen mit exzentrischem Rotor nötig. Solche Berechnungen sind um Grössenordnungen aufwändiger als Berechnungen an einem schmalen Segment, erlauben aber die erfolgreiche Bestimmung rotordyna-

1. Einleitung

Die Strömungen in den Radseitenräumen (RSR) von Turbomaschinen tragen wesentlich zu den Energieverlusten der Maschinen und folglich zur Wirkungsgradverschlechterung bei. Dies einerseits durch die Leckage und andererseits durch Reibungsverluste. Neben den Verlusten bilden die RSR aber auch eine der grössten Quellen für auf den

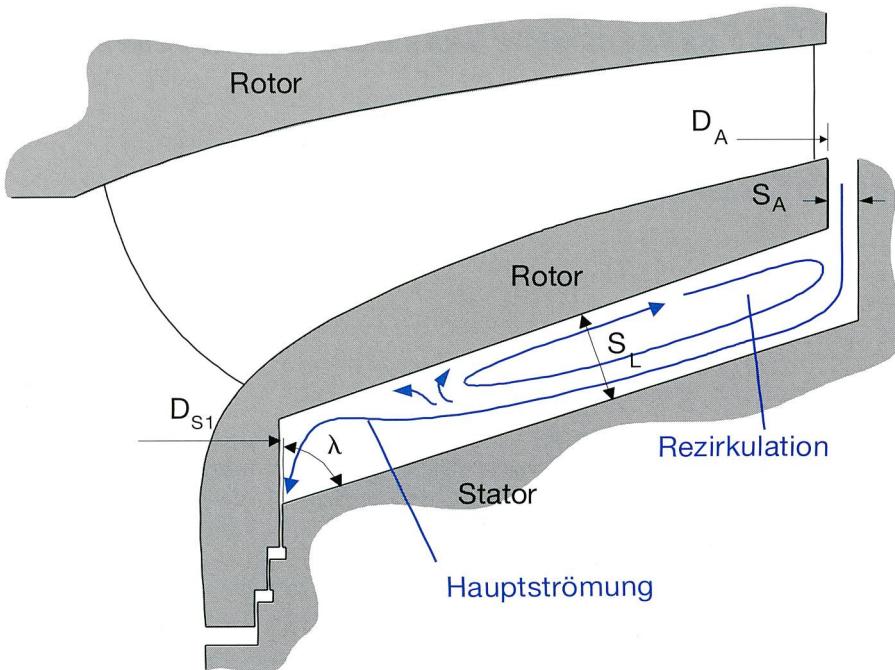


Bild 1. Strömung und Geometrieparameter im RSR.

mischer Koeffizienten, wie im Folgenden am Vergleich mit experimentellen Daten gezeigt wird.

2. Numerische Berechnungen an einem Segment

Für die numerischen Berechnungen wurde der kommerzielle Code CFX-TASCflow, Version 2.11, verwendet. Die zeitgemittelte turbulente Strömung wurde mit dem $k-\varepsilon$ -Modell modelliert. Die Strömung im RSR ist weniger eine druckgetriebene Strömung als eine schubspannungsgetriebene Strömung zwischen der rotierenden und der feststehenden Scheibe. Um der wandnahen Schicht genügend Beachtung zu schenken, verwendete man ein sehr feines Gitter in Kombination mit einer skalierbaren Wandfunktion. Bei dieser Funktion wird angenommen, dass die Grenze zur laminaren Unterschicht, welche durch $\gamma^+ - \Delta n \tau / \nu \approx 11$ definiert ist, auf der Körperoberfläche zu liegen kommt. Diese Grenze entspricht dem Schnittpunkt des logarithmischen und des linearen wandnahen Verlaufs. Ein feines Gitter sowie der Einsatz einer skalierbaren Wandfunktion bildeten die Grundlage für die genaue Simulation der Wandschubspannungen und der daraus resultierenden Sekundärströmungen, wie in Bild 1 dargestellt.

Die in Bild 1 gezeigte Geometrie stellt eine vereinfachte Form industrieller Radseitenräume dar. Durch vergleichende Berechnungen mit komplizierteren Geometrien konnte aber gezeigt werden, dass die Simulationen mit den vereinfachten und parametrisierten Geometrien durchaus repräsentative Ergebnisse liefern.

Variierte geometrische Parameter

waren der äussere Laufraddurchmesser D_A und der innere Durchmesser D_{S1} , die Spaltweite am Eintritt S_A , die Spaltweite des Radseitenraums S_L und der Radseitenraumswinkel λ . Weiter wurden einige Strömungsrandbedingungen verändert: der Leckagevolumenstrom \dot{V}_L , die relative Fluidwinkelgeschwindigkeit am RSR-Eintritt k_A sowie die Winkelgeschwindigkeit der Rotoren Ω_R .

Bei allen Parametervariationen wurde jeweils von einem Standardfall ausgegangen, einer Standardgeometrie oder einer Standardrandbedingung. Variationen wurden ausgehend von den Standardfällen zu grösseren und kleineren Werten vorgenommen, wie in Bild 2 dargestellt ist. Jede Geometrievariante wurde so mit allen Randbedingungen durchgerechnet.

Bild 3 zeigt einige Ergebnisse der Parameterstudie in Form von qualitativen Entwurfsregeln. Dargestellt ist der Einfluss der varierten Parameter auf den Drucksenkungsbeiwert c_p , den Drehmomentbeiwert c_M und auf die relative Fluidwinkelgeschwindigkeit k_{out} am Austritt des RSR, d.h. am Eintritt in die Dichtpartie.

$$c_M = \frac{M_R}{\rho \cdot R_A^5 \cdot \Omega_R^2}$$

$$c_p(r) = \frac{\Delta p(r)}{\frac{\rho}{2} \cdot \Omega_R^2 \cdot R_A^2}$$

$$k_{out} = \frac{\beta_{out}}{\Omega_R}$$

Generelle Aussage der Ergebnisse ist, dass die meisten Geometrieparameter nur wenig Einfluss auf die oben genannten

Symbolverzeichnis

Parameter	Symbol	Einheit
Drehmomentbeiwert	c_M	[$-$]
Drucksenkungsbeiwert	c_p	[$-$]
direkte Dämpfung	D	[kg/s]
äusserer Laufraddurchmesser	D_A	[m]
Querdämpfung	D_c	[kg/s]
innerer Laufraddurchmesser	D_{S1}	[m]
Querkraft	F_c	[N]
Radialkraft	F_r	[N]
Kraftkomponente in x-Richtung	F_x	[N]
Kraftkomponente in y-Richtung	F_y	[N]
direkte Steifigkeit	K	[kg/s 2]
relative Fluidwinkelgeschw. am RSR-Aussendurchmesser	k_A	[$-$]
relative Fluidwinkelgeschw. am RSR-Innendurchmesser	k_{out}	[$-$]
Quersteifigkeit	K_c	[kg/s 2]
Trägheit	M	[kg]
Scheibenreibung	M_R	[Nm]
statischer Druck	p	[Pa]
Umfangsreynoldszahl	Re_U	[$-$]
Spaltweite am RSR-Aussendurchmesser	S_A	[m]
Spaltweite im Radseitenraum lotrecht	S_L	[m]
Zeit	t	[s]
Leckagevolumenstrom	V_L	[m 3 /s]
Dichtspaltweite	S_0	[m]
Orbitwinkelgeschwindigkeit	Ω_E	[1/s]
Winkelgeschwindigkeit des Rotors im Absolutsystem	Ω_R	[1/s]
Winkelgeschwindigkeit des Rotors im Relativsystem	Ω_{Rr}	[1/s]
Winkelgeschwindigkeit des Stators im Relativsystem	Ω_{Sr}	[1/s]
Fluidwinkelgeschwindigkeit	β	[1/s]
Fluidwinkelgeschwindigkeit am RSR-Aussendurchmesser	β_A	[1/s]
Fluidwinkelgeschwindigkeit am RSR-Innendurchmesser	β_{out}	[1/s]
relative Exzentrizität	ε	[$-$]
Drehwinkel	φ	[rad]
Leckagekoeffizient	φ_L	[$-$]
RSR-Winkel	λ	[$^{\circ}$]
kinematische Viskosität	ν	[m 2 /s]
Dichte	ρ	[kg/m 3]

Kennzahlen haben, während der Eintrittsdrall dominant die Reibung, den Druckabfall und auch den Austrittsdrall beeinflusst.

3. Berechnung der rotordynamischen Koeffizienten

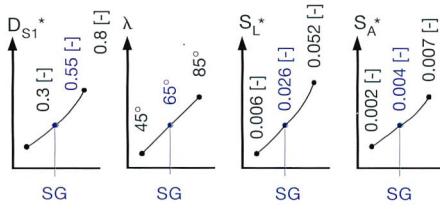
Um rotordynamische Koeffizienten aus den Ergebnissen der numerischen Strömungsrechnung extrahieren zu können, ist es nötig, diese dreidimensional durchzuführen, wobei der Rotor exzentrisch positioniert werden muss. Dies führt zu enorm grossen Berechnungsgittern und entsprechend grossem Berechnungsaufwand. Das Modell des RSR, inklusive einer zweistufigen Dichtregion mit dazwischenliegender Kammer, hatte $1,8 \cdot 10^6$ Knoten. Derart grosse Gitter machen eine Parallelisierung der Berechnungen unabdingbar. Die Validierung dieser Berechnungen ist in Staubli/Bissig (Ref. 6) vorgestellt.

Variation der RSR-Geometrie

9 verschiedene RSR-Geometrien

SG: Standard Geometrie

$$D_{S1}^* = \frac{D_{S1}}{D_A} \quad S_L^* = \frac{S_L}{D_A} \quad S_A^* = \frac{S_A}{D_A}$$



Variation der Randbedingungen

7 verschiedene Randbedingungen

SBC: Standard Boundary Condition

$$\varphi_L = \frac{V_L}{\pi \cdot \Omega_R \cdot R_A^3} \quad Re_U = \frac{\Omega_R \cdot R_A^2}{V} \quad k_A = \frac{\beta_A}{\Omega_R}$$

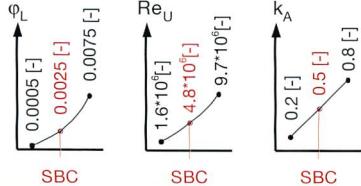


Bild 2. Variation der RSR-Geometrie und der Randbedingungen.

Parameter	Ziele		
	c_M klein	c_P gross	k_{out} klein
S_L^*	↗	↘	-
λ	↗	-	↘
S_A^*	↗	↗	-
D_{S1}^*	↘	↘	↗
φ_L	0.0015 - 0.004	↗	↘
Re_U	↗	-	-
k_A	↗	↗	↘

Bild 3. Qualitative Resultatübersicht in Form von Entwurfsregeln.

Das Problem, dass es sich durch die Exzenterbewegung des Rotors um eine im absoluten Koordinatensystem zeitlich veränderliche Strömung handelt, konnte umgangen werden, indem ein relatives, drehendes Koordinatensystem gewählt wurde, in welchem die Strömungsvorgänge zeitinvariant sind. In diesem Relativsystem dreht der Stator mit der Orbitwinkelgeschwindigkeit Ω_E der Exzenterbewegung rückwärts, wie dies in Bild 4 gezeigt ist. Diese Vereinfachung basiert auf der Annahme einer harmonischen Orbitbewegung des Rotors um eine zentrische Position und reduziert den Berechnungsaufwand enorm. Dieses Vorgehen wurde bereits von Moore/Palazzolo (Ref. 7) beschrieben. Die Exzenterbewegung des Rotors im Absolutsystem kann wie folgt formuliert werden:

$$x = \varepsilon \cdot S_0 \cdot \cos(\Omega_E \cdot t),$$

$$y = \varepsilon \cdot S_0 \cdot \sin(\Omega_E \cdot t),$$

$$\varphi = \Omega_E \cdot t$$

Wird weiter ein linearer Zusammenhang zwischen Kräften und Auslenkung angenommen, kann eine Bewegungsgleichung mit den folgenden Steifigkeits-, Dämpfungs- und Massenmatrizen formuliert werden:

$$\begin{bmatrix} -F_x \\ -F_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K & K_c \\ -K_c & K \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} D & D_c \\ -D_c & D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} M & 0 \\ 0 & M \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{bmatrix}$$

Bezüglich des Orbitzentrums können durch Integration der auf den Rotor wirkenden

den Druckverteilung eine Radialkraftkomponente F_r und eine Querkraftkomponente F_c bestimmt werden. Im gewählten Relativsystem entsprechen diese Kraftkomponenten der x- und der y-Komponente:

$$F_r = F_x = - \int_0^{2\pi} p_{Rotor} \cdot \cos \varphi \cdot R \, d\varphi \, dz$$

$$F_c = F_y = - \int_0^{2\pi} p_{Rotor} \cdot \sin \varphi \cdot R \, d\varphi \, dz$$

Zur Bestimmung eines Satzes von Koeffizienten muss jeweils die Orbitwinkelgeschwindigkeit variiert werden. Die Randbedingungen Leckage, Rotorwinkelgeschwindigkeit und Eintrittsdrall werden dabei konstant gehalten.

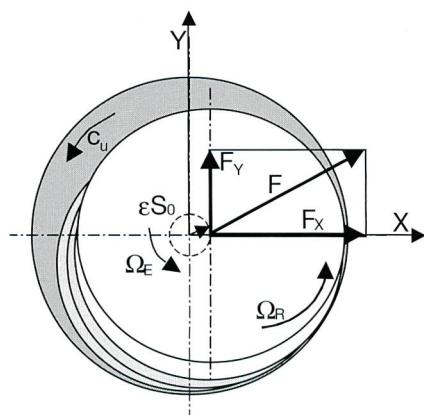


Bild 4. Konzentrische Orbitbewegung des Rotors im absoluten und im relativen Koordinatensystem, Amoser (Ref. 9).

Nun führt man die bei verschiedenen Orbitfrequenzen bestimmten Kraftkomponenten in die linearisierte Bewegungsgleichung ein. Damit können die gesuchten Koeffizienten durch eine lineare respektive durch eine quadratische Regression bestimmt werden, wie detailliert durch Iwatsubo (Ref. 8) beschrieben wird:

$$\frac{F_x(\Omega_E(t=0))}{\varepsilon \cdot S_0} = \frac{F_r(\Omega_E)}{\varepsilon \cdot S_0} = -K - D_c \cdot \Omega_E + M \cdot \Omega_E^2$$

$$\frac{F_y(\Omega_E(t=0))}{\varepsilon \cdot S_0} = \frac{F_c(\Omega_E)}{\varepsilon \cdot S_0} = K_c - D \cdot \Omega_E$$

Die CPU-Zeit für die Parameterstudie des dreidimensionalen RSR inklusive zweistufiger Dichtregion betrug ca. 9 Wochen. Der Aufwand hat sich gelohnt, denn es konnten nützliche Entwurfshinweise für einen bezüglich des rotordynamischen Verhaltens optimierten RSR gewonnen werden. Im Widerspruch zur verbreiteten Meinung hat die RSR-Partie vor der Dichtregion einen wesentlichen Anteil an den Radialkräften und den rotordynamischen Koeffizienten. Dies lässt sich – obwohl die Umfangsvariation des Druckes gering ist – aufgrund der grossen Flächen in dieser Partie erklären.

Ein Überblick über die qualitativen Einflüsse der Randbedingungen auf die rotordynamischen Koeffizienten des RSR inklusive zweistufiger Dichtregion ist in Bild 5 gegeben. Die Standardrandbedingungen sind in diesen Darstellungen jeweils in den Kreuzungspunkten der Kurven gegeben. Generell kann beobachtet werden, dass viele der Koeffizienten nichtlinear von den varierten Randbedingungen abhängen.

Die direkte Steifigkeit K und die Quersteifigkeit K_c können durch eine Steigerung der Leckage erhöht werden. Eine grössere Leckage erhöht auch die direkte Dämpfung D und die Querdämpfung D_c des Systems. Dies wiederum bedeutet aber grössere energetische Verluste. Umgekehrt müssen

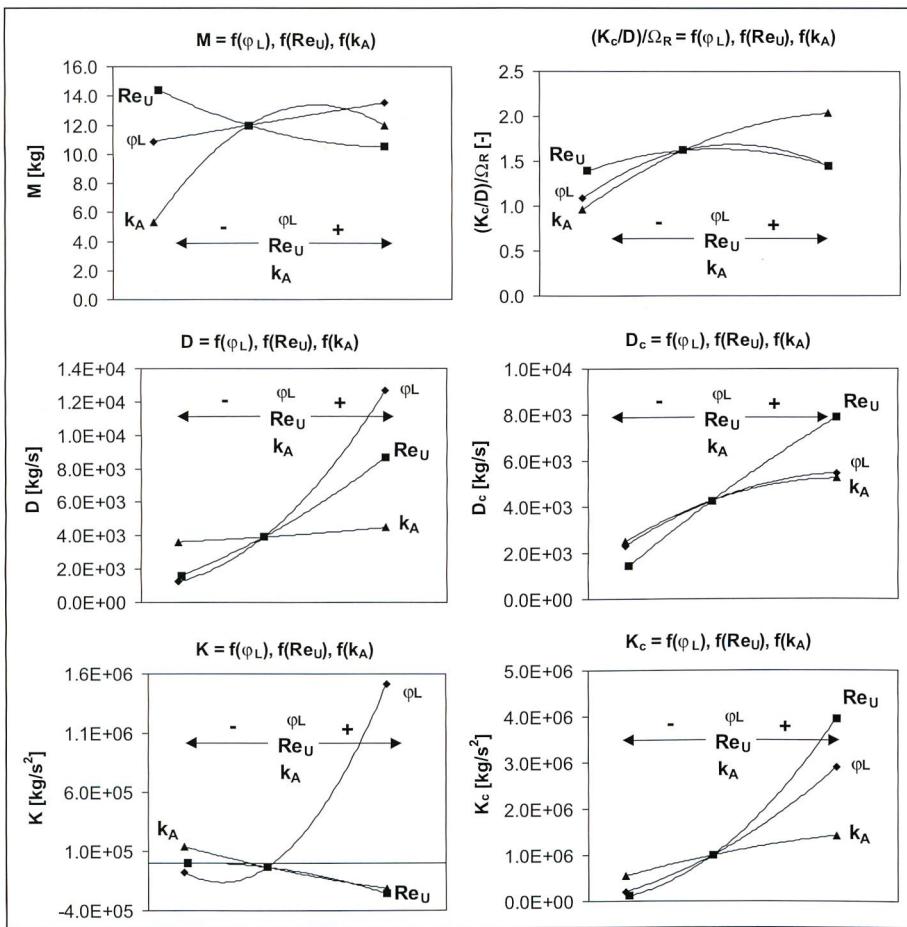


Bild 5. Einfluss der Randbedingungen auf die rotordynamischen Koeffizienten.

also alle Massnahmen, welche zur Reduktion der Leckage führen, sorgfältig auf ihre Auswirkung auf das rotordynamische Verhalten geprüft werden. Weitere destabilisierende Wirkungen können vom Eintrittsdrall k_A kommen, welcher vor allem den Massekoeffizienten M stark beeinflusst.

Der Stabilitätsparameter $(K_c/D)/\Omega_R$ ist ein Mass dafür, ob ein Energietransfer von der Strömung auf den Rotor stattfindet und somit die Gefahr einer Anregung besteht. Für Werte dieses Parameters grösser 1,0 besteht die Gefahr einer Destabilisierung. Ein kleiner Eintrittsdrall wirkt sich somit positiv aus, da die Anregung reduziert wird. Der Stabilitätsparameter wird dominant von den Kräften des RSR beeinflusst und nicht primär durch die Kräfte in der Dichtregion, wie bisher angenommen wurde. Dies konnte durch eine detaillierte Untersuchung der einzelnen Regionen gezeigt werden (Ref. 6).

Während die geometrischen Parameter des RSR tendenziell wenig Einfluss auf die energetischen Verluste haben (Bild 3), ist ihr Einfluss auf die rotordynamischen Koeffizienten hingegen beträchtlich. Dies ist in Bild 6 dargestellt. Wichtigster Einflussfaktor auf praktisch alle Koeffizienten scheint dabei die relative Weite des RSR-Spaltes S_L^* zu sein. Allerdings ist der Einfluss dieses Geometrieparameters auf den Stabilitätsparameter

$(K_c/D)/\Omega_R$ gering. Eine kleine Eintrittsspalte S_A^* und ein kleines Durchmesserverhältnis D_{S1}^* wirken hier destabilisierend. Der Stabilitätsparameter ist für alle untersuchten Fälle grösser eins. Dies kann zu einer Anregung des Rotors führen.

4. Schlussfolgerungen

Aus den numerischen Parameterstudien konnten viele brauchbare Angaben zur Minimierung energetischer Verluste und zur Erhöhung der rotordynamischen Stabilität abgeleitet werden. Während für die energetische Optimierung Berechnungen an einem 1-Grad-Segment ausreichten, mussten, um rotordynamische Koeffizienten zu bestimmen, dreidimensionale Simulationen durchgeführt werden. Vielfach stellte man fest, dass sich widersprüchliche Anforderungen betreffend der energetischen und der rotordynamischen Kriterien ergeben. Entsprechend sind Kompromisse zu finden, welche auf den individuellen Fall zugeschnitten sind.

Aus den Parametervariationen ist der dominante Einfluss der Leckage und des Eintrittsdralls ersichtlich. Während die Geometrie des RSR eher wenig Einfluss auf die energetischen Verluste hat, ist ihr Einfluss auf die rotordynamischen Koeffizienten beträchtlich.

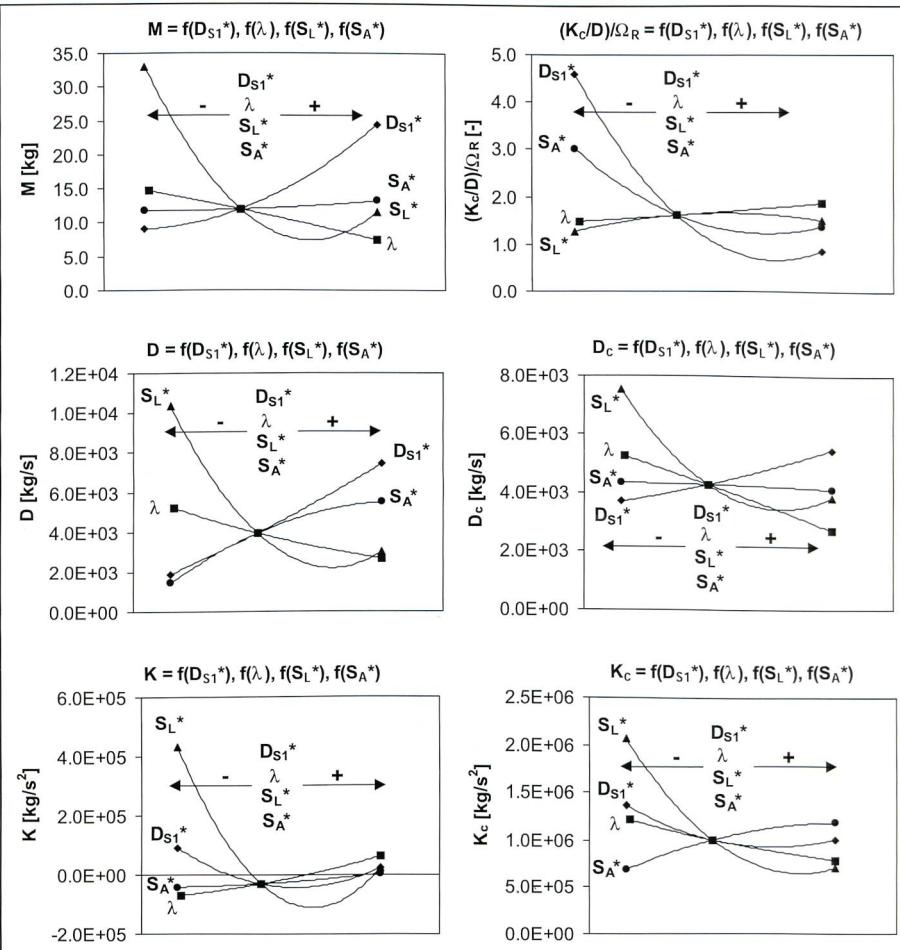


Bild 6. Einfluss der RSR-Geometrie auf die rotordynamischen Koeffizienten.

Dank

Diese Untersuchung wurde durch die finanzielle Unterstützung der KTI (Kommission für Technologie und Innovation) sowie der Firmen Sulzer Pumpen AG, VA Tech Hydro AG und Wilo GmbH ermöglicht. Dank der guten Zusammenarbeit mit den oben genannten Firmen konnte das Projekt zielorientiert abgewickelt werden.

Literaturverzeichnis

Ref. 1 *Brennen E. Ch.*, K.-D., «Hydrodynamics of Pumps», Concepts ETI and Oxford Science Publications, 1994.

Ref. 2 *Childs, D. W.*, «Turbomachinery rotor dynamics, phenomena, modeling and analysis», J. Wiley & Sons, New York, 1993.

Ref. 3 *Geis, H.*, «Experimentelle Untersuchungen der Radseitenverluste von Hochdruck-Wasserturbinen radialer Bauart», Dissertation, TU Darmstadt, 1984.

Ref. 4 *Lauer, J.*, «Einfluss der Eintrittsbedingung und der Geometrie auf die Strömung in den Radseitenräumen von Kreiselpumpen», Dissertation, TU Darmstadt, 1995.

Ref. 5 *Möhring U. K.*, «Untersuchung des radialen Druckverlaufes und des übertragenen Drehmomentes im Radseitenraum von Kreiselpumpen bei glatter, ebener Radseitenwand und bei Anwendung von Rückenschaufeln», Dissertation, TU Carlo-Wilhelmina zu Braunschweig, 1976.

Ref. 6 *Staubli T.*, *Bissig M.*, «Numerically calculated rotor dynamic coefficients of a pump rotor side space», Int. Symp. on Stability Control of Rotating Machinery (ISCORMA), South Lake Tahoe, August 2001.

Ref. 7 *Moore J. J.*, *Palazzolo A. B.*, «Rotor-dynamic Force Prediction of Whirling Centrifugal Impeller Shroud Passages Using Computational Fluid Dynamic Techniques», International Gas Turbine and Aeroengine Congress and

Exhibition, 99-GT-334, Indianapolis, 1999.

Ref. 8 *Iwatsubo, T.*, *Sheng, B. C.*, *Matsumoto, T.*, «An experimental study on static and dynamic characteristics of pump annular seals», NASA CP 3026, 5th Workshop on Rotordynamic Instability Problems in High-Performance Turbomachinery, Texas, A&M University, 1988, pp. 229–251.

Ref. 9 *Amoser, M.*, «Strömungsfelder und Radialkräfte in Labyrinthdichtungen hydraulischer Strömungsmaschinen», Dissertation, ETH Zurich Nr. 11150, 1995.

Anschrift der Verfasser

Prof. Dr. *Thomas Staubli, Matthias Bissig*, Hochschule für Technik und Architektur Luzern, Technikumstrasse 21, CH-6048 Horw.

A review on turbine design

■ *Hermod Brekke*

Abstract

Runners for hydraulic turbines are normally designed by experienced experts according to the company traditions. He will use the best available runner from previous model turbine tests as a base for a new possibly improved runner.

The introduction of the non-traditional X-blade runner for Francis turbines in 1996 has reduced the cross flow and improved the dynamic behaviour at part load for low-head and medium-head turbines. A discussion is given on the philosophy and theory behind this design that has not been based on traditional designed existing runners.

For Pelton turbines the introduction of a thinner and steeper inlet of the buckets and increased accuracy of model turbine production have given an increased model efficiency. However, often a lower step-up of efficiency from model to prototype is observed. A discussion on Pelton design will be given.

1. Introduction

CFD analysis is necessary in order to optimise the flow regimen in a Francis runner after the primary geometry has been decided.

If the goal is a complete new design, it is necessary to create the geometry by means of another tool than a CFD programme.

The background for this paper is to present the authors experience in using classic turbine theory in the work of creating the basic geometry of a Francis runner. The classic equations can be computerised by for example Excel programmes in order to create the geometry of crown, band and blades. Example of such runners may be illustrated by the pressure balanced so-called X-blade runner that was created by analytical calculation of the stream wise blade angles and the blade lean angle normal to the stream lines. No existing runner geometry was used to create this runner which was selected for 8 turbines for the Three Gorges project in China. The procedure to create such runners and the possibility to computerise this procedure has been the subject for this paper.

Another background for this paper is the authors experience in the improved research work on Pelton model turbines that will be presented because the model efficiency has been increased dramatically while some

Résumé

Les roues de turbines hydrauliques sont normalement conçues par des experts expérimentés selon les traditions de la compagnie. L'expert utilisera la meilleure roue disponible d'après des tests sur modèles précédents comme référence pour l'amélioration possible d'une nouvelle roue. L'introduction de la roue non-traditionnelle "X-blade" pour les turbines de Francis en 1996 a réduit considérablement l'écoulement transversal et amélioré le comportement dynamique à charge partielle pour les turbines basse chute et moyenne chute. Une discussion est donnée sur la philosophie et la théorie derrière cette conception qui n'a pas été basée sur les roues existantes conçues traditionnellement.

Pour les turbines Pelton, l'introduction d'une entrée plus mince et plus inclinée des augelets et l'augmentation de la précision de la production de modèles d'essai ont donné une augmentation du rendement du modèle. Cependant, une augmentation inférieure de l'efficacité du modèle au prototype est souvent observée. Une discussion sur la conception des turbines de Pelton sera donnée.