

**Das Axialschubverhalten von einstufigen Kreiselpumpen  
mit Spiralgehäuse**

Vom Fachbereich Maschinenbau  
der Universität Hannover  
zur Erlangung des akademischen Grades  
Doktor-Ingenieur  
genehmigte Dissertation  
von

Dipl.-Ing. Falk Utz Bahm  
geboren am 21. März 1960 in Witzenhausen

2000

1. Referent: Prof. Dr.-Ing. Dr. techn. M. Rautenberg  
2. Referent: Prof. Dr.-Ing. I. Teipel  
Tag der Promotion: 25. Februar 2000

## Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Strömungsmaschinen der Universität Hannover. Angeregt und betreut wurde sie von Professor Dr.-Ing. Dr. tech. M. Rautenberg. Für die von ihm erhaltene Unterstützung und die hilfreichen Diskussionen, die wichtige Impulse zum Gelingen der Arbeit lieferten, möchte ich mich an dieser Stelle herzlichst bedanken. Professor Dr.-Ing. I. Teipel gilt ebenfalls mein Dank für die Übernahme des Korreferates und die sorgfältige Durchsicht der Arbeit. Weiterhin danke ich dem Vorsitzenden der Prüfungskommission, Herrn Prof. Dr.-Ing. Stegemann.

Zur Finanzierung dieser Arbeit wurden sowohl Mittel der KSB-Stiftung als auch der Deutschen Forschungsgemeinschaft verwendet. Beiden Institutionen sei an dieser Stelle gedankt.

Einen speziellen Dank möchte ich an dieser Stelle Herrn P. Hergt für die anregenden Diskussionen und fachlicher Unterstützung und Herrn W. Langer für die freundliche Hilfsbereitschaft während der Entwicklung der Meßtechnik aussprechen.

Mein Dank gilt weiterhin allen Angehörigen des Institutes, sowohl den Kollegen für die zahlreichen Diskussionen und die hilfreiche Unterstützung bei der Abwicklung der Forschungsvorhaben, als auch dem technischen Personal für die geleisteten Arbeiten. Hier danke ich insbesondere Herrn Foss und Herrn Wichmann für die zuverlässige Betreuung des Prüfstandes und die vielfältige Unterstützung bei der Vorbereitung der Versuche. Auch den zahlreichen studentischen Hilfskräften und Studenten, die im Rahmen ihres Studiums aktiv und hingebungsvoll zum Gelingen der Arbeit beigetragen haben, möchte ich herzlich danken.

Besonders möchte ich mich an dieser Stelle bei meiner Frau Duryl für ihre Geduld, das mir und meiner Arbeit entgegengebrachte Verständnis und den permanenten Rückhalt bedanken.

Hannover, Februar 2000

# Das Axialschubverhalten von einstufigen Kreiselpumpen mit Spiralgehäuse

<b>Inhalt</b>	
<b><i>Kurzfassung</i></b>	<b><i>v</i></b>
<b><i>Abstract</i></b>	<b><i>vi</i></b>
<b><i>Nomenklatur</i></b>	<b><i>vii</i></b>
<b>1 <i>Einleitung</i></b>	<b>1</b>
<b>2 <i>Stand der Forschung / Literaturübersicht</i></b>	<b>4</b>
2.1 Axialschub in radialen Turbomaschinen	5
2.2 Strömung in Radseitenräumen	11
2.3 Einfluß der Spirale	14
2.4 Teillastverhalten	15
2.4.1 Rückströmung am Laufradeintritt	16
2.4.2 Rückströmung am Laufradaustritt	17
2.4.3 Rückströmung durch das Laufrad	18
2.5 Einfluß des Spaltstromes	19
2.6 Weitere Arbeiten	20
2.7 Zusammenfassung	21
<b>3 <i>Zielsetzung</i></b>	<b>23</b>
<b>4 <i>Die Berechnung des Axialschubes</i></b>	<b>25</b>
4.1 Impulsänderungskraft	25
4.2 Druckkräfte in Radseitenräumen	26
4.2.1 Rotationssymmetrische Strömung in beiden Radseitenräumen	27
4.2.1.1 Druckkraft im nicht-durchströmten Radseitenraum	28
4.2.1.2 Druckkraft im durchströmten Radseitenraum	30
4.2.2 Einfluß der Spiralenströmung (asymmetrische Druckverteilung)	31
4.3 Statischer Druck am Laufradeintritt	32
4.4 Wellendruckkraft	33
4.5 Empirische Berechnungsmethoden	33
<b>5 <i>Versuchseinrichtungen</i></b>	<b>37</b>
5.1 Prüfstands Aufbau	37
5.2 Versuchspumpe	37
5.3 Meßtechnik	38

5.4	Apparatur zur Axialschubbestimmung	39
5.4.1	Beschreibung	39
5.4.2	Anordnung zur Kalibrierung der Kraftmeßapparatur	40
5.5	Entwicklung einer Meßtechnik zur Bestimmung des Spaltstromes	41
5.5.1	Beschreibung der Meßmethode	42
5.5.2	Übertragung der magnetisch-induktiven Meßmethode auf konzentrische Ringspalte	44
5.5.3	Konstruktive Umsetzung der Meßmethode	45
5.5.4	Versuchsanordnung zur Kalibrierung des Meßringes	46
<b>6</b>	<b><i>Experimentelle Ergebnisse</i></b>	<b>47</b>
6.1	Kalibrierungsarbeiten	47
6.1.1	Kraftmeßvorrichtung	47
6.1.2	Strömungssonde	48
6.1.3	Spaltstrommeßring	49
6.1.3.1	Zeitverhalten des Meßsignals	49
6.1.3.2	Kalibrierkurven	49
6.2	Kennlinien	50
6.3	Axialschubverhalten	51
6.3.1	Drehzahlverhalten	52
6.3.2	Einfluß der Entlastungsbohrungen	52
6.3.3	Einfluß des statischen Druckes am Laufradeintritt (Wellendruckkraft)	53
6.3.4	Verlauf des statischen Druckes vor dem Laufradeintritt	54
6.4	Strömungsmessungen am Laufradeintritt im Teillastbetrieb	55
6.4.1	Geschwindigkeitsverteilung	55
6.4.2	Druckverteilung	56
6.4.3	Berechnung der Druckkräfte aus den Ergebnissen der Sondenmessungen	56
6.4.4	Vergleich mit Ergebnissen aus der Literatur	57
6.5	Einfluß des Vordralles	59
6.5.1	Beschreibung des Vorleitgitters	59
6.5.2	Vorleitregler als Gleichrichter	59
6.5.3	Einfluß des Vorleitgitters auf die Kennlinien	60
6.5.4	Zum Stabilitätsverhalten der Drosselkennlinie	61
6.5.5	Zum Einfluß der Eintrittströmung auf den Axialschub	63
6.6	Untersuchungen mit abgedecktem Laufrad	64
6.6.1	Axialschub	64
6.6.2	Statischer Druck in den Radseitenräumen	65
6.6.3	Berechnung der Axialkraft aus den Druckmessungen	66
6.6.4	Leistungsaufnahme	66
6.6.5	Spaltstrom	67

6.7	Strömung in den Radseitenräumen im normalen Förderbetrieb	68
6.7.1	Saugseitiger Radseitenraum	68
6.7.1.1	Statischer Druck am Eintritt	68
6.7.1.2	Strömungsmessungen am Außenradius	69
6.7.1.2.1	Strömungswinkel	69
6.7.1.2.2	Meridiangeschwindigkeit	70
6.7.1.2.3	Kernrotation	70
6.7.1.2.4	Druckkoeffizient	71
6.7.1.3	Strömungsmessungen an verschiedenen Radien im Radseitenraum	71
6.7.1.4	Druckverteilung an der Gehäusewand	73
6.7.2	Druckseitiger Radseitenraum	74
6.7.3	Berechnung des Axialschubes aus den gemessenen Druckverteilungen	76
6.7.4	Berücksichtigung der Radialkraft	77
6.7.4.1	Berechnung der Radialkraft anhand empirischer Formel aus der Literatur	78
6.7.4.2	Berechnung der Radialkräfte aus den statischen Drücken	80
6.7.4.3	Berechnung der Wellendurchbiegung	82
6.7.4.4	Experimentelle Bestimmung des Biegenverhaltens der Pumpenwelle	83
6.7.4.5	Konsequenzen für die Arbeit	84
6.8	Spaltstrombestimmung	85
6.8.1	Bestimmung über Kalibrierung mit abgedecktem Laufrad	85
6.8.2	Messung des Spaltvolumenstromes mit dem induktiven Meßring im normalem Förderbetrieb	86
6.8.3	Vergleich zwischen Messung und Rechnung	88
<b>7</b>	<b>Zusammenfassung</b>	<b>89</b>
<b>8</b>	<b>Literatur</b>	<b>93</b>
<b>9</b>	<b>Tabellen</b>	<b>105</b>
	<b>Bilder</b>	<b>109</b>
	<b>Lebenslauf</b>	

***Schlagwörter:***

Kreiselpumpe - Centrifugal Pump

Axialschub - Axial Thrust

Radseitenraumströmung - Flow within Impeller Side Cavity

## Kurzfassung

Bei radialen Turbomaschinen wird der auf die Welle wirkende Axial Schub unter der Annahme rotationssymmetrischer Strömung in der Maschine berechnet. Im extremen Fall eines spiralförmigen Sammelgehäuses gilt dies bestenfalls nur für den Auslegungspunkt. Außerhalb optimaler Betriebsbedingungen führt die Energieumsetzung im Spiralgehäuse zu einer über dem Umfang ungleichmäßigen Strömung, die sich am Laufradaustritt sogar als periodische Störung bemerkbar macht. Die Auswirkungen derartiger Vorgänge auf die Strömungsverhältnisse in den Räumen zwischen Laufrad und Gehäuse, und somit auf die Druckkräfte beiderseits des Laufrades, werden in der einschlägigen Literatur nicht erörtert. Alle gegenwärtig verfügbaren Methoden zur Berechnung des Axialschubes gelten somit nur für den rotationssymmetrischen Fall, der meistens den Auslegungspunkt der Maschine entspricht.

An einer handelsüblichen Norm-Kreiselpumpe mit Spiralgehäuse werden die Wechselwirkungsmechanismen, die den an der Welle wirkenden Axial Schub bestimmen, experimentell untersucht. Im Mittelpunkt der Betrachtungen stehen insbesondere die Strömungsvorgänge außerhalb des Auslegungs- bzw. des Arbeitspunktes maximalen Wirkungsgrades, die hier als Ursache für das sehr häufig beobachtete, mit den herkömmlichen Modellen nicht erklär-bare Verhalten des Axialschubes angesehen werden.

Die Arbeit geht von einem ganzheitlichen Verständnis der Strömung in Turbomaschinen aus, wobei von einem engen physikalischen Zusammenhang zwischen allen in der Maschine stattfindenden Vorgängen ausgegangen wird. Besonders beim Betrieb außerhalb des Auslegungspunktes kann gezeigt werden, daß die Strömungserscheinungen vor und hinter dem Laufrad in mannigfacher Weise gekoppelt sind und nicht als „lokale“ Eintritts- bzw. Austrittsphänomene betrachtet werden dürfen, wie in zahlreichen Arbeiten geschehen.

Dazu werden neben dem Axial Schub, die statischen Drücke an verschiedenen Stellen beider Radseitenräumen, vor dem Laufrad und über dem saugseitigen Dichtspalt gemessen, sowie gezielte Sondenmessungen vor dem Laufrad und im saugseitigen Radseitenraum durchgeführt, die zeigen, daß entgegen der allgemeinen Annahme nicht allein die Druckverteilungen entlang der Deckscheiben des Laufrades für die Entstehung und Entwicklung des Axialschubes maßgebend sind.

Eine Schlüsselrolle im komplexen Abhängigkeitsverhältnis aller beteiligten Vorgänge nimmt der Spaltstrom ein, dessen Größe mangels geeigneter Meßtechniken bisher nur indirekt bestimmt bzw. geschätzt werden konnte. Eine näherungsweise Berechnung auf der Grundlage der gemessenen Druckdifferenzen über dem Spalt wird in dieser Arbeit vorgenommen.

Eine neue Meßmethode wurde entwickelt und erfolgreich erprobt, mit der der Spaltstrom in Kreiselpumpen rückwirkungsfrei und unter realen Betriebsverhältnissen quantitativ ermittelt werden kann. Dabei wird der saugseitige Spaltring im Gehäuse der Versuchsmaschine durch einen speziellen Ring gleicher Abmessungen ersetzt, in dem die erforderliche Meßtechnik eingebaut ist. Aufbau und Funktionsweise des nach dem magnetisch-induktiven Meßprinzips arbeitenden Meßringes werden detailliert beschrieben.

## Summary

In the case of radial turbo-machines the axial thrust acting on the shaft is computed under the assumption of rotationally-symmetrical flow in the machine. In the extreme case of a spiral-shaped collector casing this only applies at best to the design point. Outside optimum operating conditions the energy conversion in the volute leads to non-uniform peripheral flow, which manifests itself as a periodic disturbance at the impeller inlet. The effects of such processes on the flow conditions in the clearance space between the impeller and casing, and hence also on the pressure forces on each side of the impeller, are not mentioned in the standard literature. All currently available methods for computing the axial thrust therefore only apply to the rotationally-symmetrical case, which generally corresponds to the design point of the machine.

The interaction mechanisms governing the axial thrust acting on the shaft are investigated experimentally for a standard commercial centrifugal pump with a volute casing. The investigation concentrates especially on the flow processes outside the design point or maximum efficiency operating point, which is here considered to be the reason for the frequently observed behaviour of the axial thrust, as unexplained by conventional models.

The investigation is based on a global understanding of the flow in turbo-machines, whereby a close physical relationship is assumed between all processes taking place in the machine. Especially for operation outside the design point, it may be shown that the flow conditions in front of and behind the impeller are coupled in multifarious ways and should not be treated as "local" inlet and outlet phenomena, as often presupposed in numerous investigations.

For this purpose the axial thrust as well as the static pressures at different positions over both impeller clearances in front of the impeller and in the sealing gap on the suction side were measured. Specially selected probe measurements in front of the impeller and in the sealing gap on the suction side showed that, contrary to the general assumption, the pressure distributions over the front shrouds of the impeller are not solely responsible for the formation and development of the axial thrust.

The clearance flow, whose magnitude until now could only be indirectly determined or estimated due to a lack of suitable measuring equipment, plays a key role in the complex dependency relationship between all the processes involved. An approximation calculation based on the measured pressure differences across the sealing gap is carried out in the present study.

In this investigation a new measuring technique was developed and successfully implemented for a non-reactive quantitative determination of the clearance flow in centrifugal pumps under realistic operating conditions. For this purpose the sealing ring in the suction-side casing of the test machine was replaced by a special ring of the same dimensions incorporating the necessary measuring equipment. The design and functional operation of the magnetic-inductive measuring ring is described in detail.

## Nomenklatur

### Variablen

<i>Symbol</i>	<i>Einheit</i>	<i>Bedeutung</i>
<i>A</i>	m <sup>2</sup>	Fläche
<i>b</i>	m	Breite
<i>B</i>	T	magnetische Induktion
<i>c</i>	m/s	Absolutgeschwindigkeit
<i>c<sub>f</sub></i>	-	dimensionslose Kraftzahl
<i>c<sub>p</sub></i>	-	dimensionslose Druckzahl
<i>d</i>	m	Durchmesser
<i>E</i>	N/mm <sup>2</sup>	Elastizitätsmodul
<i>E</i>	H	elektrische Feldstärke
<i>f</i>	mm	Wellendurchbiegung
<i>F</i>	N	Kraft
<i>g</i>	m/s <sup>2</sup>	Erdbeschleunigung
<i>h</i>	m	Höhe
<i>H</i>	m	Förderhöhe
<i>I</i>	mm <sup>2</sup>	polares Flächenmoment
<i>k</i>	-	Kernrotation, Kalibrierkoeffizient
<i>K</i>	N	Zentrifugalkraft
<i>l</i>	m	Länge
<i>m</i>	kg, m	Masse, Abstand
<i>M</i>	Nm	Drehmoment
<i><math>\dot{m}</math></i>	kg/s	Massenstrom
<i>n</i>	1/min	Drehzahl
<i>p</i>	Pa	Druck
<i>P</i>	W	Leistung
<i>q</i>	Pa	dynamischer Druck
<i>Q</i>	m <sup>3</sup> /h	Volumenstrom
<i>r</i>	m	Radius
<i>Re</i>	-	Reynoldszahl
<i>s</i>	m	Spaltweite, Weg
<i>t</i>	m	Verstelltiefe
<i>T</i>	m	Tiefe
<i>u</i>	m/s	Umfangsgeschwindigkeit
<i>U</i>	V	elektrische Spannung
<i>w</i>	m/s	Relativgeschwindigkeit
<i>z</i>	-	Schaufelzahl

**griechische Zeichen**

<i>Symbol</i>	<i>Einheit</i>	<i>Bedeutung</i>
$\alpha$	-	Schubzahl
$\alpha$	°	Strömungswinkel der Absolutgeschwindigkeit im Bezug auf die Umfangsgeschwindigkeit
$\alpha$	-	Schubbeiwert
$\beta$	°	Strömungswinkel der Relativgeschwindigkeit im Bezug auf die Umfangsgeschwindigkeit
$\beta$	1/s	Fluidwinkelgeschwindigkeit
$\delta$	°	Neigungswinkel
$\gamma$	°	Strömungswinkel, Verstellwinkel der Leitschaufeln
$\Delta$	-	Differenz
$\eta$	-	Wirkungsgrad
$\lambda$	-	Leistungszahl
$\nu$	m <sup>2</sup> /s	kinematische Viskosität
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	Dichte
$\varphi$	-	Durchflußzahl
$\psi$	-	Druckzahl
$\omega$	1/s	Laufgradwinkelgeschwindigkeit
$\phi$	°	Umfangswinkel

**Indizes**

<i>Symbol</i>	<i>Bedeutung</i>
a	an der Meßstelle <i>a</i>
at	Atmosphäre
ax	axial
c	an der Meßstelle <i>c</i>
d	an der Meßstelle <i>d</i>
D	druckseitig
e	an der Meßstelle <i>e</i>
f	an der Meßstelle <i>f</i>
hsp	hinter dem Dichtspalt
i	Zählvariable
k	Kraft
LR	Laufgrad
m	meridian
mes	gemessen
r	radial
rad	radial
ref	Referenz
Ring	Dichtspalt
vsp	vor dem Dichtspalt

## 1 Einleitung

Für die optimale Auslegung von radialen Turbomaschinen sind zuverlässige Aussagen über das strömungstechnische Verhalten der einzelnen durchströmten Maschinenbestandteile unabdingbar. Dazu gehören neben der Strömung im energieübertragenden Laufrad, auch Diffusoren und Sammelgehäuse, die für die Umwandlung von Geschwindigkeits- in Druckenergie in der Maschine wichtig sind. Aber auch die sich aus der konstruktiven Umsetzung ergebende –meist unerwünschte– Um- und Durchströmung von Elementen, die dem eigentlichen Zweck einer Strömungsmaschine entgegenwirken, nämlich das Energieniveau des geförderten Mediums zu erhöhen, sind im Rahmen der Auslegung und der Auswahl von Bedeutung.

In diesem Zusammenhang zählen die Strömungsvorgänge in Radseitenräumen zu den wichtigsten Aspekten in radialen Strömungsmaschinen, die nicht nur den Wirkungsgrad der Maschine, sondern auch die Betriebszuverlässigkeit derselben beeinträchtigen können. Die Strömung zwischen einer rotierenden Laufrad- und einer stehenden Gehäusewand ist sowohl mit der die Leistungsaufnahme der Maschine bestimmenden Laufradseitenreibung als auch mit den Spaltstromverlusten (Leckage durch Dichtspalten), die den volumetrischen Nutzungsgrad beeinträchtigen, direkt verknüpft. Beispielsweise können bei einstufigen Spiralgehäusepumpen geringerer spezifischer Drehzahl die Radreibungsverluste bis zu 25 % der Nutzleistung betragen, während die Leckageverluste bis zu 12 % des Nennvolumenstromes ausmachen [137].

Für die mechanische Auslegung der Maschinen, insbesondere der Lagerung, sind die Strömungsvorgänge in den Radseitenräumen ebenfalls von zentraler Bedeutung (vgl. [122]). So haben die Höhe und Richtung der auf die Welle wirkenden Axialkräfte ihre unmittelbare (Haupt-) Ursache in den auf die äußeren Laufraddeckscheiben wirkenden statischen Drücken. Diese sind ihrerseits maßgeblich von der (Leckage-)Durchströmung der Radseitenräume abhängig. Diese wechselseitige Beeinflussung von Seitenraum- und Spaltströmung ist gleichzeitig vom Betriebspunkt der Maschine abhängig, der letztlich die Randbedingungen (Eintritts- und Austrittsströmung) beider Vorgänge bestimmt.

Kennzeichnend für die Forschung auf dem Gebiet radialer Turbomaschinen, insbesondere im Zusammenhang mit dem hier zu behandelnden Thema „Axialkräfte“, ist die getrennte Untersuchung des Strömungsverhaltens in den einzelnen Elementen der Maschinen. Formen und Wirkungen der jeweiligen Strömungen (z.B. Radseiten-, Spalten-, Kanal- und Spiralenströmungen) werden häufig in *geschlossenen* Systemen, z.B. in speziell dafür entwickelten Versuchsständen, betrachtet, die eine „systematische“ Erforschung einzelner Einflußparameter ermöglichen sollen. Die gezielte Beeinflussung der Strömungsverhältnisse durch schrittweise Veränderung einzelner Rahmenbedingungen erlaubt die Untersuchung unzähliger Kombinationen, die unter Umständen den Einfluß einzelner Parameter sogar quantifizieren lassen. Die Ergebnisse liefern jedoch selten eindeutige Aussagen über die in einer Maschine *tatsächlich* herrschenden Vorgänge, selbst dann nicht, wenn beide Fälle „technisch“ ähnlich sind.

Die Strömung zwischen einer Gehäusewand und einer Laufradscheibe, beispielsweise, ist als *Teilsystem* in einer realen Maschine mit anderen Elementen (Teilsystemen) unmittelbar gekoppelt (mit der Laufradaustritts-, Spalt- und Sammelraumströmung), zwischen denen ein ständiger Austausch über das Arbeitsmedium stattfindet. Durch den Massentransport erfolgt auch ein Energieaustausch, der aus der Seitenraumströmung ein *offenes* System macht, welches sich dadurch entscheidend von dem isoliert untersuchten unterscheidet. Jeder einzelne Strömungsbereich einer Strömungsmaschine –sei es Verdichter, Kreiselpumpe oder Turbine– ist über den Hauptmassenstrom durch teilweise sehr komplexe und bis heute nicht vollständig geklärte Wechselwirkungsmechanismen mit allen anderen Strömungsvorgängen gekoppelt.

Die gegenseitige Beeinflussung von Seitenraum-, Spalt-, Diffusor- und Sammelraumströmung wird durch das Verhalten der Hauptströmung am Ein- und Austritt des Laufrades bestimmt, und stellt einen Gleichgewichtszustand dar, der sich bei jeder Änderung der äußeren Randbedingungen (z.B. Lastwechsel, Drosselung) neu einstellen muß. Keiner dieser neuen „Ordnungszustände“ ist unter „abgekapselten“ Laborbedingungen reproduzierbar oder einer theoretischen Behandlung mit herkömmlichen Berechnungsmethoden zugänglich.

Die zielgerichtete Veränderung einzelner Konstruktionsmerkmale (z.B. Spaltweiten, Oberflächenrauigkeit, Geometrieänderungen), um durch anschließende Messung über den Vergleich mit den Ergebnissen des Ausgangszustandes Rückschlüsse auf den Einfluß dieses einen Parameters auf die interessierenden Größen (z.B. auf den Axialschub) vorzunehmen, gehört ebenfalls zu den am häufigsten verwendeten Untersuchungsmethoden, vor allem im Bereich hydraulischer Strömungsmaschinen.

Auch hier ist zu bedenken, daß die Änderung einer *einzelnen* Größe unter den unzähligen Randbedingungen, die in einem Verdichter oder einer Kreiselpumpe den „groben Rahmen“ für die Austauschvorgänge im Gesamtsystem bilden, lediglich eine u.U. kleine Störung im Rahmen eines sich selbst regulierenden Gebildes darstellt, welches der Wirkung jener Störgröße entgegenzuwirken sucht. So führt eine Vergrößerung des saugseitigen Dichtspaltes in Pumpen mit geschlossenem Laufrad (Deckscheibe) zwar primär zu einem Anstieg des Spaltstromes, dieser aber wird wieder dem Hauptstrom zugeleitet, dessen Zunahme eine Verschiebung des Laufradbetriebspunktes bewirkt. Damit wird die Energieübertragung im Laufrad, und somit auch der Zustand hinter demselben beeinträchtigt, der den Ausgangspunkt der mit dem Spaltstrom unmittelbar gekoppelten Radseitenraumströmung bildet.

Aus diesem Grunde kann die Wirkung einzelner Parametervariationen auf das Maschinenverhalten nicht eindeutig herausgefunden werden; vielmehr erfährt man etwas über die Auswirkung dieser einen Änderung auf das Gesamtverhalten mehrerer Vorgänge, die in einem Prozeß sich gegenseitig beeinflussen und nach einem neuem Ordnungszustand streben. Der neue Gleichgewichtszustand stellt somit das Ergebnis simultan und rekursiv verlaufender Korrekturabläufe dar, in denen, genau genommen, auch alle übrigen –ursprünglich nicht variierten– Einflußgrößen mit einbezogen werden und deren Auswirkungen neu zu bewerten wären.

Die einzelnen Strömungsbereiche (Spalt-, Seitenraum-, Spiralströmung) in einer realen Maschine müssen so als Teilsysteme eines noch größeren Komplexes (Verdichter, Kreiselpumpe) betrachtet werden, dessen Verhalten sich am Wirken aller anderen Teilsysteme im selben Gesamtsystem orientiert. Sie können als eigenständige Regelkreise betrachtet werden, die Teil eines übergeordneten Regelkreises sind.

Analysen auf der Grundlage monokausaler Betrachtungen, denen ein linearer „Ursache-Wirkung“-Zusammenhang zugrunde gelegt wird, können somit nur einen eingeschränkten – u.U. verzerrten– Einblick in die Austauschmechanismen derartiger Systeme liefern.

In der vorliegenden Arbeit wird der Versuch unternommen, Vorgänge in Strömungsmaschinen am Beispiel einer Kreiselpumpe in ihrer Gesamtheit zu untersuchen (VESTER [150] spricht in diesem Zusammenhang von einer *kybernetischen* Betrachtungsweise), und die herrschenden Wechselwirkungen zwischen den einzelnen Systemelementen, d.h. „Teil“-Strömungen, aufzuzeigen. Anhand des Axialschubes als „Ausgangsgröße“ soll hier gezeigt werden, daß die systemübergreifende Betrachtung einen tieferen Einblick in die komplexen Strömungsmechanismen liefert, als die in den meisten ingenieurwissenschaftlichen Bereichen üblichen Methoden nach dem *analytischen* Kausalitätsansatz zu liefern im Stande sind. Einen Überblick über die wesentlichen Unterschiede beider Ansätze liefert Bild 1.

## 2 Stand der Forschung / Literaturübersicht

Die Durchsicht der bisher veröffentlichten wissenschaftlichen Arbeiten zeigt, daß gegenwärtig kein Verfahren existiert, das eine zuverlässige Berechnung der Axial Schubkräfte speziell bei radialen Strömungsmaschinen mit Spiralgehäuse erlaubt. Die in den Fach- und Lehrbüchern beschriebenen Beziehungen, die eine überschlägige Berechnung ermöglichen sollen, liefern stark voneinander abweichende Ergebnisse, die zudem in der Regel deutlich niedriger sind, als die in der Maschine auftretenden Kräfte, wie in [151] und [36] festgestellt wird.

Zwar sind einige Arbeiten veröffentlicht worden, in denen verbesserte analytische Berechnungsmethoden besonders auf dem Gebiet hydraulischer Strömungsmaschinen vorgestellt werden (z.B. [32], [162], [77], [114]), eine zuverlässige Voraussage der auf das Laufrad wirkenden Axialkräfte ist zur Zeit nur auf der Grundlage experimenteller Ergebnisse möglich ([138], [139], [49], [34], [3]).

Besonders im Betrieb außerhalb des Auslegungspunktes (Teil- und Überlastbetrieb) zeigen sich komplexe Zusammenhänge der Strömungsvorgänge in den verschiedenen Komponenten (insbesondere Laufrad, Spirale und Radseitenräume) dieser Maschinen, die zu starken Abweichungen von den im Auslegungspunkt berechneten Druckkräften führen.

Vor allem die sehr komplexen Wechselwirkungen zwischen Laufradaustritts- und Diffusorströmung und ihre Auswirkungen auf die Strömung in den Radseitenräumen, die zudem noch von diversen Parametern abhängig sind, sowie das Fehlen systematischer Untersuchungen, erlauben gegenwärtig nur eine für den Auslegungspunkt der Maschine angenäherte Vorausberechnung des Axialschubes.

Der gegenwärtige Kenntnisstand über die wesentlichen Ursachen und die Strömungsmechanismen, die zur Entstehung von axialen Kräften führen, unterscheidet sich nur unwesentlich von dem in den 50er und 60er Jahren erreichten; die grundsätzliche Zusammenhänge wesentlicher Strömungsparameter, wie die Abhängigkeit der radialen Druckverläufe in den Radseitenräumen von der Winkelgeschwindigkeit des eingeschlossenen Fluides bzw. der radialen (Leckage-)Strömung, werden bereits in den meisten Standardwerken (s. u.a. [131], [98], [99]) qualitativ beschrieben.

Die Mehrheit der Arbeiten bezieht sich auf den Fall der Kreiselpumpen, bei denen aufgrund der im Vergleich zur Gasförderung grundsätzlich vielfach höheren Dichte der Flüssigkeiten die in der Maschine auftretenden Massenkkräfte —bezogen auf die Förderleistung— bedeutend höher sind.

Die bisher veröffentlichten Arbeiten, die direkt und indirekt mit der Problematik des Axialschubes in Verbindung gebracht wurden, konzentrieren sich auf die Untersuchung folgender Schwerpunkte:

- ▶ Axialschubmessung und der Einfluß von Maßnahmen zur Axialschubentlastung, z.B. Rückenschaukeln, Ausgleichsbohrungen und -kolben,
- ▶ Strömungsverhältnisse in den Radseitenräumen,
- ▶ Strömungsverluste in radialen Dichtspalten,

- ▶ Strömung in den dem Laufrad nachgeschalteten Elementen –vor allem im Spiralgehäuse und vorgeschaltetem Diffusor– sowie ihre Auswirkung auf die Laufradaustrittsströmung.

Einen Überblick über den aktuellen Kenntnisstand auf diesen Gebieten soll im folgenden Abschnitt gegeben werden, in dem diese einzeln behandelt werden.

## 2.1 Axialschub in radialen Turbomaschinen

Die 1932 von STEPANOFF [130] veröffentlichte Untersuchung gehört zu den am häufigsten zitierten wissenschaftlichen Arbeiten, die sich mit dem Axialschub bei Kreiselpumpen beschäftigen. Neben der eingehenden experimentellen und theoretischen Untersuchung von Leckage-Verlusten (vgl. Abschnitt “Spaltstromverluste“) behandelt Stepanoff ausführlich das Thema der Axialkräfte in ein- und mehrstufigen Pumpen und ihre Ursachen, wobei das Augenmerk auf die Auswirkung verschiedener Methoden zum Ausgleich des Axialschubes gerichtet wird.

Auf der Grundlage von Messungen an einer einstufigen, einflutigen Spiralgehäusepumpe wird eine Methode zur Berechnung der Axialkräfte am Laufrad für den Betriebspunkt besten Wirkungsgrades vorgestellt, in der der Einfluß der Druckverluste am Dichtring –und somit mittelbar des Leckstromes– auf die radiale Druckverteilung entlang des saugseitigen Radseitenraumes berücksichtigt wird. Obwohl Stepanoff experimentell feststellt, daß infolge des Leckstromes die Winkelgeschwindigkeit des Fluides im Radseitenraum vom Radius abhängig ist, verwendet er für seine Berechnungen einen festen Wert von  $\beta = \omega/2$ . Die gemessene Axialkräfte sind stets größer als die aus den äußeren Laufradflächen wirkenden statischen Drücken errechneten. Als mögliche Ursache für den Anstieg des Axialschubes im Teil- und Überlastbetrieb (Bild 2) führt STEPANOFF die in den Laufradkanälen entlang der Nabe und der Deckscheibe sich einstellenden ungleichmäßigen Geschwindigkeits- bzw. Druckverteilungen auf, die eine zusätzliche Kraft hervorbringen sollen. Diese Ergebnisse werden in seinem Lehrbuch [131] weitgehend übernommen. In einem Diskussionsbeitrag dazu weist MANN (s. [130], S. 108) darauf hin, daß entgegen der Annahmen von STEPANOFF, die Drücke in den beiden Radseitenräume nicht gleich sind, und daß die aus der Differenz der beiden Druckverteilungen entstehende Axialkraft entscheidend von den unterschiedlichen Lekkagemengen bestimmt wird. Der Aussage von STEPANOFF wird auch von PFLEIDERER ([98], S. 458) mit dem Hinweis widersprochen, daß diese Kraft eine innere Kraft darstelle, die innerhalb der zur Anwendung des Impulssatzes um das Laufrad herum gelegten Kontrollfläche liege, und die durch eine innere Gegenkraft aufgehoben werde.

Über frühere Untersuchungen zum Axialschubausgleich berichtet LAWACZEK in seinem 1932 erschienenen Buch [79]. Durch Anwendung einer indirekten Meßmethode –Messung der Öltemperatur des Axiallagers– vergleicht er die Auswirkungen einer Vergrößerung der saugseitigen Dichtspalte mit unterschiedlichen Maßnahmen zum Druckausgleich zwischen den saug- und druckseitigen Radseitenräumen (durch Bohrungen in der Nabenscheibe bzw. in den Schaufeln). Dabei weist Lawaczek deutlich auf die zentrale Stellung des Spaltstromes im Zusammenhang mit axialen Laufradkräften hin.

Neben verschiedenen Möglichkeiten zur Beeinflussung des Axialschubverhaltens im gesamten Arbeitsbereich zeigt TROUT [143] anhand experimenteller Meßergebnisse, daß die auf das Laufrad wirkenden Kräfte nicht stationär sind, und diese besonders im Teillastbetrieb große dynamische Anteile aufweisen. Auch ZANKER [161] beobachtet im Teillastbetrieb starke Fluktuationen der gemessenen Axialkräfte, die ab ca.  $Q/Q_{opt} = 0,5$  auftreten und zu  $Q = 0$  hin zunehmen, und die durch den Einsatz von radialen Schaufeln auf der Rückseite des Laufrades (Rückenschaufel) unterdrückt werden können (Bild 3).

Zur Berechnung des Axialschubes in Radialverdichtern mit Laufrädern ohne Deckscheibe stellt LINNECKEN [84] ein Verfahren auf der Grundlage von graphischen Verfahren [141] vor, in dem eine vereinfachte numerische Lösung für den Auslegungspunkt vorgeschlagen wird. Betriebszustände außerhalb des Auslegungspunktes werden nicht berücksichtigt.

In einer 1963 auf russisch erschienenen Arbeit analysieren RIS ET AL. [108] die bis dahin gängigen Annahmen zur Berechnung der Axialkräfte in radialen Turbomaschinen, und diskutieren die Auswirkungen eines ungleichmäßigen Druckverlaufes am Laufradumfang auf die am Laufrad tatsächlich wirkenden Kräfte: Bei unsymmetrischer Druckverteilung, wie sie im Off-design-Betrieb bei Maschinen mit Spiralgehäuse vorkommt, wirkt eine Radialkraft auf das Laufrad senkrecht zum Axialschub. Die Wirkungslinie der Axialkraft, die aus der Summe der axial wirkenden Druckkräften resultiert, fällt nicht mehr mit der Drehachse der Maschine zusammen, wodurch ein zusätzliches Biegemoment die Welle belastet. Messungen an mehreren Radialverdichtern mit Spiralgehäuse zeigen, daß die Strömung zwischen Laufrad und Spiralgehäuse lediglich im Bestpunkt nahezu rotationssymmetrisch ist, jedoch im Teil- und Überlastbereich über dem Umfang große Abweichungen im Druckverlauf auftreten, aus denen erhebliche zusätzliche Kräfte auf das Laufrad resultieren können.

Auch die bei der Berechnung von Axialkräften bislang häufig getroffenen Annahmen, das Medium in beiden Radseitenräumen rotiere mit konstanter Winkelgeschwindigkeit und die Druckverteilung in denselben sei rotationssymmetrisch (hierdurch würden sich im Bereich zwischen Laufradaußendurchmesser und dem Durchmesser der saugseitigen Dichtung beide Druckkräfte kompensieren), treffen bei Verdichtern mit Spiralgehäuse nur im Auslegungspunkt zu. RIS ET AL. beobachten, daß außerhalb des Bestpunktes die gemessenen radialen Druckverläufe in den Seitenräumen stark voneinander abweichen, und zudem abhängig von der Winkelstellung zur Spiralzunge sind (vgl. Bild 4). Eine in [108] zitierte Arbeit von LOMAKIN [86] aus dem Jahr 1940 in russischer Sprache, in der der Einfluß der Spaltstromgröße auf den Axialschub berücksichtigt werde, konnte bis zum Abschluß dieser Arbeit nicht beschafft werden, so daß sie hier der Vollständigkeit halber lediglich erwähnt wird.

Auch bei Verdichtern mit beschaufeltem Diffusor und Spirale werden in den Radseitenräumen ungleichmäßige Druckverläufe beobachtet, die sowohl vom Radius als auch von der peripheren Stellung abhängig sind, wie Untersuchungen von SHERSHNEVA [120] zeigen. Große Auswirkungen auf die Druckkräfte haben die Spaltweiten der Labyrinthdichtungen und somit die Höhe der Leckageströmung in beiden Radseitenräumen, wobei der Einfluß des saugseitigen Spaltes deutlich größer ist. Bild 5 zeigt den Einfluß vergrößerter Spalte in

saugseitigen Labyrinthdichtungen auf die aus den Druckverläufen berechneten Druckkräfte. Dabei bedeuten  $\bar{T}$  und  $\Delta\bar{T}$  die Resultierende der jeweils auf die Flächen  $A = \pi(r_2^2 - r_{Sp}^2)$  und  $A = \pi(r_{Sp}^2 - r_N^2)$  wirkenden Druckkräfte.

In [121] untersucht SHERSHNEVA den Einfluß des axialen Abstandes zwischen Laufraddeckscheiben und Gehäusewänden bei Radialverdichtern mit engen und nahezu parallel verlaufenden Radseitenräumen. Der für die Axialkräfte entscheidende radiale Druckverlauf in beiden Seitenräumen des Laufrades hängt hierbei sehr stark vom jeweiligen Axialspalt ab, wobei die Vergrößerung des Spaltes zwischen Gehäuse und Deckscheibe zu einem deutlich stärkeren radialen Druckabfall führt (Bild 6).

Auch KERSHAW bestätigt in [73] durch eigene Messungen das Auftreten unterschiedlicher Druckverläufe an den Radseitenräumen im Bereich zwischen Laufradaustritt und saugseitiger Dichtung. Obwohl die daraus resultierenden Druckdifferenzen klein im Verhältnis zum Stufendruck sind, können sie aufgrund der großen Flächen, auf die sie wirken, zu beachtlichen Axialschüben führen. Wie in [108] und [120] dargestellt führt auch KERSHAW die Entstehung dieser unkompensierten Druckkräfte auf die unterschiedlichen Leckagedurchströmungen der Radseitenräume zurück.

Die Einflüsse der Spaltweite im druckseitigen Dichtring und des Durchmessers der Entlastungsbohrungen auf den Axial Schub einer Spiralgehäusepumpe bei unterschiedlichen Drehzahlen untersucht GRADEWALD [46] (Bild 7). Auch seine Meßergebnisse zeigen eine deutliche Abhängigkeit der hydraulischen Axialkräfte vom Spaltstrom, und daß die infolge einer Spaltvergrößerung entstandene Axialschuberhöhung auch durch Erweiterung der Entlastungsbohrungen kompensiert werden kann. Der Autor weist darauf hin, daß Aussagen über die Spaltströmung (Durchflußmenge und Strömungswiderstand) außerhalb des Auslegungspunktes der Maschine sehr unsicher sind, da sich infolge der hydraulischen Radialbelastung eine Wellendurchbiegung einstellen kann, die zu einer exzentrischen Lage des Laufrades zum stehenden Spaltring führt, und deren Größe nicht eindeutig ermittelt werden kann.

Auch DOMM/ZILLING [32] zeigen durch experimentelle Ergebnisse, die später auch in [138], [67], [50], [29] und z.T. auch in [36] bestätigt werden, daß eine deutliche Abhängigkeit der Axialkraft von den Strömungsverhältnissen in den Radseitenräumen besteht, die ihrerseits wesentlich von Geometrie und Durchströmung der Seitenräume sowie der axialen Lage des Laufrades zum Gehäuse beeinflußt werden (Bild 8). Sie stellen eine Methode zur Berechnung des Axialschubes vor, in der die Reibmomente über Grenzschichtbetrachtungen in den Seitenräumen zur Bestimmung der Winkelgeschwindigkeit des Mediums in den Seitenräumen berücksichtigt werden. Im Ansatz, der nur für den Fall rotationssymmetrischer Strömung in den Seitenräumen (Bestpunkt) gültig ist, wird erstmalig der Einfluß einer radialen Durchströmung (Leckstrom) explizit berücksichtigt. Die saugseitige Spaltstrommenge bestimmen sie allerdings nach einschlägigen Verfahren in der Literatur.

Auch THOMAE/STUCKI [138] untersuchen wie DOMM/ZILLING die Auswirkungen der Radseitenraumbreite, der Lage der Läufer zur Mittellinie des Diffusors, des radialen Spaltes zwischen Laufrad und Gehäuse sowie der Spaltspiele von Labyrinthringen auf den Axial-

schub. Durch den Vergleich vom theoretischen Schubverlauf mit Meßergebnissen an einer dreistufigen Kreiselpumpe zeigen sie, daß die Berechnung der Axialkräfte unter der üblichen Annahme, die Flüssigkeit in den Radseitenräumen rotiere wie ein Festkörper, zu starken Abweichungen im gesamten Arbeitsbereich führt. Aus den gemessenen radialen Druckverläufen bei mehreren Betriebspunkten machen sie die Abhängigkeit des Axialschubes von der Strömung in den Seitenräumen deutlich.

Die Vergrößerung der Spaltweite der druckseitigen Labyrinthringe der mittleren Stufe (zentrifugale Durchströmung des Radseitenraumes) führt durch Beeinträchtigung der Druckverteilungen zu einem deutlichen Anstieg der Axialbelastung. THOMAE/STUCKE schlagen die Einführung von Korrekturfaktoren vor, die den Unterschied zwischen theoretischen und effektiven Druckkräften verkleinern.

Während THOMAE/STUCKI auf den Einfluß der Leckageverluste in Ringspalten nicht näher eingehen, mißt THUSS [139] dem Druckabfall in (Labyrinth-)Dichtungen große Bedeutung für die Höhe der Druckkräfte bei. In seinem Ansatz zur Berechnung des Axialschubes in mehrstufigen Kreiselpumpen führt Thuss Korrekturfaktoren ein, die den Einfluß unterschiedlicher Druck- und Geschwindigkeitsverteilungen in den Seitenräumen berücksichtigen, die er aus dem Vergleich mit Messergebnissen an einer Pumpe ermittelt.

In [76] analysiert KOVAT die Auswirkungen ungleichmäßiger Druckverteilungen im Übergangsbereich zwischen Laufradaustritt und Eintritt in dem Nachleitkanal (z.B. durch Fehllage des Laufrades gegenüber dem Diffusor) auf die statischen Drücke am äußeren Radius der Radseitenräume und die Druckverteilungen in denselben. Dabei geht er u.a. auch auf den Einfluß der Winkelgeschwindigkeit der in den Seitenräumen eingeschlossenen Flüssigkeit und ihre Abhängigkeit von der radialen Spaltströmung ein.

Umfangreiche Untersuchungen zum Einfluß der Spaltstromverluste auf den Axialschub führt STACHE [127] an einer einstufigen Spiralgehäusepumpe durch, wobei er auch die Auswirkung der Druckentlastung durch in der Tragscheibe angebrachte Ausgleichsbohrungen mit einbezieht. Der Axialschub wird für verschiedene Spaltweiten des saugseitigen Dichtspaltes und unterschiedliche Drehzahlen experimentell ermittelt. Die Spaltvolumenströme an den saug- und druckseitigen Ringspalten sowie zwischen Laufradaustritt und Gehäuse werden dagegen nach der von PFLEIDERER [98] angegebenen Methode bestimmt. Als Ausgang seiner theoretischen Untersuchungen dienen STACHE die Arbeiten von DOMM/ZILLING. Er erweitert das von SCHULTZ-GRUNOW in [116] aufgestellte Rechenverfahren für die Anwendung in radial durchströmten Seitenräumen, jedoch ohne eigene Berechnungen durchzuführen.

Der Einfluß des Spaltstromes auf die Druckverteilung im Radseitenraum wird auch in der Arbeit von SCHWARZ/WESCHE [118] besonders deutlich. Sie vergleichen das Axialschubverhalten einer doppelflutigen Spiralgehäusepumpe mit einseitig und beidseitig erweitertem Spalt mit den Ergebnissen mit normalem Spaltspiel und stellen fest, daß bei einer einseitigen Spalterweiterung der Axialschub sich zu dieser Seite hin verschiebt, was nur mit einem verstärkten Druckabfall im betreffenden Radseitenraum erklärt werden kann. Auch sie

beobachten einen starken dynamischen Anteil der Axialkräfte im Teilbereich, die ab  $Q/Q_{opt} \approx 0,45$  bis  $Q = 0$  zu einem großen Streuungsband des Meßsignals führen.

Auf der Basis der Untersuchungen in [32] erweitert ZILLING [162] die Messungen auf eine Kreiselpumpe mit Leitrad (Bild 9). Im Mittelpunkt stehen die Strömungsvorgänge in den Seitenräumen und deren Einflüsse auf die Größe des Axialschubs, wobei als Parameter die Radseitengeometrie, die radiale Seitenraumdurchströmung, die radialen Spalte zwischen Laufradaustritt und Gehäuse sowie die axiale Lage des Laufrades gegenüber dem Gehäuse variiert wurden. In seinen theoretischen Betrachtungen untersucht ZILLING das Verhalten der Winkelgeschwindigkeit des Fluides in den Radseitenräumen, indem er verschiedene Rechenverfahren aus der Literatur berücksichtigt und zum Teil erweitert.

Auch INO ET AL. [67] untersuchen den Einfluß der Radseitenraumgeometrie, der radialen Spaltweite und der axialen Laufradstellung zum beschauften Diffusor auf das Axialschubverhalten und bestätigen die in [32] und [162] erzielten Ergebnisse. Anders als ZILLING, führen sie die Versuche mit Wasser durch. Sie vergleichen eigene Meßergebnisse mit Berechnungen nach der Methode von KUROKAWA/TOYOKURA [77] sowie einer vereinfachten Version des Verfahrens von DOMM/ZILLING [32] und stellen fest, daß das erstere die Druckverteilung in saugseitigen Seitenraum besser wiedergibt.

Nach AHMAD ET AL. [3] führen im Teil- und Überlast auftretende ungleichmäßige Geschwindigkeitsverteilungen der Laufradabströmung in Verbindung mit Rezirkulationsgebieten im Bereich zwischen Laufradaustritt und Diffusoreintritt mehrstufiger Kreiselpumpen zu unterschiedlichen Druckverhältnissen in beiden Seitenräumen, die ihrerseits wesentlich von der Geometrie der Seitenräumen abhängig sind. Zur Berücksichtigung dieser komplexen Zusammenhänge schlagen sie vor, den Axialschub unter den vereinfachenden Annahmen rotationssymmetrischer Strömung am Laufradaustritt sowie konstanter Winkelgeschwindigkeit des in den Radseitenräumen eingeschlossenen Mediums zu berechnen, wobei die so errechnete saugseitige Druckkraft mit Hilfe eines von der Spaltweite abhängigen Faktors korrigiert wird.

Auf der Basis von Meßergebnissen an mehreren mehrstufigen Kreiselpumpen mit Diffusor (Bild 10) geben GÜLICH ET AL. [50] Empfehlungen zur Dimensionierung der Spaltweiten zwischen Diffusoreintritt und Laufradaustritt und der axialen Überdeckung zwischen Tragscheiben und Diffusoreintrittskanten, mit denen große Schwankungen des Axialschubes bei Änderung des Betriebspunktes vermieden werden sollen. Die Berücksichtigung dieser Einflüsse ist bei Maschinen hoher Leistung —z.B. im Falle von mehrstufigen Kesselspeisepumpen— entscheidend für die Betriebssicherheit, wie MAKAY/BARRET [90] und COOPER ET AL. [29] anhand mehrerer Beispiele aus der Praxis zeigen (Bild 11).

In seinem Berechnungsverfahren zur Bestimmung des Axialschubes berücksichtigt ALTMANN [6] den Einfluß des Leckstromes sowohl auf den radialen Druckabfall als auch auf die Radseitenreibung, indem er von einem vereinfachtem Grenzschichtmodell für die Strömung im Radseitenraum ausgeht. Seine Betrachtungen beschränken sich auf den Fall der rotationssymmetrischen Strömung —bei Spiralgehäusepumpen somit nur für den Auslegungspunkt—, ebener Seitenwände und kleiner Spaltvolumenströme. Besonders der

Einfluß des Spaltstromes auf die Kernrotation der Strömung und den Druckverlauf im Radseitenraum können infolge der getroffenen vereinfachenden Annahmen nur qualitativ wieder-gegeben werden.

SPRINGER [126] zeigt anhand von Rechnungen der Axialkräfte an einer mehrstufigen Kreiselpumpe nach der von ALTMANN in [6] und [5] beschriebenen Methode, daß die Zuverlässigkeit der Ergebnisse primär von der Höhe der Spaltverluste und der Reaktionsgrade der einzelnen Stufen abhängt.

Eine theoretische Untersuchung des Axialschubverhaltens mehrstufiger Turboverdichter wird von WIEDERUH in [156] vorgestellt. Die Berechnung der Axialkräfte erfolgt dabei unter den stark vereinfachenden Annahmen, das Medium in den Radseitenräumen rotiere mit der halben Winkelgeschwindigkeit des Laufrades und die Druckabnahme in den Seitenräumen entlang der Laufraddeckscheiben erfolge linear. Ein Vergleich der Rechnung mit Meßergebnissen erfolgt nicht.

TURTON/GOSS [144] untersuchen den dynamischen Charakter der auf das Laufrad wirkenden Axial- und Radialkräfte in Abhängigkeit des Dichtspaltes und zeigen, daß diese Kräfte außerhalb des Auslegungspunktes deutlich zunehmen. Während die Spaltänderung das instationäre Verhalten kaum beeinflußt, führt eine Spaltvergrößerung zur erheblichen Steigerung des zeitinvarianten Kräfteanteils, besonders im Teillastbereich. In [145] erweitern sie ihre Darstellungen um den Einfluß von Maßnahmen zur Druckentlastung der Ausgleichskammer hinter dem druckseitigen Dichtspalt und die Auswirkungen von engen Axialspalten zwischen Seitenwänden und Laufradscheiben am Laufradaußendurchmesser.

MARSCHER [93] berichtet über den großen Einfluß der Axialkräfte auf das Schwingungsverhalten in Bohrloch-Turbinenpumpen mit langen Wellen, die zu einer Erhöhung der Welleneigenfrequenz führen und in erheblichem Maße zur Unterbindung größer Wellenauslenkungen beitragen. Dieser Effekt führe bei den untersuchten Pumpen zu einem vibrationsarmen Betrieb im extremen Teillastbetrieb (*shut-off*), da hier die bei Pumpen starken Schwingungen durch die in diesem Betriebsbereich wirkenden größten Axialkräfte gedämpft werden.

Durch experimentelle Untersuchungen zeigen GOULAS/TRUSCOTT [44], daß der Abstand zwischen Laufradaustritt und Spiralzunge neben den Leistungsdaten auch die hydraulische Kräfte beeinflußt. In Bezug auf die Axialkräfte ist der Einfluß insbesondere auf das instationäre Verhalten deutlich, wobei sie einen linearen Zusammenhang zwischen Abstandvergrößerung und Abklingen der Axialkraftschwankungen feststellen.

Wie in der bereits zitierten Arbeit von WESCHE [118] beobachten auch KONNO/OHNO [75], daß bei doppelflutigen Spiralgehäusepumpen starke Schwankungen des Axialschubes auftreten, die weit größer als der zeitliche Mittelwert und im Teillastbereich besonders ausgeprägt sind. Zudem sei das instationäre Axialschubverhalten bei Maschinen höherer spezifischer Drehzahl deutlicher.

Einen groben Überblick der bis zum Jahre 1982 im Zusammenhang mit Kräften an Pumpenlaufrädern veröffentlichten Untersuchungen vermittelt die Arbeit von FLACK/ALLAIRE

[38]. Sie beziehen sowohl experimentelle Untersuchungen zum statischen und dynamischen Radial- und Axialkraftverhalten als auch theoretische Arbeiten, die die Vorausberechnung der Kräfte beinhalten, in ihre Recherche mit ein.

Zu den neuesten Arbeiten im Zusammenhang mit Axialkräften zählt die Arbeit von BAUN/FLACK [14], die einen neuen Prüfstand zur Untersuchung von hydrodynamischen Kräften an Kreiselpumpen vorstellen. Die Messung der auf das Laufrad wirkenden Radial- und Axialkräfte erfolgt mittelbar über die Erfassung der Reaktionskräfte an drei Magnetlagern. Erste Meßergebnisse des Axialschubes an einer einstufigen Spiralgehäusepumpe, die mit berechneten Werten nach dem Verfahren von Stepanoff verglichen werden, zeigen ebenfalls besonders im Teillastbereich eine große Diskrepanz zwischen experimentellen und theoretischen Ergebnisse (Bild 12).

## 2.2 Strömung in Radseitenräumen

Trotz des zentralen Stellenwertes der Radseitenraumströmung für die Wirkungsgradoptimierung radialer Turbomaschinen ist die Anzahl der Arbeiten, die ihre systematische experimentelle Untersuchung zum Gegenstand hat, vergleichsweise klein. Der Schwerpunkt der meisten Arbeiten liegt in der Ermittlung der Reibungsverluste und ihrer Einflußparameter.

Sowohl die Bestimmung der Radseitenreibungsverluste als auch des Axialschubes können im wesentlichen auf die Behandlung der Strömungsvorgänge zwischen Laufrad und Gehäuse konzentriert werden. Hierzu sind bis heute zahlreiche Arbeiten bekannt, die die Erforschung dieser Strömung zum Schwerpunkt haben. Eine Zusammenstellung der wichtigsten theoretischen und experimentellen Ergebnisse aus der Literatur bis zum Jahre 1972 ist u.a. zum Thema Radseitenreibung in [92] –in gekürzter Form in [112]– enthalten. Ein umfangreiches Verzeichnis der bis zum Jahre 1983 veröffentlichten Untersuchungen zur Seitenraumströmung findet sich in der Arbeit von RADTKE/ZIEMANN [102], in der sowohl eine Aufstellung der wichtigsten Ergebnisse dritter als auch umfangreiche eigene Meßergebnisse an rotierenden Scheiben mit zahlreichen geometrischen Varianten vorgestellt werden. Ein eingehender Vergleich der Ergebnisse der wichtigsten theoretischen Arbeiten zur Berechnung der Radseitenreibung untereinander führen HAPPEL/WIEDERUH in [53] durch. Auf die Vorstellung der einzelnen Forschungsarbeiten wird hier daher verzichtet.

Wird der Fall der in Kreiselpumpen überwiegend vorzufindenden turbulenten Strömung betrachtet, so können folgende Erkenntnisse als gesichert angesehen werden (vgl. auch [102]):

Rotiert eine Scheibe in einem geschlossenen Gehäuse, d.h. ohne von außen aufgeprägter Durchströmung, und ist der radiale Spalt zwischen dem äußeren Scheibendurchmesser und dem zylindrischen Gehäusemantel relativ klein, so bildet sich bei größeren axialen Spalten zwischen Scheibe und Gehäusewand ein rotierender Kern mit einer vom Radius unabhängigen Winkelgeschwindigkeit aus. Eine "natürliche Strömung" entsteht an den Rändern des Raumes, die von der Scheibe nach außen entlang der seitlichen Gehäusewand zurückgefördert wird. Die Druckverteilung im Seitenraum wird so von der Winkelgeschwindigkeit der

Kernströmung bestimmt. Die Breite des Kernes nimmt mit abnehmender Spaltbreite ab, so daß bei Verkleinerung derselben ab einem bestimmten Wert der Kern vollständig verschwindet und eine Scherströmung über der gesamten Spaltbreite dominiert.

Wird der rotierenden Seitenraumströmung eine von außen aufgeprägte Durchströmung überlagert, so wird durch die Zuleitung die vorangehend beschriebene, sich natürlich einstellende Strömung gestört und es kann sich kein homogener rotierender Kern bilden. Schon geringe Durchsätze können die Bildung eines rotierenden Kernes gänzlich verhindern, so daß die Winkelgeschwindigkeit des Fluides, die Kernrotation, nicht mehr maßgebend für die Druckverteilung wird. Auch die geometrischen Randbedingungen beeinflussen die Geschwindigkeitsverteilung und somit die Druckverteilung sowie das Reibungsmoment wesentlich ([63]).

In einem Vergleich der bekannten Methoden zur Berechnung der Radseitenraumströmung zeigen LINGELBACH/WIEDERUH [83], daß der Einfluß der die Strömungsvorgänge dominierenden Parameter auf die Druck- und Geschwindigkeitsverteilung von den meisten Verfahren zwar tendenziell richtig wiedergegeben werden, jedoch untereinander z.T. deutlich voneinander abweichen (Bild 13).

Obwohl die zitierten Forschungsarbeiten wichtige Erkenntnisse über Rauheits- und Geometrieinflüsse auf die Strömung an rotierenden Scheiben sowie analytische und empirische Beziehungen zur Berechnung des zur Ermittlung der Druckverteilung erforderlichen Kernrotationsfaktors (Verhältnis der Kern- zur Scheibenwinkelgeschwindigkeit) hervorgebracht haben, können diese nur bedingt auf die Verhältnisse üblicher Kreiselpumpen übertragen werden.

Zum einen weisen die hier betrachteten einstufigen Norm-Spiralgehäusepumpen niedriger spezifischer Drehzahlen Geometrien der Radseitenräume auf, die sich wesentlich von denen unterscheiden, die in den meisten wissenschaftlichen Untersuchungen behandelt werden. So sind die Begrenzungswände des saugseitigen, zentripetal durchströmten Seitenraumes selten parallel und der axiale Spalt ändert sich mit dem Radius stark. Auch der druckseitige Radseitenraum weist –wenn auch annähernd parallelwandig– meistens erhebliche geometrische Differenzen (zusätzliche Dichtringe, Verstärkungswülste usw.) im Vergleich zu den Modellprüfständen bekannter Arbeiten auf.

Aus Messungen der statischen Drücke in den Radseitenräumen mehrerer Kreiselpumpen ermittelt GÜLICH [48] die Rotationsgeschwindigkeit der eingeschlossenen Flüssigkeit und zeigt, daß diese bei Maschinen mit Spiralgehäuse und mit beschaufeltem Diffusor besonders im saugseitigen Zwischenraum sehr unterschiedlich ist (Bild 14).

In der bereits zitierten Arbeit von SUREK [137], in der die Scheibenreibung in Gehäusen einstufiger Spiralgehäusepumpen durch den Einsatz kegelförmiger Scheiben unterschiedlicher Rauigkeit untersucht wird, werden u.a. auch die Reibungsmomente im zylindrischen Gehäuse rotierender ebener Scheiben mit denen der in Spiralgehäusen rotierenden kegelförmigen verglichen und festgestellt, daß im Falle der Spiralgehäuseströmung die Reibungsverluste in Spiralgehäusen etwa 33 % größer sind als die der im zylindrischen

Gehäuse. Eine leichte Erhöhung der Reibungsbeiwerte wird ebenfalls bei radial nach innen gerichteter Durchströmung der Radseitenräume beobachtet. Über die Strömung und die Druckverteilung im Radseitenraum werden dort allerdings keine Aussagen gemacht.

Ein zusätzlicher Einfluß auf die Strömungsform, den Druckaufbau und die Reibungsverhältnisse besonders im saugseitigen Radseitenraum übt der Drall des radial einwärts eintretenden Spaltstromes aus, wie von KUROKAWA/TOYOKURA [77] sowohl theoretisch als auch experimentell festgestellt wird. Diese Ergebnisse werden von RADKTE/ZIEMANN in [102] bestätigt, die darauf hinweisen, daß abhängig von der Richtung und Höhe des Durchsatzes sowie dessen Eintrittsdralles die für die Rotationsbewegung des Mediums im Seitenraum, das Reibungsmoment und den Axialschub maßgeblichen Kenngrößen ein Vielfaches, resp. einen Bruchteil, im Vergleich zur Seitenraumströmung ohne Durchsatz betragen können. Somit ist zu erwarten, daß der von den Strömungsverhältnissen am Laufradaustritt der Spaltströmung aufgeprägte Eintrittsdrall die Strömungsgeschwindigkeit und die Druckverteilung in den Radseitenräumen entscheidend beeinflusst. Arbeiten, die sich mit diesem Aspekt der unsymmetrischen Seitenraumströmung beschäftigen, sind nicht bekannt.

Auch die mit der Radseitenraumströmung in einem kausalen Zusammenhang stehenden Spaltstromverluste werden vom Drallzustand des durchströmenden Mediums beeinflusst, wie HERGT ET AL. [59] experimentell an einem Modellprüfstand feststellen.

Darüber hinaus sind kaum Untersuchungen bekannt, die den Einfluß des Spiralgehäuses auf die Strömungsverhältnisse im Radseitenraum behandeln.

Die von der Spirale erzeugte ungleichmäßige Druckverteilung setzt sich im Eintrittsbereich des Radseitenraumes fort, wie aus frühen Arbeiten [17] bekannt ist und von SHERSHNEVA durch Messungen der Druckverteilungen in beiden Radseitenräumen von Gebläsen bestätigt (vgl. Bild 15) und reicht bis in die saugseitigen Spaltdichtung, womit hier keine rotationssymmetrische Anströmung mehr vorliegt, wie Meßergebnisse in Kap. 6.4 zeigen. Das Vorliegen rotationssymmetrischer Strömung ist jedoch eine der wichtigsten Voraussetzungen aller gegenwärtig verfügbaren Methoden zur Berechnung der Radseitenreibung, der Spaltstromverluste und des Axialschubes.

Während der Niederschrift dieser Arbeit wurde von HAMKINS [52] in der Universität Kaiserslautern eine Dissertationsarbeit eingereicht, in der die Strömung Radseitenräumen von Kreiselpumpen mit Spiralgehäuse untersucht wurden, die aber kurz vor dem Abschluß der vorliegenden Arbeit noch nicht der Öffentlichkeit zugänglich war. Nach Auskunft von Herrn HAMKINS wird dort die Strömung im druckseitigen parallelwandigen Radseitenraum mehrerer Kreiselpumpen mit Hilfe von Messung der statischen Drücke an zahlreichen Meßstellen an der Gehäusewand und Farbanstichbildern aus der Tragscheibe des Laufrades experimentell untersucht, wobei auch der zentripetal durchströmte Fall einbezogen wurde. Die Ergebnisse zeigen deutliche Ablösungserscheinungen an der Tragscheibe, die mit einer ausgeprägten Rotationsunsymmetrie der Druckverteilung in Bezug auf die Wellenachse einhergehen und von der Intensität der Durchströmung abhängig sind.

## 2.3 Einfluß der Spirale

Die erste systematische Arbeit über die Auswirkung der Spirale auf die Strömung hinter dem Laufrad veröffentlichten BINDER/KNAPP [17] im Jahre 1936. Ihre Meßergebnisse zeigen eine deutliche Abhängigkeit des Druckaufbaus in der Spirale vom Betriebspunkt der Maschine. Während im Auslegungspunkt der statische Druck nahezu konstant über dem Umfang ist, werden im starken Teillast- und Überlastbetrieb erhebliche Abweichungen der peripheren Druckverteilung deutlich (Bild 16). Bei geringem Durchfluß steigt der statische Druck entlang der Spirale an, diese ist für den geförderten Volumenstrom überdimensioniert und wirkt auf die Strömung wie ein Diffusor. Im Überlastbetrieb kehrt sich der Verlauf um und die Spirale, die nun „unterdimensioniert“ ist, wirkt als Düse — die Strömung wird in der Spirale beschleunigt. Dieses Verhalten beobachten sie auch in Kreiselpumpen mit Doppelspiralen, wobei sich der Druckverlauf zweimal über dem Umfang wiederholt.

Auch im Bereich zwischen Gehäusewand und Laufrad beobachten sie eine besonders in Wandnähe einwärts gerichtete Strömung, deren Richtung und Geschwindigkeit über dem Umfang variiert. Aufgrund dieser Tatsache wird nicht ausgeschlossen, daß zwischen der Spirale und den Radseitenräumen ein Massenaustausch stattfindet, und zwar derart, daß in einem Bereich Fluid in die Radseitenräumen hinein und in einem anderen aus den Seitenräumen in die Spirale zurückströmt. Dies wird durch die Messungen im Bestpunkt belegt, wo im Bereich zwischen  $0^\circ$  (Zunge) und  $225^\circ$  eine zentripetale, und zwischen  $265^\circ$  und  $360^\circ$  eine zentrifugale Durchströmung des Raumes zwischen Laufrad und Gehäuse beobachtet wird.

In [74] bestätigt KNAPP später diese Beobachtung und zeigt anhand experimenteller Ergebnisse, daß ein unsymmetrisches Strömungsbild sich auch dann einstellt, wenn zwischen Laufrad und Spiralgehäuse ein beschauelter Diffusor vorhanden ist. Hierbei macht sich der Einfluß der Spiralenzunge im gesamten Arbeitsbereich in Form eines Druckabfalles etwa  $30^\circ$  hinter der Zunge bemerkbar, wobei die Störung im Überlastbetrieb am stärksten ist.

IVERSEN ET AL. [69] konzentrieren sich auf die Betrachtung der Spirale als Ursache für die Entstehung der unsymmetrischen Druckverteilung am Laufradaustritt und ihren Zusammenhang mit der auf das Laufrad wirkenden Radialkraft. Sie trennen die Spiralenströmung von der Strömung in den Radseitenräumen, indem sie am Laufradaustritt Dichtringe an beiden Seiten des Laufrades anbringen, die den Spalt zwischen Deckscheiben und Gehäusewänden abdecken. Die Ergebnisse decken sich qualitativ mit denen in [17] und [74].

Auch WESCHE [155] unterbricht den Strömungsaustausch zwischen Radseitenraum und Spirale durch Einbau entsprechender Einschnürungsringe und stellt anhand von Druckmessungen an der Gehäusewand in Höhe des Laufradaustrittes unterhalb der Einschnürung fest, daß die unsymmetrische Druckverteilung im Radseitenraum etwas gedämpft, jedoch nicht ganz unterbunden wird. Der durch die Spirale aufgeprägte charakteristische Druckverlauf bleibt besonders im Teillastbereich erhalten (Bild 17).

Den Einfluß der Spirallengometrie auf die periphere Druckverteilung untersuchen COPLEY ET AL. [30]. Sie analysieren die Energieumsetzung in archimedischen und logarithmischen

Spiralen sowie den Einfluß der Übergangsgeometrie vom Laufradaustritt zum Spiraleintritt. Detaillierte Messungen des statischen Druckes entlang der inneren und äußeren Kontur von Spiralen mit rechteck- und trapezförmigem Querschnitt bei unterschiedlichen Zungengeometrien lassen eine Abhängigkeit des ungleichmäßigen Druckaufbaus von den untersuchten Parametern erkennen. WORSTER [158] ergänzt diese Arbeiten durch detaillierte Strömungsuntersuchungen im extremen Teillastbetrieb. Wie in [17] beobachtet WORSTER bei  $Q/Q_{opt} = 0,15$  unmittelbar vor der Spiralzunge ein ausgeprägtes Rückströmungsgebiet, daß sich auch über die seitlichen Spalte zwischen Laufrad und Gehäuse erstreckt, Bild 18. Eine gezielte Untersuchung dieses Vorganges wird nicht vorgenommen.

BROWNELL/FLACK [22] machen die Strömung im Bereich der Spirale sichtbar und weisen mit Hilfe gezielter Druckmessungen die von WORSTER beobachtete lokale Rückströmung in das Laufrad nach, die später von SIDERIS/VAN DEN BRAENBUSSCHE [123], ELHOLM ET AL. [35], MINER ET AL. [95] und ABRAMIAN/HOWARD ([1] und [2]) experimentell bestätigt wird. Ihre Ergebnisse zeigen zudem eine starke Abhängigkeit des Strömungsbildes von der Winkelstellung der Laufradschaufel zur Spiralzunge, und somit den pulsierenden Charakter der Rückströmung. Einen Einblick in instationäre Vorgängen zwischen Laufrad- und Spiralenströmung liefern TOURRET ET AL. [140] durch gleichzeitiger Messung der instationären Druckschwankungen im rotierendem Laufrad und im stehenden Spiralgehäuse einer industriellen Kreiselpumpe. Die veröffentlichten Ergebnisse stimmen weitgehend mit den in [22] bis [2] gemachten Beobachtungen überein.

## 2.4 Teillastverhalten

Besonders im *Off-Design*-Betrieb können Strömungsvorgänge im Laufrad, wie z.B. Rückströmungen zu instabilem Verhalten mit erhöhten Beanspruchungen von Maschinen- und Anlagenkomponenten bis hin zur Zerstörung führen ([23]). Genaue Kenntnisse über den Mechanismus dieser Vorgänge liegen z.Z. noch nicht vor und lassen eine zuverlässige Vorausbestimmung des Betriebsverhaltens nur bedingt zu.

In der Forderung nach stabilem Betriebsverhalten wird zumeist ein bei steigendem Durchfluß stets abfallendes Druckverhältnis der Maschine verlangt (Bild 19). Diese Forderung gilt besonders bei Teillast und im Parallelbetrieb mit mehreren Maschinen, da eine auch nur in Teilen instabile Charakteristik sich häufig auch im Betriebsverhalten als Instabilität bemerkbar macht.

Der Begriff der *Instabilität* wird in der Literatur allerdings nicht eindeutig verwendet. So wird ein instabiler Betrieb von Turbomaschinen zunächst anhand der Kennlinienform unterschieden (*Kennlinieninstabilität*), ohne dabei auf den verursachenden Mechanismus einzugehen.

Es werden zwei Grundformen angegeben:

- ▶ eine bei Drosselung fallende Kennlinie  $H(Q)$ , die vor allem bei Radialmaschinen niedriger spezifischer Drehzahl auftritt,

- ▶ Kennlinie mit Sattelform; besonders ausgeprägt bei Maschinen mit höherer spezifischer Drehzahl.

Ferner wird bei Kreiselpumpen der Begriff der *Vollastinstabilität* [64] benutzt, um ein „Eindellen“ der Kennlinie zu beschreiben, die nicht zwingend zu einer instabilen Kennlinie – positive Steigung in Teilen der Kennlinie – führen muß.

Eine klare differenzierte Betrachtung macht GREITZER [47], der zwischen einer statischen und einer dynamischen Stabilität unterscheidet. Danach wird ein System – bestehend aus Maschine und Anlage – erst dann instabil, wenn die Steigung der Pumpen- bzw. Verdichterkennlinie größer ist als die Steigung der Anlagenkennlinie. *Statische Instabilität* wird in diesem Zusammenhang mit der absoluten (statischen) Verschiebung eines Betriebspunktes gesehen, die das System bei kleinen Störungen (z.B. kleine Schwankungen im Durchfluß) erfahren kann: es stellt sich – in der Nähe des bisherigen Betriebspunktes – ein neuer (labiler) Gleichgewichtszustand ein. Eine *dynamische Instabilität* dagegen wird stets in Verbindung mit mehr oder weniger anwachsenden oszillatorischen Bewegungen des Betriebspunktes um seine (u.U. stabile) Ausgangslage gesehen.

In der Literatur wird zwischen dynamischer und statischer Instabilität in diesem Sinne nicht immer unterschieden, so daß nicht selten unklare und sogar gegensätzliche Aussagen anzutreffen sind. Einschlägige Arbeiten entwickeln dabei z.T. sehr unterschiedliche Vorstellungen vom Ablauf der Strömungsvorgänge, und zwar unabhängig von einer ideellen Trennung zwischen hydraulischen und thermischen Strömungsmaschinen.

Die Problematik der Kennlinieninstabilität im Zusammenhang mit dem Mechanismus der Rückströmung in seiner Gesamtheit ist nicht vollständig geklärt.

#### 2.4.1 Rückströmung am Laufradeintritt

In vielen Untersuchungen werden Vordrall und *Rückströmungen in das Saugrohr* ausschließlich als typische *Eintrittsphänomene* betrachtet, verursacht durch – auf den Laufradeintritt beschränkte – Strömungsablösungen, die bei geschlossenen Laufrädern an den Schaufelaußseiten im Bereich der vorderen Deckscheibe auftreten. Bei offenen Laufrädern wird Entsprechendes im Bereich der Schaufelspitzen beobachtet. Bei Drosselung der Maschine nimmt die Saugrohrströmung nunmehr die Drehbewegung des Laufrades an (Vordrall), wobei eine Rückströmung noch nicht stattfindet. Es entstehen jedoch die o.g. Ablösungen mit einer ausgeprägten Umfangskomponente gegen die Drehrichtung des Laufrades, die sich bei weiterer Drosselung in das Saugrohr hineinbewegen, den äußeren Teil des Laufradeintritts versperren und so die Kernströmung im Saugrohr um die Rohrachse einschnüren. Diese Rückströmung wird bei Kreiselpumpen *Rezirkulation* genannt.

Einsetzende Rückströmung wird bereits im stabilen Teillastbereich von Radialmaschinen beobachtet ([21], [132], [12]). Rückströmung kann auch bei einem Laufrad mit stabiler Kennlinie auftreten und u.U. eher einsetzen (kritischer Volumenstrom  $Q_{krit}$ ) als bei Laufrädern mit instabilem Kennlinienverlauf.

Die bisherigen Untersuchungen an Pumpen und Verdichtern konzentrierten sich auf folgende Schwerpunkte:

- ▶ stationärer oder instationärer Charakter der Rückströmung ([21], [12], [125], [25]),
- ▶ radiale Erstreckung der Rückströmung im Saugrohr, besonders in der Zone zwischen Rück- und Vorwärtsströmung ([82],[101], [96], [21], [132], [111]),
- ▶ Ausbreitung der Rückströmung in Rohrlängsrichtung ([40], [96], [119], [19], [18]),
- ▶ Einsetzen der Rückströmung und der Verschiebung des kritischen Volumenstromes  $Q_{\text{krit}}$  ([12], [25], [43], [110]),
- ▶ Einfluß geometrischer Parameter auf die Ausbildung der Rückströmung ([101], [21], [111], [60], [58], [110]),
- ▶ Einfluß der Axialkräfte ([64]),
- ▶ Einfluß der Schaufelbelastung ([101], [111], [58], [24]),
- ▶ Kontrolle der Rückströmung ([125], [58], [24]).

#### 2.4.2 Rückströmung am Laufradaustritt

Auch die sich am Laufradaustritt einstellende Rückströmung wurde schon sehr früh als mögliche Ursache von Kennlinieninstabilität angesehen (vgl. z.B. [20], [96] und die dazu gehörenden Diskussionsbeiträge). Dieser Vorgang wird in der Literatur vorwiegend häufig als ein Austrittsphänomen betrachtet, ebenfalls verursacht durch Ablösen der Strömung an den Schaufelaußenseiten im Bereich der vorderen Deckscheibe (offene Laufräder: Schaufelspitzen), jedoch am Laufradaustritt (Bild 20). Die derart abgelöste Strömung wird — insbesondere bei Verdichtern— mit dem Auftreten rotierender Ablösungen (*Rotating Stall*) gesehen ([21], [12], [61]), einem Vorgang von rotierenden Zonen abgelöster Strömung, der sich in tiefrequenten Druckschwankungen und Schwingungen äußert. Ein Vergleich von Laufrädern mit und ohne Deckscheibe zeigt, daß der Mechanismus des *Rotating Stall* in beiden Ausführungen grundsätzlich vergleichbar ist (Bild 21).

*Rotating Stall* ist in Verdichtern erheblich stärker ausgeprägt als in Pumpen, so daß dieses Phänomen hier Gegenstand sehr intensiver Forschungsaktivitäten ist. Instabilität wurde bei Pumpen bisher immer nur dann mit *Rotating Stall* in Verbindung gebracht, wenn diese mit Nachleitrad ([64], [39]), beschaukelten ([12], [146]) und unbeschaukelten Diffusoren ([64], [12]) ausgestattet waren.

Noch nicht vollständig geklärt ist der auslösende Mechanismus von *Rotating Stall*. Zwar wird der Rückströmung im Bereich des Laufradaustritts eine zentrale Bedeutung für das Auslösen von *Rotating Stall* beigemessen. Ursache und insbesondere Ursprung dieser Rückströmung bleiben jedoch weiterhin unklar. Während in [26] der Ringraum zwischen Laufradaustritt und Diffusor als Ursprung *Rotating Stall* auslösender Rückströmung angesehen wird, werden in ([64] u. [61]) relativ kleine Störungen der Strömung am Laufradaustritt

als Ursache vermutet, die im Leitrad lediglich verstärkt, als Rückströmungen wieder in das Laufrad hineinwirken.

Bei Kreiselpumpen mit Spiralgehäuse kann nach vorherrschender Ansicht in der Spirale ein Ausgleich ungleichmäßiger Laufradabströmung stattfinden und demzufolge auch keine Instabilität im Sinne der Vollastinstabilität auftreten. Es gibt jedoch keine Aussagen darüber, ob in diesem Fall *Rotating Stall* auftritt oder nicht. Untersuchung an Normpumpen ([134]) geben zu erkennen, daß auch bei Spiralgehäusepumpen —ohne Ringraum und ohne Nachleitrad— mit rein radialen Laufrädern durchaus kleine Instabilitäten (4-6%) im Bereich des Auslegungspunktes ( $Q/Q_{opt} \approx 0,8$ ) auftreten können, so daß *Rotating Stall* zumindest nicht grundsätzlich ausgeschlossen werden kann. Hierbei sollte auch dem Sporn der Spirale eine gewisse Bedeutung beigemessen werden, da dieser in der Lage ist, örtlich begrenzte Rückströmzonen zu erzeugen, die einen *Rotating Stall* anregen können.

### 2.4.3 Rückströmung durch das Laufrad

Untersuchungen, die Rückströmungsvorgänge an Ein- und Austritt im Gesamtzusammenhang mit allen an der Energieübertragung im Laufrad beteiligten Strömungsvorgänge betrachten, gewinnen zunehmend an Bedeutung. Diese Entwicklung ist vor allem in der Radial- und Axialverdichterforschung zu beobachten, die bereits zu weitreichenden Erkenntnissen über das Auftreten von Strömungsvorgängen geführt haben, welche auf Rückströmungen zurückzuführen sind (z.B. Pumpen und *Rotating Stall*). Auf dem Gebiet der Kreiselpumpen wurden diese Erkenntnisse bisher nur selten aufgegriffen, so daß hier nach wie vor noch keine im Ansatz ganzheitliche Betrachtungsweise dieser Strömungsvorgänge vorherrscht. Obwohl in einigen Arbeiten auf einen unmittelbaren Zusammenhang der Rückströmung an Ein- und Austritt des Laufrades aufmerksam gemacht wird ([96], [39], [54], [146]), existieren z.T. widersprüchliche Auffassungen nebeneinander.

Stellvertretend soll dies anhand folgender Aussage von Fraser gezeigt werden, der die Mechanismen, die zu Rückströmungen am Ein- und Austritt des Laufrades im Teillastbetrieb führen, zu beschreiben versucht:

*It has been seen that the disturbances in energy levels that produce suction and discharge recirculation are not related to one another. Suppose now that we arbitrarily increase the eye diameter of the impeller and determine the effect of this change on suction and discharge recirculation. It is obvious that at some point the vortex cells of suction and discharge recirculation are going to influence one another. At the present time one cannot predict the point at which this interaction will occur, but we do know empirically by extensive testing that when the inlet to outlet diameter ratio equals or exceeds 0,5 the recirculation is in effect the capacity at which discharge recirculation occurs. [39]*

Anschließend wird versucht, die Vorgänge zu beschreiben, die zur Koppelung beider Strömungsphänomene führen.

Wechselwirkungen zwischen Laufradeintritt und -austritt sind Voraussetzung dafür, daß *Rückströmung* auch vom Laufradaustritt zum -eintritt, also *durch das Laufrad*, auftreten kann. Bereits in [64] sowie in [58] wird die Existenz einer derartigen Rückströmung in Kreiselpum-

pen, die durch Versuche an einem Radialverdichter ([56], [27]) nachgewiesen wurde, nicht ausgeschlossen.

Um die an Verdichtern gewonnenen Erkenntnisse auch auf andere Radialmaschinen –z.B. Kreiselpumpen– übertragen und gesicherte Aussagen allgemeineren Charakters treffen zu können, sind weitere Untersuchungen erforderlich.

In einem Ansatz zur Klärung des *Rotating Stall* in Turbomaschinen wird versucht, die Rückströmungsvorgänge und deren Wechselwirkungen mit der Vorwärtsströmung in einen physikalisch begründeten Zusammenhang einzubetten (z.B. [26]). Dennoch werden vertiefte Kenntnisse benötigt, die zu einem umfassenderen Verständnis der Mechanismen von Rückströmung und *Rotating Stall* führen. Vor allem Ergebnisse aus Untersuchungen an Kreiselpumpen sind heute noch nicht in dem Maße verfügbar, um hier –unabhängig von Einzeleinflüssen wie Laufrad- und Gehäusegeometrie oder unterschiedlichen Leitvorrichtungen– gesicherte Aussagen mit grundlegendem Charakter zu machen.

## 2.5 Einfluß des Spaltstromes

Die Strömung durch Spalte, sei diese durch stehende oder sich relativ zueinander bewegende Wände begrenzt, gehört mit der Rohrströmung zu den bisher theoretisch und experimentell am meisten untersuchten Strömungsformen. Der hier im behandelten Kontext interessierende Sonderfall der Strömung durch Ringspalte bildet dabei den größten Anteil. Gründe dafür sind einerseits die zentrale Rolle der Spaltstrom-Leckage bei der Entstehung und Beeinträchtigung von Dissipationsarbeit (Reibungsverluste) in allen Maschinen mit im einen Gehäuse rotierenden Elementen. Andererseits sind die räumlichen und z.T. zeitabhängigen (exzentrisch drehende Innen- bzw. Außenwand) Strömungserscheinungen in den meisten Fällen noch nicht vollständig geklärt und ihre theoretische Behandlung noch nicht abgeschlossen.

Selbst die Untersuchung der einfachsten und in Strömungsmaschinen sehr häufig vorkommende Form der Spaltströmung, nämlich die Strömung in ebenen Ringspalten, bildet noch heute den Schwerpunkt von Forschungsarbeiten, wie die zahlreichen Beiträge auf internationalen Fachtagungen zeigen. Dabei beschränken sich die Untersuchungen nicht mehr auf die bereits seit dem 19. Jahrhundert interessierende Bestimmung von Strömungsverlusten (vgl. z.B. [15] sowie die in [130] zitierten Arbeiten), sondern konzentrieren sich gegenwärtig auf den Einfluß der Spaltströmung auf das rotodynamische Verhalten der Maschine (z.B. [51], [28]).

Nahezu alle bisherigen Untersuchungen zum Thema Spaltströmung erfolgten an speziell dafür konzipierten Prüfständen, die nur eine isolierte Betrachtung der Vorgänge in unmittelbarer Umgebung (Ein- und Austrittsgeometrie) des Spaltes erlauben ([160], [97], [129], [153] u.a), wie mehrere eingehende Recherchen ([80], [92], [112], ) zeigen. Einige Arbeiten berücksichtigen die Drallbewegung der Eintrittsströmung durch Einbau von Rotationskörpern, die den Einfluß des Laufrades simulieren sollen (z.B. [136], [42], [59]). Ergebnisse von Messungen des Spaltstromes in realen Maschinen finden sich selten (z.B. [159], [87]).

Eine Übersicht der Zusammenhänge zwischen der Strömung durch Dichtspalte und anderen Größen in Kreiselpumpen liefert STOFFEL in Bild 22, indem er den heutigen Kenntnisstand über diese Wechselwirkungen in grafischer Form darstellt. Der in dieser Untersuchung interessierende Axialschub ist in Bild 22 besonders hervorgehoben.

Die Koppelungseffekte zwischen der Radseitenraum- und der Spaltströmung wurden bereits in Kap. 2.2, ihre Auswirkungen auf den Axialschub in Kap. 2.1 beschrieben.

Aus dieser Darstellung wird die zentrale Rolle des Spaltstromes im komplexen Wirkungsgefüge der Strömungsvorgänge in Kreiselpumpen deutlich, die auch für Radialverdichter gelten.

## 2.6 Weitere Arbeiten

In den letzten Jahren sind auf dem Gebiet der Kreiselpumpenforschung einige Arbeiten veröffentlicht worden, die ein verstärktes Interesse an den instationären Strömungsvorgängen erkennen lassen. Die dazu relevanten experimentellen Arbeiten waren im wesentlichen von der Entwicklung und Erprobung instationärer Meßtechniken, den Untersuchungen der Strömung vor, im und nach dem Laufrad insbesondere im Zusammenhang mit der Geräuscentwicklung geprägt.

So untersuchen HASEGAWA ET AL. [55] den Einfluß von Druckschwankungen am Laufradeintritt auf das Strömungsverhalten im Laufrad einer Kreiselpumpe ( $n_q = 36,7$  1/min). Mit Hilfe mehrerer an den Schaufelwänden angebrachten Drucksensoren beobachten sie das Druckverhalten entlang eines Schaufelkanals vom Eintritt bis zum Austritt des Laufrades. Als Quelle der plötzlichen Druckschwankungen wird die gezielte Einbringung kleiner Luftmengen zur Erzeugung eines spiralförmigen Saugwirbels unterschiedlicher Drallintensität ( $W = \pm 0,75$ ) genutzt. Sie stellen dabei fest, daß bei plötzlichen Druckschwankungen, hervorgerufen durch das Zusammentreffen der Schaufeleintrittskante mit dem Wirbelzapfen, am Eintritt des Laufrades eine über den Umfang asymmetrische Druckverteilung entsteht, die die Strömung in den Schaufelkanälen bis zum Laufradaustritt beeinträchtigt.

TOURRET ET AL. [140] zeigen auf, welche Interpretationsmöglichkeiten sich ergeben, wenn mit zahlreichen Druckaufnehmern an verschiedenen Stellen des Saugstutzens, am Eintrittsbereich und an mehreren Stellen im Spiralgehäuse sowie im Laufrad gleichzeitig gemessen wird. Sie gehen insbesondere auf die Übertragung der von den Laufradschaufeln erzeugten Druckwellen in der Versuchsmaschine ein, wobei eine eingehende Betrachtung auf dem Betriebsbereich von  $Q/Q_{opt} = 0,7 \dots 1,3$  beschränkt bleibt. Sie stellen mit HASEGAWA ET AL. übereinstimmend fest, daß eine direkte Koppelung zwischen den Druckschwankungen im Eintrittsbereich des Laufrades, im Laufrad selbst und am Laufradaustritt vorliegt.

GANGOLLI u. RADHA KRISHNA [40] untersuchen das Strömungsverhalten im Saugrohr einer Kreiselpumpe mit  $n_q = 19,2$  1/min im gesamten Betriebsbereich. Sie messen die periphere Druckverteilung entlang der Saugleitung ab dem Pumpenflansch an vier Stellen mit jeweils mehreren statischen Meßbohrungen über dem Umfang. Wie auch in [96] und [21] festgestellt, beobachten sie im extremen Teillastbetrieb ( $Q/Q_{opt} < 0,35$ ) einen asymmetrischen

Druckverlauf mit einem ausgeprägten Maximum, den sie auf ein Rückströmungsgebiet, welches sich spiralförmig entlang der Saugleitung erstreckt, zurückführen. Ihre Beobachtungen beschränken sich auf die Strömung vor dem Laufrad, so daß keine Aussagen über mögliche Wechselwirkungen mit der Laufradströmung möglich sind.

Experimentelle Untersuchungen über die Druckschwankungen und ihre Fortpflanzung in Kreiselpumpen stehen auch bei BARRAND ET AL. [13] im Mittelpunkt. Mit Hilfe von zahlreichen im Gehäuse und im Laufrad eingebauten Druckaufnehmern stellen sie vergleichende Betrachtungen grundsätzlicher Art an zwischen den im Absolut- (Gehäuse) und im Relativsystem (Laufrad) erzielten Meßergebnissen. Da die Arbeit sich eher auf die Beschreibung der eingesetzten Meßtechnik konzentriert, bleibt eine detaillierte Darstellung und Auswertung von konkreten Meßergebnissen aus.

Die neueren Arbeiten aus dem Gebiet der Kreiselpumpenforschung haben gemeinsam, daß sie sich i.d.R. auf den Einsatz relativ aufwendiger Meßtechniken (LDA, PIV, zahlreiche instationäre Drucksensoren, usw.) stützen, um verhältnismäßig begrenzte Teilaspekte der Strömungsverhältnisse in Kreiselpumpen zu untersuchen. Arbeiten, in denen eine integrale Betrachtung der Strömung im Laufrad in Verbindung mit der Laufradein- und -austrittsströmung erfolgt, fehlen bis heute.

## 2.7 Zusammenfassung

Nahezu alle bisher veröffentlichten Arbeiten zum Thema „Axialschub“ konzentrieren sich auf die Strömungsvorgänge in den Seitenräumen zwischen Laufrad und Gehäuse, deren Summe als Ursache für die auf die Welle wirkenden Axialkräfte angesehen wird. Dabei werden andere Faktoren, wie die Impulsänderungskraft und Druckdifferenzen zwischen Laufradeintritt und Atmosphäre (Wellendruckkraft) in der Regel als verhältnismäßig sehr klein angenommen, und somit vernachlässigt. Diese vereinfachte Betrachtungsweise hat bisher dazu geführt, daß alle hierauf basierenden Berechnungsmethoden lediglich grobe Abschätzungen der in Turbomaschinen auftretenden Axialschübe liefern konnten, die im Nachhinein mittels empirisch ermittelter Koeffizienten korrigiert werden müssen.

Die meisten Untersuchungen im Zusammenhang mit der Radseitenraum-Strömung beschränken sich auf die Ermittlung der Reibungsverluste und ihrer Einflußparameter. Systematische experimentelle Untersuchungen mit Radseitenraumgeometrien, wie sie in den meisten radialen Turbomaschinen vorkommen, sind selten. Fast alle bisher veröffentlichten Arbeiten gehen vom idealen Fall der rotationssymmetrischen Strömung aus, und beziehen sich somit auf den Auslegungspunkt der Maschinen. Selbst Untersuchungen an realen Turbomaschinen, in denen die Strömung im Seitenraum nicht mehr isoliert von den Verhältnissen am Laufradaustritt, im Diffusor und Sammelraum betrachtet werden kann, wird eine über dem Umfang gleichmäßige Druck- und Geschwindigkeitsverteilung impliziert.

Der Einfluß von Sammelgehäusen, die außerhalb optimaler Betriebsbedingungen deutlich ungleichmäßige Druck- und Geschwindigkeitsverhältnisse am Laufradaustritt hervorrufen,

werden im Zusammenhang mit dem Axial Schub extrem selten, und dann nur oberflächlich behandelt.

In wenigen Arbeiten wird der Einfluß des Spaltstromes auf den Druckverlauf im Radseitenraum berücksichtigt und in die Berechnung des Axial Schubes einbezogen. Die Größe des Spaltstromes in der Maschine unter realen Betriebsbedingungen kann bisher nicht direkt gemessen werden. Sie wird in allen bekannten Berechnungsverfahren anhand empirisch – in vereinfachten Modellprüfständen – gewonnener Beziehungen bestimmt.

In allen Fällen werden nur rotationssymmetrische Strömungsverhältnisse betrachtet. Die Wechselwirkungen zwischen den verschiedenen Strömungsbereichen untereinander und in Verbindung mit dem Axial Schub in Turbomaschinen werden in der Fachliteratur nicht näher berücksichtigt. Dies gilt besonders für die außerhalb des Auslegungspunktes ausgeprägten Vorgänge wie Fehlanströmungen, Strömungsablösungen und Rückströmungen.

### 3 Zielsetzung

Die Studie der bisher veröffentlichten Arbeiten, die die Problematik des Axialschubes in Turbomaschinen behandeln, zeigt, daß trotz genauer Detailkenntnisse über einzelne Strömungsvorgänge in den verschiedenen Bereichen der Maschine es an Untersuchungen fehlt, die die Wechselwirkungen dieser Strömungen untereinander und ihre Auswirkungen auf des Betriebsverhalten im gesamten Arbeitsbereich zum Schwerpunkt haben. Derartige Untersuchungen, die das komplexe Zusammenwirken aller Strömungsparameter als ein System betrachten, sind zur Erklärung von bestimmten Erscheinungen im Axialschubverhalten notwendig, welche mit den bislang vorherrschenden Ansätzen nicht begründbar sind. Änderungen der Axialschubkennlinien im Teil- und im Überlastbetrieb, wie sie häufig bei Kreiselpumpen beobachtet werden, können durch die ausschließliche Betrachtung der radialen Druckverteilung entlang der äußeren Laufradkontur, die zudem als konstant über dem Umfang angenommen wird, nicht erklärt werden.

In Turbomaschinen mit spiralförmigen Sammelgehäuse stellen sich im Teil- oder Überlastbetrieb jedoch in der Spirale eine über dem Umfang deutlich ungleichmäßige Druckverteilung ein, welche sich am Laufradaustritt sogar als periodische Störung bemerkbar macht und die Strömung bis in das Laufrad hinein beeinträchtigen kann. Dies läßt vermuten, daß sich außerhalb des Auslegungspunktes die peripher ungleichmäßige Druckverteilung auch auf die Strömungsvorgänge im Radseitenraum auswirkt.

Ziel der vorliegenden Arbeit ist, die Strömungsmechanismen, die das Axialschubverhalten in radialen Strömungsmaschinen im gesamten Arbeitsbereich beeinflussen, zu untersuchen. Den Schwerpunkt soll die Betrachtung der Auswirkungen einzelner bereits bekannter Rückströmungserscheinungen im Teil- und Überlastbereich auf den Axialschub sowie die Wechselwirkungen untereinander bilden. Dazu sollen die Erkenntnisse aus der einschlägigen Literatur herangezogen und ihre Übertragbarkeit auf den betrachteten Fall durch gezielte Detailuntersuchungen geprüft werden.

Ausgangspunkt der Betrachtungen ist die Annahme eines engen physikalischen Zusammenhanges zwischen allen in einer Turbomaschine stattfindenden Strömungsvorgänge. Dies ist insbesondere im Zusammenhang mit den außerhalb des Auslegungspunktes auftretenden Rückströmungen vor und hinter dem Laufrad und ihre Auswirkungen auf die Strömung in den Seitenräumen, die letztlich für das Axialschubverhalten bestimmend sind, von großer Bedeutung.

Durch den hier gewählten, im Kap. 1 erläuterten systemorientierten Ansatz sollen wichtige, bisher nicht berücksichtigte Zusammenhänge zwischen den Vorgängen am Laufradeintritts- und der Spaltströmung, der Auswirkungen der Interaktion von Laufradaustrittsströmung und der Energieumsetzung im spiralförmigen Sammelgehäuse, sowie die Konsequenzen für die Strömung in den Radseitenräumen anhand von Indikatoren (z.B. statischen Drücken an den Gehäusewänden) aufgezeigt und nach Möglichkeit ihre Ursache geklärt werden.

Die Untersuchungen, die einen für die Praxis repräsentativen Charakter aufweisen sollen, werden an einer handelsüblichen Kreiselpumpe mit einer spezifischen Drehzahl von

$n_q = 23,1$  1/min durchgeführt. Die verhältnismäßig einfache Bauweise und die bei inkompressiblen Medien unmittelbare Beziehung zwischen gemessenem Druck und dem Energiezustand der Strömung, die eine nahezu direkte Analyse aus den Meßgrößen ermöglicht, waren für die Wahl der Versuchsmaschine ausschlaggebend. Zahlreiche Meßbohrungen entlang beider Gehäusewände an verschiedenen Stellen vor dem Laufrad und am saugseitigen Dichtspalt sollen zur Beschreibung des gesamten Strömungsverhaltens in der Maschine herangezogen werden. Gezielte Strömungsmessungen im Bereich des Lauffrad eintrittes sollen den Zusammenhang zwischen dem mit der Saugrückströmung gekoppelten Auftreten der Rezirkulationsströmung und dem Axialschubverhalten im Teillastbetrieb aufzeigen. Weitere Strömungsuntersuchungen sollen den Einfluß der Austauschvorgänge zwischen Laufradaustritts- und Spiralenströmung auf die Vorgänge im saugseitigen Radseitenraum und ihre Auswirkungen auf den Druckabbau in demselben nachweisen.

Darüber hinaus soll der Versuch unternommen werden, den für die Druckverteilung in den Seitenräumen entscheidenden Spaltstrom experimentell zu bestimmen. Hierzu wird eine neue Meßmethode vorgestellt, die eine rückwirkungsfreie Bestimmung des Spaltstromes in Kreiselpumpen während des Betriebes erlaubt. Die auf das magnetisch-induktive Wirkprinzip basierende Meßtechnik wird erprobt und in der Versuchsmaschine eingesetzt. Gleichwohl soll durch eine kritische Beurteilung der Meßergebnisse die bedingte Anwendbarkeit der Methode diskutiert werden.

## 4 Die Berechnung des Axialschubes

Die auf die Welle radialer Turbomaschinen wirkende Axialkraft resultiert aus der Summe aller am Laufrad angreifenden Kräfte, die sich im stationären Betrieb im wesentlichen zusammensetzen aus:

- ▶ Impulskraft als Folge der meridianen Umlenkung der Hauptströmung von axialer in radialer Richtung,
- ▶ Druckkräfte, die sich aus dem Produkt der in den saug- und druckseitigen Radseitenräumen sowie am Laufradeintritt herrschenden statischen Drücken mit den jeweiligen Flächen ergeben,
- ▶ resultierende Druckkraft aus dem statischen Druck vor dem Laufrad (Saugleitung) und dem Druck, der von außen auf den Wellenquerschnitt wirkt, sowie
- ▶ sonstigen Axialkräften, die durch die Besonderheiten der konstruktiven Ausführung bedingt sind, wie z.B. Rotor-Gewichtskraft bei Maschinen mit nicht horizontaler Welle, mechanischen Kräfte durch magnetischen Zug im Elektromotor bzw. in Magnetkupplungen u.a.

Im hier betrachteten Fall von einstufigen Norm-Kreiselpumpen mit horizontalen Wellen, die i.d.R. für den Einsatz mit Norm-Elektromotoren mit eigener Axiallagerung vorgesehen sind, treten die zuletztgenannten mechanischen Kräfte nicht auf. Alle übrigen, für die Bestimmung des Axialschubes relevanten Kräfte, werden in folgenden Abschnitten einzeln besprochen.

### 4.1 Impulsänderungskraft

Im Laufrad erfährt die Strömung eine — je nach Laufradform— mehr oder weniger starke Umlenkung. Im Hinblick auf die Axialkraft sind die in der Meridianebene wirkenden Geschwindigkeitskomponenten maßgebend. Bei radialen und halbaxialen Laufrädern geschieht die Umlenkung der Hauptströmung von der axialen in die radialen Richtung, die Reaktionskräfte in den seitlichen Wandungen der Laufradkanälen hervorruft (Bild 24).

Durch die Umlenkung der Strömung in einem gekrümmten Laufradkanal wirkt auf ein Masselement  $dm = \rho \cdot A \cdot ds$  eine Kraft, die der Impulsänderung proportional ist. Diese kann allgemein formuliert werden als

$$d\mathbf{F} = \frac{d}{dt}(dm \cdot \mathbf{c}) = \frac{d}{dt}(dm) \cdot \mathbf{c} + dm \frac{d\mathbf{c}}{dt}. \quad (1)$$

Für inkompressible Medien ist  $d(dm)/dt=0$ , während die Geschwindigkeit zeit- und ortsabhängig,  $c=c(t,s)$ , sein kann, womit für die instationäre Strömung Gln. (1) mit den partiellen Differentialen geschrieben wird:

$$d\mathbf{F} = dm \left( \frac{\partial \mathbf{c}}{\partial t} + \frac{\partial \mathbf{c}}{\partial s} \frac{\partial s}{\partial t} \right). \quad (2)$$

Beschränken wir die Betrachtung auf stationäre Strömungen ( $\partial \mathbf{c} / \partial t = 0$ ), so vereinfacht sich mit  $\partial s / \partial t = \mathbf{c}$  und  $\partial \mathbf{c} / \partial s = d\mathbf{c} / ds$  der Ausdruck zu

$$d\mathbf{F} = dm \cdot \frac{d\mathbf{c}}{ds} \cdot \mathbf{c} = \rho \cdot A \cdot ds \cdot \frac{d\mathbf{c}}{ds} \cdot \mathbf{c} = \rho \cdot Q_{LR} \cdot d\mathbf{c}, \quad (3)$$

wo  $Q_{LR} = A \cdot \mathbf{c}$  ist. Die Betrachtung des gesamten Laufradkanals zwischen Eintritt (Index 1) und Austritt (Index 2) führt nach Integration zu

$$\mathbf{F}_{1,2} = (\rho \cdot Q_{LR}) \int_{c_{ax,1}}^{c_{ax,2}} d\mathbf{c} = \rho \cdot Q_{LR} \cdot (\mathbf{c}_{ax,2} - \mathbf{c}_{ax,1}). \quad (4)$$

Die Kraft  $\mathbf{F}_{1,2}$  hängt also für einen Betriebspunkt von der Differenz der Geschwindigkeitsvektoren am Aus- und Eintritt des Laufradkanals ab, deren Beträge aus der Kontinuitätsbedingung

$$Q_{LR} = Q - Q_{Sp} = A_1 \cdot c_{ax,1} = A_2 \cdot c_{ax,2} \quad (5)$$

ermittelt werden können.

Der Betrag der in der Regel vorkommenden Impulskraft ist im Verhältnis zu den Hauptkräften selbst bei Medien hoher Dichte wie Wasser gering. Im Falle von diagonalen Laufrädern besitzt die Austrittsgeschwindigkeit eine zur Impulskraft beitragende Axialkomponente. Laufräder niedriger spezifischer Drehzahlen mit rein radialer Abströmung weisen in der Regel selbst unter extremen Betriebsbedingungen (Rezirkulationsströmung in Teillast) Geschwindigkeitskomponenten in axialer Richtung auf, die sehr klein sind und daher vernachlässigt werden können.

Die sich aus der Umlenkung im Laufrad ergebende Impulskraft  $F_I$  kann so aus

$$F_I = \rho \cdot Q_{LR} \cdot c_{ax,1} \quad (6)$$

ermittelt werden.

Im Auslegungspunkt kann von einer rotationssymmetrischen Strömung am Laufradeintritt ausgegangen werden, die Wirkungslinie der Impulsänderungskraft fällt dann mit der Drehachse des Laufrades zusammen.

## 4.2 Druckkräfte in Radseitenräumen

Auf beiden Deckscheiben des Laufrades wirken Kräfte, die aus den Druckverteilungen in den Radseitenräumen zwischen Laufrad und Gehäuse resultieren, sie machen den Hauptanteil des Axialschubes aus. Ist der Verlauf der statischen Drücke beiderseits des Laufrades bekannt, kann aus der Differenz der saug- und druckseitigen Kräfte die Axialdruckkraft

$$F_{\text{Druck}} = F_{\text{S}} - F_{\text{D}} \quad (7)$$

berechnet werden.

Die einzelnen Druckkräfte lassen sich allgemein formulieren als

$$F_{\text{S}} = \int_{A_{\text{S}}} p_{\text{S}} dA \quad \text{bzw.} \quad F_{\text{D}} = \int_{A_{\text{D}}} p_{\text{D}} dA \quad (8)$$

mit  $dA = r \cdot d\phi \cdot dr$  als Projektionsfläche des Fluidelementes auf die Laufraddeckscheiben (Bild 24).

Aus den Ausführungen in Kap. 2.3 wird deutlich, daß in Turbomaschinen mit Spiralgehäuse die periphere Druckverteilung am Laufradaustritt nur an einem Betriebspunkt rotationssymmetrisch ist. Bei allen anderen Betriebspunkten ergibt sich am Laufradaußendurchmesser eine ungleichmäßige Strömungsverteilung aufgrund des Druckaufbaus in der Spirale, die auch die Verhältnisse im Radseitenraum beeinträchtigen, wie die experimentellen Ergebnisse dieser Arbeit zeigen. Der statische Druck ist strenggenommen sowohl vom Radius  $r$  als auch vom Umfangswinkel  $\phi$  abhängig,  $p = p(r, \phi)$ . Während die Flächen  $A_{\text{S}}$  und  $A_{\text{D}}$  durch die Laufradgeometrie festgelegt werden, wird die Integration von Gln. (8) durch den zunächst unbekanntem Zusammenhang zwischen  $r$ ,  $\phi$  und  $p$  erschwert.

Die einfachste Methode zur Berechnung der Druckkräfte nach Gln. (8) stellt die Annahme eines konstanten Druckes entlang beider Radseitenräumen dar. Beispielsweise nehmen LOBANOFF/ROSS ([85], S. 344) an, der statische Druck im saug- und druckseitigen Radseitenraum sei gleich und konstant zwischen Laufradaustritts- und Ringspaltdurchmesser und betrage durchschnittlich 75 % des Druckes am Laufradaustritt. Eine derartige Auslegung kann lediglich zur groben Abschätzung des zu erwartenden Axialschubes dienen. Werden hingegen zuverlässige Angaben über die Höhe der Axialbelastung gefordert, so können diese nur empirisch gewonnen werden, wie in [85] bemerkt wird.

### 4.2.1 Rotationssymmetrische Strömung in beiden Radseitenräumen

Maßgebend für den radialen Druckverlauf in den Seitenräumen ist die auf das mitrotierende Fluid wirkende Zentrifugalbeschleunigung. Das Medium wird durch Reibung an den Seitenwänden zu einer Rotationsbewegung mit einer Winkelgeschwindigkeit  $\beta$  angeregt, deren Höhe im wesentlichen von folgenden Faktoren beeinflusst werden kann:

- ▶ Oberflächenrauigkeit und Geometrie (Größe der benetzten Oberfläche) der Lauf-  
rad- und Gehäusewände,
- ▶ Axialer Abstand zwischen feststehender Gehäuse- und rotierender Laufradwand,
- ▶ Höhe und Richtung einer möglichen zusätzlichen radialen Durchströmung sowie
- ▶ Beeinträchtigung des Geschwindigkeitsfeldes durch Sekundärströmungen.

Allgemein läßt sich eine mittlere Winkelgeschwindigkeit des Fluides als Funktion der Lauf-  
rad-Winkelgeschwindigkeit angeben als

$$\beta = k(r) \cdot \omega, \quad (9)$$

wobei  $k$  ein vom Radius abhängiger Faktor —die sogenannte *Kernrotation*— darstellt, der alle  
o.g. Einflüsse zusammenfaßt.

Im Falle einstufiger Kreiselpumpen ohne Ausgleichsbohrungen in der Laufradnabe unter-  
scheiden sich die Strömungen beider Radseitenräume durch die Spaltströmung, während  
im druckseitigen Seitenraum eine Leckageströmung durch die Wellenabdichtung vernach-  
lässigbar klein ist, wird die Strömung im saugseitigen Zwischenraum durch die  
Überlagerung des radial nach innen gerichteten Spaltstromes beeinflusst.

Beide Fälle werden daher in folgenden Abschnitten getrennt behandelt.

#### 4.2.1.1 Druckkraft im nicht-durchströmten Radseitenraum

Der auf die äußeren Fläche der Tragscheibe wirkende Druck  $p_D$  ändert sich über dem  
Radius als Ursache der Zentrifugalkraftwirkung.

Auf ein Fluidelement der Masse

$$dm = \rho \cdot dV = \rho \cdot r \cdot dr \cdot dz \cdot d\phi \quad (10)$$

gemäß Bild 25a, das im druckseitigen Radseitenraum mit  $\beta$  rotiert, wirken neben der  
Zentrifugalkraft

$$K = dm \cdot r \cdot \beta^2 \quad (11)$$

auch der ihr entgegenwirkende radiale Druckgradient, so daß aus der Bedingung des  
Kräftegleichgewichtes

$$p \cdot dA + K = \left( p + \frac{dp}{dr} dr \right) dA \quad (12)$$

mit  $dA = d\phi \cdot dz$  als Elementfläche und nach Einsetzen von Gln. (11) in Gln. (12) erhalten  
wir

$$\frac{dp}{dr} = \rho \cdot r \cdot \beta^2. \quad (13)$$

Im allgemeinen Fall liefert die Integration von Gln. (13) zwischen  $r$  und  $r_2$

$$\int_p^{p_2} dp = \int_r^{r_2} (\rho \cdot r \cdot \beta^2) dr. \quad (14)$$

Für den Bereich zwischen Laufradaustritt  $r_2$  und der Welle  $r_W$

$$\int_{p_W}^{p_2} dp = \int_{r_W}^{r_2} (\rho \cdot r \cdot \beta^2) dr. \quad (15)$$

Wird angenommen, daß bei fehlender Durchströmung des Radseitenraumes,  $Q_{Sp} = 0$ , das Medium wie ein fester Körper mit einem mittleren Wert für die Winkelgeschwindigkeit von  $\beta = \bar{\beta}_0$  rotiert, der über dem Radius konstant ist, so kann Gln. (15) integriert werden zu

$$p_2 - p = \rho \cdot \bar{\beta}_0^2 \cdot \frac{r_2^2 - r^2}{2} \quad (16)$$

bzw.

$$p_2 - p_W = \rho \cdot \bar{\beta}_0^2 \cdot \frac{r_2^2 - r_W^2}{2}. \quad (17)$$

Führen wir die Integration aus Gln. (15) von einer beliebigen Grenze  $r$  bis  $r_2$ , so läßt sich aus Messungen des statischen Druckverlaufes entlang der Gehäusewand die Winkelgeschwindigkeit

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot (p_2 - p)}{\rho \cdot (r_2^2 - r^2)}} \quad (18)$$

ermitteln.

Die druckseitige Axialdruckkraft ergibt sich dann aus Gln. (8)a und Gln. (16) zu

$$F_D = \int_0^{2\pi} \int_{r_W}^{r_2} \left[ p_2 - \left( \rho \cdot \beta^2 \cdot \frac{r_2^2 - r^2}{2} \right) \right] r dr d\phi. \quad (19)$$

Unter den Annahmen rotationssymmetrischer Druckverteilung läßt sich Gln. (19) integrieren zu

$$F_D = \pi \cdot (r_2^2 - r_W^2) \cdot \left( p_2 - \rho \cdot \frac{\beta^2}{2} \cdot r_W^2 \right). \quad (20)$$

Für den in der Praxis häufig angenommenen Fall von  $\beta/\omega = 0,5$  ergibt sich aus Gln. (20) die bekannte Beziehung

$$F_D = \pi \cdot (r_2^2 - r_W^2) \cdot \left( p_2 - \rho \cdot \frac{\omega^2}{8} \cdot r_W^2 \right) \quad (21)$$

#### 4.2.1.2 Druckkraft im durchströmten Radseitenraum

Wird die Strömung im Radseitenraum zusätzlich von einer radialgerichteten Geschwindigkeitskomponente überlagert, so kann nicht mehr von einer *solid-body*-Rotation des eingeschlossenen Fluides ausgegangen werden. Der radiale Druckaufbau wird nun je nach Richtung der Querströmung (zentrifugal/zentripetal) vom nicht-durchflossenen Fall abweichen, und zwar um so stärker, je höher die Radialgeschwindigkeit bzw. die Durchströmung des Seitenraumes ist.

In der folgenden Betrachtung wird davon ausgegangen, daß die Druck- und Geschwindigkeitsverteilung rotationssymmetrisch und somit lediglich vom Radius abhängig ist.

Aus dem Kräftegleichgewicht eines Massenteilchens der Radseitenraumströmung mit radialer Durchströmung ergibt sich nach Bild 25b

$$p dA + K - \left( p + \frac{\partial p}{\partial r} dr \right) dA = -dm \cdot r \quad (22)$$

wobei  $\ddot{r} = dc_r/dt$  im gewählten Koordinatensystem für die zentrifugale Beschleunigung der Querströmung steht. Mit Gln. (10) und Gln. (11) und unter Berücksichtigung von  $dr/dt = c_r$  erhalten wir durch Umformen

$$\rho \cdot r \cdot \beta^2 \cdot dr - dp = \rho \cdot c_r \cdot dc_r. \quad (23)$$

Aus dem Massenerhaltungssatz für inkompressiblen Medien  $Q_{Sp} = c_r \cdot A$  mit der für den allgemeinen Fall einer vom Radius abhängigen Seitenraumbreite gebildeten Durchtrittsfläche  $A = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot b(r)$  läßt sich für die Radialkomponente der Strömungsgeschwindigkeit  $c_r$  schreiben

$$c_r = \frac{Q_{Sp}}{2 \cdot \pi \cdot r \cdot b(r)}. \quad (24)$$

Somit kann nach Einsetzen in Gln. (23) und Umformen ein Ausdruck zur Bestimmung der radialen Druckverteilung angegeben werden:

$$p_2 - p = \int_p^{p_2} dp = \int_r^{r_2} (\rho \cdot r \cdot \beta^2) dr - \rho \frac{Q_{Sp}^2}{(2\pi)^2} \int_r^{r_2} \left( \left( 1 + \frac{db/dr}{b/r} \right) \cdot \frac{1}{r^2 \cdot b} \right) dr. \quad (25)$$

Während die Breite  $b$  durch die Geometrie der Maschine bestimmt wird und für  $b = b(r)$  eine eindeutige Beziehung hergeleitet werden kann, ist die Winkelgeschwindigkeit des Fluides  $\beta$  von der Intensität der radialen Durchströmung, d.h. vom Leckstrom  $Q_{Sp}$ , abhängig, der im Regelfall unbekannt ist. Eine zuverlässige Aussage über die Größe von  $Q_{Sp}$  ist jedoch entscheidend für die Bestimmung des Druckverlaufes im saugseitigen Radseitenraum, wie aus Gln. (25) deutlich wird.

Ist eine Aussage über die Intensität der Durchströmung möglich, so kann die Winkelgeschwindigkeit  $\beta$  bei bekanntem Druckverlauf aus Gln. (23) und Gln. (25) bestimmt werden über die Beziehung

$$\beta = \sqrt{\frac{dp/dr}{\rho \cdot r} - \frac{1}{r^2} \cdot \frac{Q_{Sp}^2}{2\pi r b} \cdot \left( 1 + \frac{db/dr}{b/r} \right)}. \quad (26)$$

#### 4.2.2 Einfluß der Spiralenströmung (asymmetrische Druckverteilung)

Für nur einen Betriebspunkt auf der Kennlinie, i.d.R. den Auslegungspunkt, kann von einer rotationssymmetrischen Druckverteilung, also  $p \neq p(\phi)$ , ausgegangen werden. Bei allen anderen Betriebspunkten ist der Druck am Laufradaustritt infolge des Druckaufbaus in der Sammelspirale vom Drehwinkel  $\phi$  abhängig. Auch in radialer Richtung kann sich diese Abhängigkeit bis zur Spaltdichtung wirksam werden und u.U. sogar mit der Spaltströmung selbst und den Strömungsvorgängen am Laufradeintritt gekoppelt sein, wie die Ergebnisse dieser Arbeit zeigen.

Die Berücksichtigung dieser Einflüsse auf die Druckverteilungen entlang beider äußerer Laufradseiten ist in einer allgemein gültigen Form extrem schwierig, denn es müßten hierfür zum einen die physikalische Gesetzmäßigkeiten von teilweise streng räumlichen Strömungsvorgängen (Strömungen im Laufradein- und -austritt, im der Spirale einschl. Sekundärströmungen, in den Radseitenräumen sowie in den Dichtspalten) nicht nur beschrieben, sondern auch mathematisch formuliert werden können. Diese Beschreibungen sollten zudem die wechselseitige Beeinflussung dieser Strömungen im gesamten Zusammenhang berücksichtigen, und letztlich zuverlässige quantitative Aussagen erlauben.

Eine derartige Lösung, die eine integrale Betrachtung der eben beschriebenen Vorgänge in Turbomaschinen ermöglichen könnte, ist bis heute –trotz der intensiven Forschung und Fortschritten auf dem Bereich der Strömungsnumerik– nicht verfügbar und wird in absehbarer Zeit auch nicht verfügbar sein.

Dem Verfasser ist lediglich eine Arbeit bekannt, in der versucht wird, den Einfluß unsymmetrischer Druckverteilung (auch beiderseits des Laufrades) auf den Axialschub rechnerisch zu berücksichtigen. In der bereits zitierten Arbeit von RIS ET AL. [108] stellen sie anhand von Meßergebnissen an einem Radialverdichter mit Spiralgehäuse fest, daß außerhalb des Auslegungspunktes die Druckverteilungen in beiden Radseitenräumen nicht nur radien- und winkelabhängig sind, sondern selbst am Laufradaustritt voneinander abweichten. Aufgrund der unsymmetrischen Druckverteilungen stimmt die Wirkungslinie der resultierenden Axialkraft nicht mehr mit der Laufradachse, was in Verbindung mit der auf diese senkrecht wirkenden Radialkraft zu einem Biegemoment führt, der die Welle zusätzlich belastet.

Die Komponenten des sich aus den Druckkräften ergebenden Biegemomentes lassen sich bestimmen aus

$$M_x = \int_{r_{Sp} 0}^{r_2 2\pi} \int_0^{2\pi} (p_D - p_S) \cos \phi d\phi r^2 dr + \int_{r_W 0}^{r_{Sp} 2\pi} \int_0^{2\pi} p_D \cos \phi d\phi r^2 dr \quad (27)$$

und

$$M_y = \int_{r_{Sp} 0}^{r_2 2\pi} \int_0^{2\pi} (p_D - p_S) \sin \phi d\phi r^2 dr + \int_{r_W 0}^{r_{Sp} 2\pi} \int_0^{2\pi} p_D \sin \phi d\phi r^2 dr, \quad (28)$$

wobei das resultierende Moment  $M$  aus der vektoriellen Addition

$$M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} \quad (29)$$

ergibt.

### 4.3 Statischer Druck am Laufradeintritt

Der vor dem Laufrad auf die –projizierte– Eintrittsfläche  $A_0^*$  herrschenden statische Druck  $p_0$  übt eine Kraft

$$F_0 = p_0 \cdot A_0^*, \quad (30)$$

die gemäß Bild 24 in Strömungsrichtung wirkt, mit  $A_0^* = \pi \cdot r_{Sp}^2$ .

Je nach Einbauverhältnis der Saugleitung (Saug- oder Zulaufhöhe) und Anforderung an das Förderverhalten der Maschine (z.B. NPSH-Wert) herrscht am Laufradeintritt ein statischer Druck, der in den meisten Fällen vom Atmosphärendruck deutlich abweichen kann. Unter optimalen Arbeitsbedingungen, d.h. in der Nähe des Auslegungspunktes und bei entsprechenden langer Vorlaufstrecke, kann in der Saugleitung von einer vollausgebildeten Strömung bis kurz vor dem Laufrad ausgegangen werden. Der statische Druck kann als konstant über die gesamte Querschnittsfläche betrachtet werden.

Liegt der Arbeitspunkt deutlich unterhalb des Auslegungspunktes, so führt Rückströmung aus dem Laufrad (vgl. Kap. 2.4.1) zur Energieerhöhung des Fluides vor den Schaufeleintrittskanten, die sich in Gestalt eines rotierenden Wirbels, den sog. *Teillastwirbel*, äußert. Der Druck über dem Radius ist hier nicht mehr konstant über dem Radius. Der Einfluß des sich dabei ergebende lastabhängigen Beitrages der Druckkraft, auf den Axialschub ist in der Fachliteratur bisher nicht behandelt worden. Die im Kap. 6.4 detailliert beschriebenen Ergebnisse der Untersuchung dieses Phänomens zeigen, daß dieser Anteil unter Umständen (z.B. bei großen, ohne Leitgittern versehenen Eintrittsquerschnitten und großen Maschinen niedriger spezifischer Drehzahl  $n_q$ ) bedeutend sein kann.

So muß Gln. (30) strenggenommen allgemein formuliert werden als

$$F_0 = \int_{A_0^*} p(r, Q) dA. \quad (31)$$

#### 4.4 Wellendruckkraft

Verknüpft mit dem Druck in der Saugleitung ist bei einstufigen Turbomaschinen mit fliegender Lagerung die Kraft, die sich aus dem Produkt des Wellenquerschnitt  $A_W$  an der Gehäusedurchführung mit dem Über- bzw- Unterdruck am Laufradeintritt ergibt:

$$F_W = (p_0 - p_{at}) \cdot A_W. \quad (32)$$

In der Regel ist der Betrag dieser Kraft klein im Vergleich zu den Druckkräften an beiden Seitenwänden des Laufrades und wird daher in der Praxis häufig vernachlässigt.

#### 4.5 Empirische Berechnungsmethoden

Der Axialschub in radialen Turbomaschinen wird in der Regel vereinfachend als die Differenz zweier grosser Druckkräfte angesehen, nämlich der Kräfte, die sich aus den Drücken ergeben, die auf die Oberflächen der Laufradseiten wirken, und der Impulskraft. In der Literatur werden andere Kräfte, die im Vergleich zu den eben genannten Druckkräften klein sind, häufig vernachlässigt (u.a. [31], [85], [98], [99], [100], [115], [131], [135], [142]).

In der Praxis wird die Axialkraft häufig mit Hilfe empirischer Formeln bestimmt, in denen neben der Dichte  $\rho$  und dem Laufradaußendurchmesser noch  $d_2$  die Förderhöhe  $H$  der Maschine als bestimmende Größen herangezogen werden, gemäß der bereits von PFLEIDERER [98] angegebenen Überschlagsformel:

$$F_{ax} = K \cdot \rho \cdot g \cdot H \cdot d_2^2. \quad (33)$$

Der Koeffizient  $K$  stellt den Korrekturfaktor dar, der je nach Autor von der spezifischen Drehzahl  $n_q$  und/oder der Spaltweite im saugseitigen Dichtring abhängig ist. Führen wir die dimensionslose Schubzahl

$$\alpha = \frac{F_{ax}}{\rho \cdot \omega^2 \cdot r_2^4} \quad (34)$$

und die Druckzahl

$$\psi = \frac{2 \cdot g \cdot H}{u_2^2} \quad (35)$$

ein und berücksichtigen, daß  $u_2 = \omega \cdot r_2$  und  $D_2 = 2 \cdot r_2$  ist, so erhalten wir nach Einsetzen in Gln. (33) den Ausdruck

$$\alpha = 2 \cdot K \cdot \psi \quad (36)$$

in dem die Druckzahl  $\psi$  als einzige zu berücksichtigende Variable erscheint.

Wie in der vorliegenden Arbeit gezeigt wird, läßt im Falle einer freien Zulaufströmung (keine Leitschaufeln bzw. -bleche) ergebende Axialschubverlauf nicht allein durch die Drosselkennlinie erklären (vgl. hierzu Kap. 6.5.4 und Bild 52 und Bild 54). So verläuft der Axialschub für  $\varphi/\varphi_{\text{opt}} < 0,85$  nahezu konstant über dem Durchsatz, während die zugehörige  $\psi$ - $\varphi$ -Kennlinie einen bis 30 % Teillast stetig steigenden Verlauf aufzeigt, um erst dann zu  $Q = 0$  hin wieder abzufallen.

Für den dimensionslose Faktor  $K$  in Gln. (33) wurde von PFLEIDERER [98] der Ausdruck

$$K = 3,65 \cdot n_q \quad (37)$$

vorgeschlagen.

In einem etwas erweiterten Ansatz, in dem neben den Druckkräften am Laufrad auch die Impulsänderungskraft einbezogen ist, wird in [65] die Abhängigkeit des Beiwertes  $K$  in Gln. (33) von der spezifischen Drehzahl  $n_q$  über die Geometrie des Laufrades berücksichtigt. Mit  $K = \alpha_K \pi/4$  geben sie für den Axialschubbeiwert  $\alpha_K$  den Ausdruck

$$\alpha_K = 0,5 \left( \frac{d_{Sp}}{d_2} \right)^3 + 0,09 \quad (38)$$

an, der in einen Bereich von  $6 < n_q < 130$  1/min für Durchflußwerte von  $0,8 < Q/Q_{opt} < 1,0$  und Dichtspalte von  $s = 0,1$  mm (bei Verdoppelung des Spaltes wird ein um 8 % höherer Wert für  $\alpha_K$  vorgeschlagen) gelten soll.

Darüber hinaus sind weitere analytische Berechnungsverfahren bekannt (u.a. [6], [9], [32], [78], [84], [114], [127], [139], [162]) die jedoch nur für den Fall rotationssymmetrischer Strömung, dh. für den Auslegungspunkt, gelten. Diese setzten wesentliche Annahmen bezüglich dem inneren Energieaustausch und der Grenzschichten zur Bestimmung der Winkelgeschwindigkeit in den Radseitenräumen, die ihre praktische Anwendung bisher stark einschränkten. Die wichtigsten dieser Verfahren wurden im Rahmen verschiedener Studien im Vorfeld dieser Arbeit untersucht, teilweise auf die hier untersuchte Maschine angepaßt bzw. erweitert ([41], [88], [117]). Zusammenfassend kann gesagt werden, daß ihre Anwendung auf dem Bestpunkt u.U. Axialschubwerte liefert, die mit denen der beiden vorgestellten empirischen Methoden vergleichbar sind. Sie führen außerhalb des Bestpunktes jedoch zu großen Abweichungen im Vergleich mit den Meßergebnissen.



## 5 Versuchseinrichtungen

### 5.1 Prüfstands Aufbau

Ein eigens für optische Untersuchungen konzipierter Versuchsstand wurde für die experimentellen Arbeiten so ausgebaut, daß sowohl detaillierte stationäre und instationäre Druckmessungen als auch optische Untersuchungen der Strömung in Kreiselpumpen möglich sind. Behälter, Leitungen und Armaturen des Versuchsstandes sind vollständig aus korrosionsbeständigem Material gefertigt.

Der Prüfstand besteht aus einem geschlossenen Kreislauf mit Vorratsbehälter, der zur Beruhigung der Strömung dient und in dem ein Kühlkreislauf integriert ist. Die Versuchspumpe und der Vorratsbehälter sind durch PVC-Rohrleitungen (DN100 druckseitig und DN125 saugseitig) verbunden.

Der Prüfstand erlaubt den Betrieb der Kreiselpumpen im gesamten Arbeitsbereich im Drehzahlbereich von  $n = 0 \dots 2000$  1/min, wobei die Betriebsgrenzen durch die maximale Leistungsabgabe des hydrostatischen Antriebs (32 kW) bestimmt werden.

Zwei innen mit Kunststoff beschichtete Ventile mit elektrisch gesteuerten Stellantrieben unterschiedlicher Anschlußdurchmesser (DN100 bzw. DN80) dienen zur Grob- bzw. Feinregulierung der Fördermenge.

### 5.2 Versuchspumpe

Alle Untersuchungen wurden an einer handelsüblichen einstufigen, einflutigen Kreiselpumpe mit Spiralgehäuse (EN 100-315) nach DIN EN 733 (früher DIN 24 255) mit geschlossenem Laufrad durchgeführt, Bild 26. Die wichtigste geometrische Daten können *Tabelle 1* entnommen werden.

Der Arbeitspunkt besten Wirkungsgrades bei der Nenndrehzahl  $n = 1450$  1/min wurde in eigenen Versuchen zu  $Q_{\text{opt}} = 190$  m<sup>3</sup>/h und  $H_{\text{opt}} = 35$  m bestimmt, womit eine spezifische Drehzahl

$$n_q = n \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (39)$$

von  $n_q = 23,1$  1/min ermittelt wurde. Beide ursprünglich im Einlauf vorhandene feste Leiterschaukeln wurden für die Untersuchungen entfernt.

Das Gehäuse der Versuchspumpe wurde mit zahlreichen Meßbohrungen versehen, die sowohl stationäre als auch instationäre Messungen statischer Drücke, sowie Sondenmessungen an ausgewählten Stellen ermöglichen.

In Bild 27 sind alle am saugseitigen Radseitenraum angebrachten Druckmeßbohrungen abgebildet. Sie sind auf vier Radian über sechs Winkel gleichmäßig verteilt. Zusätzliche Bohrungen sind am Eintritt des Radseitenraumes (Laufradaustrittsdurchmesser) im Bereich um

die Spiralenzunge angebracht. Die Meßstellen sind mit einem Buchstaben für den Radius und einer dem Winkel entsprechenden Zahl gekennzeichnet. Z.B. liegt die Meßstelle  $e78$  auf dem Radius  $e$  ( $r_e = 0,144$  m) um  $78^\circ$  von der Mittellinie des Druckstutzens (vgl. Bild 27).

Zur Messung der Drücke im druckseitigen Radseitenraum wurden Meßbohrungen an drei Radien angebracht, die sich an der Geometrie des Pumpendeckels orientieren mußten (Bild 28). Am äußersten Radius ( $Ra$ ) wurde sechs und am mittleren ( $Rm$ ) drei Meßbohrungen gleichmäßig über den Umfang verteilt. Eine Meßstelle wurde am inneren Radius  $Ri$  angebracht.

Die Drücke am saugseitigen Ringspalt wurden an vier Stellen über dem Umfang gemessen. Die Meßstellen vor dem Spalt ( $vsp$ ) liegen aus Platzgründen auf einen größeren Durchmesser als die mit  $c$  bezeichneten Meßstellen; die Meßstellen hinter dem Spalt ( $hsp$ ) sind unmittelbar nach dem Spaltaustritt plaziert (vgl. Bild 29).

Die Radien für alle saugseitigen Meßbohrungen sind in Tabelle 2 aufgelistet.

Zur Bestimmung der Förderhöhe  $H$  wurden ebenfalls die statischen Drücke vor (Meßstelle  $s$ ) und hinter (Meßstelle  $d$ ) der Pumpe nach DIN 1944 erfaßt.

Alle Bohrungen wurde mit Schnellschlußkupplungen zum Anschluß der Meßleitungen versehen.

Aufgrund der relativ großen Fertigungstoleranzen für genormte Serienprodukte wie es bei der hier eingesetzten Kreiselpumpe der Falls ist, und um eine möglichst hohe Reproduzierbarkeit der Meßergebnisse – besonders vor dem Hintergrund des sich als notwendig erwiesenen häufigen Ein- und Ausbauen der Pumpe bei den Versuchen mit dem induktiven Meßring – erzielen zu können, war es erforderlich Gehäuse und Läufer (Lagerbock, Gehäusedeckel und Welle) in einer exakt definierten Position zueinander zu bringen. Dazu wurden zwei Stiftschrauben des Gehäuses durch Kegelstifte ersetzt. Der Läufer wurde zudem auf einem Schlitten fixiert und über zwei Metallstangen mit Linearlagern geführt, um eine möglichst genau axiale Einführung des Laufrades zu gewährleisten.

### 5.3 Meßtechnik

Zur Messung der Drücke wurden im Institut für Strömungsmaschinen entwickelte piezoresistive Differenzdruckaufnehmer eingesetzt, die ursprünglich für den Einsatz an Verdichtern mit Luft als Arbeitsmedium konzipiert waren. Zwischen den Meßstellen und den Druckaufnehmern, die über Kunststoffschläuche verbunden sind, wurden daher Druckausgleichsgefäße angeschlossen, die für eine Trennung von Flüssigkeit und Luft zum Schutz der Aufnehmer sowie für eine Dämpfung von Druckschwankungen sorgten. Durch entsprechenden Abbläseventile bzw. Druckluftanschlüssen wurde vor jeder Messung der Wasserspiegel in allen Behältern auf eine gleiche Höhe (etwa der Mittelachse der Saugleitung) eingestellt. Die Meßbereiche der eingesetzten Aufnehmer richtete sich nach den zu messenden Druckwerten und betragen  $\pm 2$  bar bzw.  $\pm 7$  bar mit einer Meßgenauigkeit von  $\pm 0.5$  % vom Meßbereichsendwert.

Die Fördermenge  $Q$  wurde mit Hilfe eines magnetisch-induktiven Durchflußmeßgeräts der Fa. Altometer (Typ K310) mit einem Meßbereich von  $Q = 0 \dots 200 \text{ m}^3/\text{h}$  und einer Meßgenauigkeit von  $\pm 1 \%$  des Meßwertes bestimmt.

Die Drehzahl wird mit einem am hydrostatischen Antrieb mitlaufenden Tachogenerator gemessen, der eine der Drehzahl direkt proportionale Spannung erzeugt. Das Ausgangssignal wurde zuvor mit Hilfe einer Stroboskoplampe kalibriert.

Das zur Leistungsaufnahme notwendige Antriebsdrehmoment wird mittels einer zwischen Antriebsmotor und Axialschubvorrichtung gebauten Meßnabe (DMI 10) ermittelt.

Zur Kontrolle und Erfassung der Wassertemperatur im Kreislauf wird ein NiCr-Ni-Thermoelement mit Eiswasser als Referenzpunkt eingesetzt.

Alle Meßgrößen werden mit Hilfe einer elektronische rechnergesteuerte Datenerfassungsanlage nahezu zeitgleich aufgenommen. Alle 51 Drucksignale und restliche Meßdaten werden in einem Zeitintervall von weniger als zwei Sekunden erfaßt, auf physikalische Einheiten umgerechnet, und falls erforderlich (z.B. Leistung, Förderhöhe usw.) berechnet. Während der Messung wurden alle Meßwerte und den jeweiligen arithmetischen Mittelwert über 10 Meßzyklen angezeigt und erst nach Feststellung eindeutiger Ausharrung gespeichert.

Für die Strömungsuntersuchungen wird eine ursprünglich für den Einsatz in Radialverdichtern konstruierten Dreiloch-Kobrasonde benutzt.

## 5.4 Apparatur zur Axialschubbestimmung

### 5.4.1 Beschreibung

Zur Bestimmung des Axialschubes wurde eine neue Meßapparatur entwickelt und konstruiert [89]. In Bild 30 wird eine Schnittzeichnung der Versuchspumpe samt Vorrichtung zur Axialkraftmessung gezeigt. Die Lagerung der Pumpenwelle wurde hierzu verändert; an den das Förderverhalten der Pumpe bestimmenden Teilen (Laufrad, Gehäuse und Deckel) wurden jedoch keine konstruktiven Änderungen vorgenommen.

Ausgehend von ersten statischen Druckmessungen an verschiedenen Stellen des Spiralgehäuses der Versuchspumpe und unter vereinfachenden Annahmen über die Druckverteilungen wurde der resultierende Axialschub auf die Pumpenwelle grob berechnet und die Apparatur zur Kraftmessung dimensioniert.

Die Messung der Axialkraft erfolgt über drei Kraftaufnehmer (10) in Vollbrückenschaltung mit integrierten Signalverstärkern (Firma *Entran Sensoren GmbH*). Die gewählten Sensoren sind für Zug- und Druckbelastungen werkseitig für einen Meßbereich von bis zu 2500 N ausgelegt und kalibriert sowie für einen Temperaturbereich zwischen 20 °C und 80 °C elektronisch kompensiert. Die vom Hersteller angegebene und aus Hysterese und Nicht-Linearität zusammengesetzte Meßgenauigkeit beträgt 1 %.

Beide serienmäßig eingebauten Rillenkugellager wurden durch einreihige, abgedichtete Nadellager (8) mit entsprechenden Lagersitzen ersetzt. Durch Verwendung von breiteren

Lager-Innenringen wird eine geringere axiale Verschiebung der Pumpenwelle von etwa  $\pm 1,5$  mm ermöglicht um zu gewährleisten, daß durch die Lager keine Axialkräfte übertragen werden können. Darüber hinaus kann hierdurch auch im zusammengebauten Zustand die exakte Stellung des Läufers zum Gehäuse eingestellt werden.

Eine formschlüssige Kupplung sorgt für die Übertragung des Drehmomentes zwischen Antriebsmotor und Pumpenwelle. Sie ist derart konstruiert, daß auch hier keine Axialkräfte übertragen werden können. Die pumpenseitige Kupplungshälfte besteht aus einem Nabenkörper (2), in dem drei Linearkugellager (12) um  $120^\circ$  versetzt angeordnet, eingebaut sind. Das Antriebsdrehmoment wird über drei gehärtete Bolzen (14) übertragen, die in den Kugelbuchsen der Linearlager leicht rollen können und die sich in den mit Spielpassung versehenen Bohrungen der antriebsseitigen Kupplungshälfte (15) abstützen. Der Nabenkörper kann mit Hilfe der Verstellvorrichtung (1) auf dem Wellenende justiert und das Laufrad gegenüber dem Pumpengehäuse positioniert werden.

Die Resultierende der am Laufrad wirkenden Axialkräfte wird über die Pumpenwelle, das auf der Kupplungsnahe (2) angebrachte Doppel-Schräggugellager (11) und die Trägerscheibe (3) auf die Kraftaufnehmer (10) übertragen. Die Kraftaufnehmer werden mittels einer zweiten Trägerscheibe (5), die als Sitz des antriebsseitigen Radiallagers ausgeführt ist, am Lagerbock über Schrauben befestigt. Das zweireihige Schräggugellager ist beidseitig mit nicht-schleifenden Deckscheiben abgedichtet. Dadurch wird das Reibmoment und die daraus resultierende Querkraftbelastung der Kraftaufnehmer minimiert.

Die drei Kraftaufnehmer sind auf einem Teilkreis unter einem Winkel von  $120^\circ$  versetzt angeordnet. Die Mittelpunkte der Sensoren bilden ein gleichseitiges Dreieck, dessen Flächenschwerpunkt mit dem Teilkreismitelpunkt und der Wellenmittellinie und somit mit der Wirkungslinie des Axialschubes zusammenfällt. Diese dem *build up*-Prinzip [154] entsprechende Anordnung der Kraftaufnehmer bietet den Vorteil, den Meßbereich des gesamten Systems um den Faktor 3 gegenüber dem Nennbereich der einzelnen Aufnehmer erweitern zu können, ohne Einbußen an Meßgenauigkeit und -empfindlichkeit gegenüber den Einzelaufnehmern.

Bild 31 zeigt die Versuchspumpe mit der Axialschubmeßvorrichtung und Drehmomentenmeßwelle.

#### 5.4.2 Anordnung zur Kalibrierung der Kraftmeßapparatur

Zur Prüfung und Kalibrierung der beschriebenen Kraftmeßapparatur wird die gesamte Meßanordnung mit einer exakt bekannten Axialkraft belastet. Um dies auch bei rotierender Pumpenwelle ermöglichen zu können, wurde eine Kalibriervorrichtung konstruiert und eingesetzt, wie sie in Bild 32 gezeigt wird.

Die Kalibrierung erfolgt ohne Laufrad, wobei die Referenzkraft wie im praktischen Betrieb stets zur Saugseite hin gerichtet ist. Die Kraft wird über einen auf dem saugseitigen Gehäusesflansch abgestützten Zuganker eingeleitet. Die Verbindung der drehenden Pumpenwelle

mit dem stehenden Zuganker (20) erfolgt über den auf das saugseitige Wellenende aufgeschraubten Lagerträger (18) und das doppelreihige Schrägkugellager (19).

Eine am Zuganker befestigte Kraftmeßdose (22) dient zur Messung der eingeleiteten Kraft. Die Größe der Referenzkraft wird durch Anziehen einer Mutter an der Vorspannachse (23) mit Feingewinde eingestellt. Die Zugvorrichtung, samt Meßdose und Vorspannachse, wird gegenüber dem Pumpengehäuse über den Abstützzyylinder (21) und die Flanschplatte (27) abgestützt. Eine Absenkung mit entsprechender Spielpassung in der Flanschplatte sorgt für die Zentrierung der Zugvorrichtung im spannungslosen Zustand. Die Konstruktion ermöglicht zudem die Verstellung der Referenzkraft während des Betriebes.

Bei der verwendeten Kraftmeßdose handelt es sich um einen Kraftaufnehmer der Firma *Hottlinger (HBM) GmbH* mit der Bezeichnung Z4 und einem Meßbereich bis zu 10 kN. Die Signalaufbereitung erfolgt durch einen Trägerfrequenz-Meßverstärker desselben Herstellers. Die vom Hersteller angegebene Meßgenauigkeit beträgt  $< \pm 2 \%$ .

## 5.5 Entwicklung einer Meßtechnik zur Bestimmung des Spaltstromes

Zur Bestimmung der Leckmenge durch Ringspalte zwischen Laufrad und Gehäuse von Kreiselpumpen werden meistens empirische Rechenmethoden eingesetzt, die auf der Grundlage von experimentellen Untersuchungen an stark vereinfachten Modellprüfständen bzw. an konstruktiv stark veränderten Versuchsmaschinen (z.B. durch Umleitung des Leckstromes) entwickelt wurden. Derartige Untersuchungen liefern wichtige grundlegende Erkenntnisse über das Verhalten der Spaltströmung; die komplexen Wechselwirkungen mit Strömungsvorgängen vor und nach dem Dichtspalt, wie sie in der realen Maschine vorkommen, bleiben jedoch unberücksichtigt. Beispielsweise können die unter vereinfachten Bedingungen (axiale und symmetrische Anströmung) ermittelten Form- und Strömungsverluste von Dichtspalten nur bedingt auf die Verhältnisse in einer realen Kreiselpumpe, in der die Spaltstromverluste u.a. von der Drallintensität der Eintrittsströmung abhängig sein können [59], übertragen werden.

Es ist bis heute kein Meßverfahren bekannt, das eine direkte und zuverlässige Bestimmung des Spaltstromes in Kreiselpumpen unter normalen Betriebsbedingungen, ohne die Strömungsverhältnisse zu beeinträchtigen, ermöglicht.

Eine zuverlässige Aussage über die in der realen Maschine entstehenden Leckagen, besonders der saugseitigen Spaltströme, ist von zentraler Bedeutung für die Bestimmung der Verluste und des Wirkungsgrades –und somit zur Beurteilung des Betriebsverhaltens– von Kreiselpumpen.

So konnte im Rahmen experimenteller Untersuchungen an Spiralgehäusepumpen verschiedener spezifischer Drehzahlen ([134]) ein deutlicher Einfluß der Größe des saugseitigen Ringspalt auf die Betriebskennlinien (sowohl im Pumpen- als auch im Turbinenbetrieb) über den gesamten Arbeitsbereich festgestellt werden. Bei den dabei ermittelten Förderhöhen- und Wirkungsgradeinbußen von bis zu 8,5 Prozentpunkten (bei einer vierfachen Vergrößerung der Originalspalte) wurde von einem direkten Zusammenhang zwischen

Spaltweite und Größe des Spaltstromes ausgegangen; eine Quantifizierung der Leckverluste –und somit eine Trennung der volumetrischen und reibungsbedingten Verluste– anhand der gewonnenen Meßdaten war nicht möglich.

Dies bildete den Ansporn zur Entwicklung einer geeigneten Meßmethode, die die zuverlässige und rückwirkungsfreie Bestimmung der Leckmenge in Dichtspalten erlaubt.

Zu Beginn der Entwicklungsarbeiten wurden verschiedene Verfahren zur Durchflußmessung hinsichtlich Eignung respektive Anpassungsmöglichkeit für den vorgesehenen Einsatz verglichen, von denen die bei Rohrströmungen bewährte Methode der magnetisch-induktiven Durchflußmessung den größten Erfolg versprach.

Ausgegangen wurde von einem handelsüblichen, auf dem magnetisch-induktive Prinzip basierenden System zur Durchflußmessung bestehend aus Meßwandler (Aufnehmer) und Meßumformer. Während die Versorgung des Meßaufnehmers und die Aufbereitung des Ausgangssignals durch einen zugekauften elektronischen Meßumformer erfolgen sollte, konzentrierten sich die Arbeiten auf die Anpassung des Meßaufnehmers an die geometrischen Gegebenheiten der Versuchspumpe.

Die Entwicklung, Konstruktion und Erprobung der neuen Meßmethode waren Gegenstand langjähriger Arbeiten. Da eine eingehende Beschreibung der Entwicklung weit über den Rahmen der vorliegenden Arbeit hinaus gehen würde, sei hier lediglich auf Berichte [104], [106] u. [105] verwiesen, in denen auf unterschiedliche Stadien der Entwicklungsarbeiten eingegangen wird. Die Erläuterung in den folgenden Abschnitten beschränkt sich daher auf die zuletzt konstruierte und eingesetzte Ausführung ([8]).

### 5.5.1 Beschreibung der Meßmethode

Bei der hier eingesetzten Meßmethode wird das Ziel verfolgt, den im Gehäuse von Kreiselpumpen serienmäßig eingebauten Spaltring (vgl. Bild 29) durch einen neuen Ring identischer Abmessungen, in dem ein Meßmodul –der eigentliche Meßaufnehmer– eingebaut ist, zu ersetzen.

Das Meßsystem arbeitet nach dem Wirkprinzip herkömmlicher magnetisch-induktiver Durchflußmeßgeräte (IDM) für Rohrströmungen elektrisch leitfähiger Fluide. Es beruht auf dem sogenannten Faradayschen Induktionsgesetz: In einem elektrisch leitenden Fluid, das durch ein Magnetfeld fließt, entsteht ein zur Fließgeschwindigkeit  $c$  proportionales elektrisches Feld der Feldstärke  $E$ , das senkrecht zur Strömungsrichtung und zum Magnetfeld  $B$  gerichtet ist (Bild 33). In Vektorschreibweise ergibt sich folgender Ausdruck:

$$\vec{E} = \vec{c} \times \vec{B} \quad (40)$$

Das so entstandene Spannungspotential wird bei der Rohrströmung über zwei Elektroden als Meßspannung  $U_M$

$$U_M = k \cdot d \cdot B_y \cdot \vec{c} \quad (41)$$

abgegriffen, wobei  $k$  eine konstruktionsabhängige Konstante darstellt, in der u.a. die begrenzte Homogenität des Magnetfeldes der realen Meßanordnung über die gesamte Strömung berücksichtigt wird,  $d$  für den Rohrdurchmesser,  $B_y$  für die senkrecht zur Fließgeschwindigkeit und zur Elektrodenebenen gerichteten Teil des Magnetfeldes und  $\bar{c}$  für die über den Querschnitt des Rohres gemittelte Geschwindigkeit des Mediums stehen.

Die magnetisch-induktive Meßmethode hat sich in der Praxis als genau und sehr zuverlässig bewährt und gilt heute als Standard zur Durchflußmessung von Flüssigkeiten in Rohrleitungen. Entscheidend für den Einsatz diese Methode ist [37]:

- ▶ Die Messung ist unabhängig von den physikalischen Eigenschaften des Mediums.
- ▶ Das Verfahren eignet sich auch zur Messung von Mehrphasenströmungen.
- ▶ Magnetisch-induktive Durchflußmesser weisen eine hohe Linearität über einen großen Meßbereich auf.
- ▶ Der magnetisch-induktive Durchflußmesser mißt stets die über den Querschnitt gemittelte Strömungsgeschwindigkeit.
- ▶ Die Anzeige ist unabhängig vom Strömungsprofil und vom Strömungszustand.
- ▶ Das Verfahren erfordert keine Veränderung der Strömungsgeometrie und somit wird die Strömung nicht beeinflusst.

Da die bei einem zeitlich konstanten Magnetfeld induzierte Meßspannung ein Bruchteil der Störspannung sein kann, die durch elektrochemische Kontaktpotentiale entsteht und diese ihrerseits u.a. von Geschwindigkeit, Temperatur und Druck abhängig ist, haben sich in der Praxis im wesentlichen zwei Methoden zur Trennung von Nutz- und Störspannungen durchgesetzt [37]:

- ▶ Durchflußmessung mit einem Wechselfeld: Die Magnetspulen werden mit einem Wechselstrom gespeist; als Ausgangssignal erhält man eine Wechselspannung.
- ▶ Verwendung eines pulsierenden (geschalteten) Gleichfeldes: Die Feldspulen werden mit einem periodisch abgeschalteten Gleichstrom gespeist. Die Nutzspannung wird aus der Differenz zwischen den Meßspannungen bei eingeschaltetem und ausgeschaltetem Magnetfeld gewonnen.

Die Versorgung der Feldspulen sowie die Trennung von Stör- und Nutzsignal erfolgt durch elektronische Meßumformer.

Insbesondere die Aussicht, den Leckvolumenstrom durch den Dichtspalt einer Kreiselpumpe mit Hilfe dieses Meßprinzips rückwirkungsfrei bestimmen zu können, indem der vorhandene Spaltring lediglich durch einen Ring gleicher Abmessungen mit integriertem Meßwandler ersetzt wird, war der Ansporn für die Entwicklung eines entsprechenden Meßgerätes.

### 5.5.2 Übertragung der magnetisch-induktiven Meßmethode auf konzentrische Ringspalte

Die Überlegungen, die zur Entwicklung der hier eingesetzten Meßtechnik geführt haben, gingen zuerst von der Annahme aus, daß sowohl die Spaltgeometrie (konzentrischer Ringspalt) als auch der Druck vor dem Spalt konstant über dem Umfang sind, d.h. es wurde von einer rotationssymmetrischen Spaltströmung ausgegangen. Aus einer über einem begrenzten Winkelabschnitt erfolgten Durchflußmessung könnte, so die Überlegung, über Integration auf die Durchflußmenge im gesamten Ringspalt geschlossen werden.

Um das Meßverfahren in Kreiselpumpen nutzen zu können, mußte das Prinzip auf die besonderen geometrischen Gegebenheiten des saugseitigen Ringspalt übertragen werden: In einem Winkelabschnitt des konzentrischen Ringspalt muß das Magnetfeld senkrecht zur Strömungsrichtung, d.h. radial durch den Spalt, gerichtet sein. Nach dem Faradayschen Induktionsgesetz wird das induzierte elektrische Spannungspotential senkrecht sowohl zu den Magnetfeldlinien als auch zur Fließgeschwindigkeit gerichtet sein, das mit Hilfe zweier über den Umfang angeordneten Meßelektroden als Spannung abgegriffen werden könnte (vgl. Bild 34). Diese Meßspannung sollte der Fließgeschwindigkeit des Spaltstromes und somit dem Spaltvolumenstrom direkt proportional sein.

Im Fall des stillstehenden Laufrades liegt –bei einem entsprechenden Druckgefälle– eine rein axiale Durchströmung des Ringspalt vor, Bild 35a. Die Höhe der induzierten Spannung steht dann im direkten Zusammenhang mit dem Betrag der Strömungsgeschwindigkeit, so daß auch hier Gln. (40) Gültigkeit hat.

Wird der Spaltströmung eine Geschwindigkeitskomponente in Umfangsrichtung aufgeprägt, wie beim Rotieren des Laufrades infolge der Haftbedingung an den Spaltwänden der Fall ist (Bild 35b), dann kann nicht mehr vom oben angegebenen Zusammenhang ausgegangen werden. Im Unterschied zur Durchflußmessung in geschlossenen Rohrleitungen und zum Teil im oben beschriebenen Fall des konzentrischen Ringspalt mit stehenden Begrenzungswänden, wo von einer radial(rotations-)symmetrischen Geschwindigkeitsverteilung – dies soll in der Praxis durch die Einhaltung der vorgeschriebenen Vor- und Nachlaufstrecken beim Einbau in geraden Rohrleitungen gewährleistet werden– ausgegangen wird, beeinträchtigt das Auftreten einer zusätzlichen Geschwindigkeitskomponente im Umfangsrichtung den Aufbau des elektrischen Feldes, da diese einen nicht zu vernachlässigenden Beitrag zur Meßspannung  $U_M$  leistet (vgl. [37], S. 193). Darüber hinaus muß davon ausgegangen werden, daß durch die relative Bewegung der einen Begrenzungswand ebenfalls eine Beeinträchtigung des magnetischen Feldes über den Spalt erfolgt, womit eine homogene und radiale Verteilung des Magnetflusses –ebenfalls eine Voraussetzung für Gln. (40)– nicht gewährleistet ist.

Für den Einsatz der beschriebenen Meßmethode zur Erfassung der Leckvolumenströme in Dichtspalten von Kreiselpumpen ist es daher notwendig, genaue Kenntnisse über das Verhalten der gesamten Meßkette (Meßwandler und Meßumformer) unter allen relevanten Randbedingungen, wie Spaltgeometrie, Durchflüsse und Drehzahlen, zu haben, die nur im Rahmen detaillierter Kalibriermessungen erlangt werden können.

### 5.5.3 Konstruktive Umsetzung der Meßmethode

Bei der hier eingesetzten Meßmethode wird, wie bereits erwähnt, der im Gehäuse von Kreiselumpen serienmäßig eingebaute Spaltring aus Stahl durch einen neuen Ring aus Kunststoff gleicher Form ersetzt (Meßring), in dem der eigentliche Meßaufnehmer eingebaut ist, wie in Bild 36 am Beispiel einer früheren Entwicklung gezeigt wird. Der Aufnehmer, der in einer im Kunststoffring radial gefrästen Nut paßgenau eingesteckt wird (vgl. Bild 37 und Bild 38), besteht aus der dem Ringradius angepaßten Magnetspule mit Eisenkern und beiden Meßelektroden.

Die Meßelektroden aus Edelstahl stehen im direkten Kontakt zum Wasser und ihre Kontaktfläche ist der gekrümmten Oberfläche angepaßt, so daß nach Einbau des Meßringes in der Kreiselpumpe keine Veränderung der Spaltgeometrie entsteht.

Der Eisenkern ist aus ca. 150 E-förmigen und 0,35 mm starken Blechen aus einem ferromagnetischen, kornorientierten Metall nach DIN VM111-35 (Handelsbezeichnung: *Armco 6x*) zusammengesetzt. Für die aus 390 Windungen bestehenden Magnetspule wurde ein Thermoplast-Wickeldraht mit einem Durchmesser von 0,18 mm verwendet. Die Größe der Magnetspule (Windungszahl bzw. Drahtstärke) war durch die vom Hersteller vorgegebenen Leistungsdaten des Umformers bestimmt. Der Umformer übernimmt die Versorgung der Spule mit einem pulsierendem Gleichstrom und ist für einen begrenzten ohmschen Widerstand des angeschlossenen Meßaufnehmers von  $R = 50 \Omega$  ausgelegt.

Magnetspule, Eisenkern und Elektroden wurden nach Verdrahtung in einer zu diesem Zweck hergestellten Aluminium-Form montiert und mit Epoxidharz zum Eingießen elektronischer Bauteile unter Vakuum vergossen (Bild 39). Entscheidendes Kriterium für die Wahl der Vergußmischung war neben einer hohen Durchschlagfestigkeit vor allem das hygroskopische Verhalten des Harzes, welches die elektrische Isolierung und die Formbeständigkeit des Moduls – und somit der lokalen Spaltgeometrie – beeinträchtigen kann. Die zuletzt eingesetzte Mischung besteht aus *Araldit CY 220* und Härter *HY 956* der Fa. *Ciba-Geigy GmbH* im Verhältnis 100:25.

Zur Gewährleistung eines eindeutigen Rückflusses der Magnetfeldlinien wurde wegen der schlechten Magnetisierungseigenschaften des Laufradmaterials (Grauguß) auf den Saughals desselben ein Ring aus sog. „Weicheisen“ (St37) gepreßt, der als Joch fungiert und für einen eindeutigen Rückfluß des Magnetflusses sorgt (Bild 40).

Um einen Kurzschluß zwischen Meßelektroden und Stahlring zu vermeiden, wurde dieser samt Saughals des Laufrades mit einem elektrisch nicht leitenden Material beschichtet, Bild 41. Es handelt sich hierbei um einen u.a. zur Reparatur von Gehäusen („Kaltschweißen“) eingesetzten Zwei-Komponenten-Werkstoff (Handelsbezeichnung: *Durmetal*). Er besteht nach Angaben des Herstellers (*Coldweld Molecular Welding Systems*, Vertrieb: *R. Schinabeck+Co. KG*, München) aus einem hohen Anteil an atomisierten Stahlteilchen und Legierungen mit einem modifizierten Harz als Trägerbasis. Der Aktivator setzt sich zusammen aus Aluminiumlegierungen und dem Katalysator. Die von Hand aufgetragene läßt sich bereits nach wenigen Stunden herkömmlich mechanisch bearbeiten.

Als Material für den Trägerring wurde nach zahlreichen Versuchen ein Polyurethan-Elastomer (Handelsbezeichnung: *PUR-M 120*, Firma *Thieme*) eingesetzt. Dieser Werkstoff weist neben einer hohen Verschleißfestigkeit, die besonders im Zusammenhang mit der Gefahr des Anlaufens des Laufrades bei hoher Radialkraft im Teillastbetrieb von Bedeutung ist, eine hohe Formbeständigkeit im Wasser (schwach hygroskopisches Verhalten).

Die Stromversorgung der Feldspule, die Schaltung des Gleichfeldes sowie die elektronische Aufbereitung des Meßsignals (0...20 mA) erfolgt hier über einen serienmäßigen Meßumformer (Modell *U 32*) der Firma *Heinrichs Messgeräte*.

#### 5.5.4 Versuchsanordnung zur Kalibrierung des Meßringes

Die Kalibrierung des Meßringes erfolgt an derselben Versuchspumpe. Die Ein- und Austrittsöffnungen des Laufrades werden hierbei abgedeckt (Laufrad mit abgedecktem Austritt ist Bild 41 zu sehen).

Das Wasser wird mit Hilfe einer Hilfspumpe aus dem Sammelbehälter druckseitig in die Versuchspumpe gefördert. Zur Durchflußmessung wird ein induktives Durchflußmeßgerät im ausreichenden Abstand hinter der Hilfspumpe eingesetzt, das zuvor über eine mehrfach wiederholte Ausflußmessung kalibriert wurde. Durch Drosselschieber vor und hinter der Versuchspumpe werden Spaltmassenstrom und Druckniveau im Gehäuse eingestellt.

Neben der Pumpendrehzahl, dem Volumenstrom und der Temperatur des Wassers wurden alle statischen Wanddrücke, der Systemdruck im Kreislauf und das Ausgangssignal des Meßringes gemessen.

## 6 Experimentelle Ergebnisse

### 6.1 Kalibrierungsarbeiten

#### 6.1.1 Kraftmeßvorrichtung

Die Zuverlässigkeit der Meßergebnisse wird von der Güte der eingesetzten Meßtechnik bestimmt. Obwohl der Axial Schub mit Hilfe von kalibrierten Kraftaufnehmern direkt gemessen wird, muß das Verhalten der Meßvorrichtung als Gesamtheit bekannt sein. Diesem Zweck dienen die unten beschriebenen Kalibrierungsarbeiten, die im wesentlichen aus zwei Abschnitten bestehen: der eigentlichen Kalibrierung und einer anschließenden Kontrollmessung.

Die Kalibrierung der Meßvorrichtung erfolgte mit der im Kap. 5.4.2 beschriebenen Versuchsanordnung.

Im *Stillstand* kann ein deutliches Hystereseverhalten des Meßsignals beobachtet werden. Bild 42 zeigt die gemessene Axialkraft aufgetragen über die auf der Welle wirkenden Zugkraft für eine beliebige Winkellage des Laufrades zum Gehäuse. Hierzu wird die Welle mit einer Referenzkraft schrittweise bis  $F_{\text{ref}} = 7000 \text{ N}$  belastet. Bei anschließender Entlastung ist eine deutliche Hysterese der Gerade erkennbar. Vergleichbare Ergebnisse können auch bei anderen Winkelstellungen des Laufrades zum Gehäuse erzielt werden, wobei das Anzeigniveau deutlich vom Winkel abhängig ist, wie aus Bild 43 ersichtlich ist. Hier sind die Referenzkraft und die gemessene Kraft jeweils bezogen auf den Mittelwert aller Meßwerte über den Winkel für zwei Umdrehungen aufgetragen. Der kongruente Verlauf beider Größen weist auf einen periodischen Belastungswechsel der Meß- und der Zugvorrichtung hin, der auf eine Formungenauigkeit der Welle hindeutet. Die Nachmessung der Welle ergab eine Abweichung im Rundlauf von maximal 0,05 mm am Laufradsitz.

In Anbetracht der bei serienmäßigen Norm-Kreiselpumpen herrschenden Fertigungstoleranzen und der unter normalen Betriebsbedingungen sich einstellenden Durchbiegung der Pumpenwelle (vgl. Kap. 6.7.4) können die sich daraus ergebenden Schwankungen des Meßsignals (maximal  $\pm 1 \%$ ) als vernachlässigbar klein angesehen werden. Der Einfluß der daraus resultierenden Exzentrizität des Laufrades, und somit des Ringspaltes, auf die Spaltstromverluste wird im Kap. 6.7.4 und Kap. 6.8.2 gesondert untersucht.

Um die Auswirkungen der beschriebenen Schwankungen während der Messungen auf ein Minimum zu reduzieren und ein möglichst genaues und reproduzierbares Ergebnis zu erhalten, werden die Axialkräfte als arithmetische Mittelwerte von zehn aufeinander folgenden Meßwerten erfaßt. Die so erzielten Ergebnisse sind reproduzierbar und weisen ein sehr schmales Streuungsband auf ( $\Delta F \leq 20 \text{ N}$ ). Bild 44 zeigt dies am Beispiel der Meßergebnisse der Kalibrierung bei der Drehzahl von  $n = 270 \text{ 1/min}$  bzw.  $n = 800 \text{ 1/min}$ . Nullpunkt und Steigung der Kalibriergerade —die Axialkraft wird um 5 % höher als die eingestellte Referenzkraft gemessen— werden während der Messung korrigiert.

Um die Empfindlichkeit der Meßvorrichtung auf statische Druckänderungen in der Maschine zu überprüfen, werden Kontrollmessungen bei mit Wasser gefülltem Gehäuse und verschlossenem Laufrad durchgeführt. Bei gleicher Versuchsanordnung und geschlossenen Saug- und Druckleitungen ( $Q_{Sp} = 0$ ) wird der statische Druck in der Pumpe mit Hilfe von Preßluft variiert.

Bei fehlender Durchströmung der Radseitenräumen rotiert die eingeschlossene Flüssigkeit beiderseits des Laufrades –unabhängig vom Druckniveau– wie ein starrer Körper. Die auf den Wellenquerschnitt wirkende Druckkraft ist bei konstanter Drehzahl nur vom statischen Druck, der im Gehäuse herrscht, abhängig.

Die gemessenen Axialkräfte verhalten sich direkt proportional zum eingestellten Druck, wie Bild 45 bestätigt. Die Druckkraft wird aus dem an der Meßstelle  $a_{258}$  (Laufradeintritt) gemessenen statischen Überdruckes gegenüber der Atmosphäre  $\Delta p = p_{a_{258}} - p_{at}$  gemäß

$$F_W = \Delta p \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_W^2 \quad (42)$$

ermittelt, wo  $d_W$  der Durchmesser der Welle an der Durchführung durch das Gehäuse ist.

### 6.1.2 Strömungssonde

Die Kalibrierung der Dreiloch-Kobrasonde erfolgt in Luft am Niedergeschwindigkeits-Eichkanal des Institutes für Strömungsmaschinen (s. [10]), wobei drei Messungen mit unterschiedlichen Strömungsgeschwindigkeiten durchgeführt werden. Diese wurden nach einer ersten groben Abschätzung der in der Versuchsmaschine zu erwartenden Geschwindigkeiten gewählt. Als Ähnlichkeitskriterium für die Strömungen in Luft und Wasser wird die Reynoldszahl

$$Re = \frac{c_{Luft} \cdot d}{\nu_{Luft}} = \frac{c_{Wasser} \cdot d}{\nu_{Wasser}} \quad (43)$$

gewählt, mit der Strömungsgeschwindigkeit  $c$ , der kinematischen Viskosität  $\nu$  und dem SONDENDURCHMESSER  $d$ . Die gemessenen Kalibrierkurven sind in Bild 46 in dimensionsloser Form zusammengestellt. Die drei zur eindeutigen Beschreibung der Strömungsdaten verwendeten Kenngrößen sind wie folgt definiert:

$$k_{tot} = \frac{p_1 - p_{tot}}{q} \quad , \quad (44)$$

$$k_{stat} = \frac{p_1 - p_{stat}}{q} \quad \text{und} \quad (45)$$

$$k_{\beta} = \frac{p_2 - p_3}{q}, \quad (46)$$

wobei  $q$  den dynamischen Druck

$$q = p_1 - \frac{p_2 + p_3}{2} \quad (47)$$

beschreibt. Der Gesamtdruck  $p_{\text{tot}}$  und der statischer Druck  $p_{\text{stat}}$  wird mit Hilfe einer PRANDTL-Sonde bestimmt.

### 6.1.3 Spaltstrommeßring

Wie im Kap. 5.4.2 bereits ausführlich beschrieben, werden zur Kalibrierung des Meßringes alle Öffnungen des Laufrades derart abgedeckt, daß keine direkte Förderung durch die Laufradbeschaukelung zustande kommen kann, und eine Strömung durch den ringförmigen Dichtspalt erzwungen wird.

#### 6.1.3.1 Zeitverhalten des Meßsignals

Die Bilder Bild 47 bis Bild 49 zeigen beispielsweise einige Ergebnisse über das zeitliche Verhalten des Meßsignals. Bei konstanter Drehzahl wurde hier das Ausgangssignal bei unterschiedlichen Durchflußmengen über einen längeren Zeitraum (ca. 10 Minuten) beobachtet, aus dem hier jeweils nur ein repräsentativer Ausschnitt von zwei Minuten abgebildet ist. Abgesehen von leichten Schwankungen bei  $Q_{\text{Sp}} = 3$  und  $5 \text{ m}^3/\text{h}$  und  $n = 800 \text{ 1/min}$  (Bild 47) zeigt das Meßsignal ein stabiles Zeit- und ein der Durchflußmenge proportionales Verhalten. Der maximale Durchfluß war durch den sich mit steigender Drehzahl erhöhenden Durchflußwiderstand des Ringspaltes und der Fördercharakteristik der Hilfspumpe beschränkt. Die hier eingestellte Spaltweite beträgt  $s = 0,2 \text{ mm}$ .

#### 6.1.3.2 Kalibrierkurven

Die Ergebnisse einer gesonderten Kalibrierung mit derselben Spaltweite sind in Bild 50 zusammengestellt. Hier ist das Ausgangssignal des magnetisch-induktiven Meßringes bei verschiedenen Spaltstrommengen und unterschiedlichen Drehzahlen ( $n = \text{const}$ ) abgebildet. Die zusätzlich eingezeichneten Regressionsgeraden im dargestellten Drehzahlbereich von  $n = 400 \dots 1400 \text{ 1/min}$  weisen alle die gleiche Steigung auf. Dieses Verhalten kann durch Wiederholungsmessungen bestätigt und somit die Reproduzierbarkeit der Ergebnisse sichergestellt werden. Deutlich erkennbar ist eine eindeutige Verschiebung der Kalibriergeraden zu höheren Werten bei zunehmender Drehzahl. Inwieweit dieser Effekt auf Einflüsse des rotierenden Laufradringes auf das Magnetfeld und/oder auf eine induktionsverstärkende Wirkung der Umfangsgeschwindigkeit des Spaltstromes zurückzuführen ist, konnte im Rahmen der bisherigen Untersuchungen nicht eindeutig geklärt werden.

Materialbedingte Probleme, insbesondere im Zusammenhang mit der Wahl geeigneter Isolierstoffe zur Beschichtung des Laufrades, sowie das hygroskopische Verhalten des

verwendeten Gießmaterials verhinderten anfänglich einen dauerhaften Einsatz des Meßbringes.

Eine auch über Jahre einwandfreie elektrische Isolierung des lauftradseitigen Stahlringes gewährleistet die Verwendung einer Zweikomponenten-Paste, die i.d.R. zur Reparatur von Maschinenteilen verwendet wird (vgl. Kap. 5.5.3).

Die bisherigen Untersuchungen mit dem magnetisch-induktiven Meßring zeigen, daß

- ▶ bei konstanter Drehzahl der Meßring ein stabiles und der im Dichtspalt fließenden Durchflußmenge proportionales Ausgangssignal liefert,
- ▶ die Meßergebnisse reproduzierbar sind und somit
- ▶ die Meßmethode kalibrierfähig ist.

Die hier vorgestellte Methode eignet sich somit grundsätzlich zur Durchflußbestimmung in engen zylindrischen Dichtspalten wie sie in Kreiselpumpen vorhanden sind. Die magnetisch-induktive Arbeitsweise und die Integration der Meßtechnik in den Dichtring der Maschine ermöglichen zudem, die Leckmenge ohne störende Einwirkungen auf die Strömung zu messen.

## 6.2 Kennlinien

Die gemessenen Kennlinien der Versuchspumpe sind in Bild 51 als Förderhöhen

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2 \cdot g} + \Delta h \quad (48)$$

über den Volumenstrom  $Q$  für drei verschiedene Drehzahlen aufgetragen. In Bild 52 sind neben der Förderhöhe auch die Leistungsaufnahme und der daraus resultierende Wirkungsgrad in dimensionsloser Form dargestellt. Die hier verwendeten Kennzahlen sind definiert als

$$\text{Druckzahl} \quad \psi = \frac{2 \cdot g \cdot H}{u_2^2}, \quad (49)$$

$$\text{Lieferzahl} \quad \varphi = \frac{c_{m,2}}{u_2}, \quad (50)$$

$$\text{Leistungszahl} \quad \lambda = \frac{\varphi \cdot \psi}{\eta} \text{ sowie} \quad (51)$$

$$\text{Wirkungsgrad} \quad \eta = \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q}{P_W}, \quad (52)$$

wobei  $c_{m,2} = Q/(\pi \cdot d_2 \cdot b_2)$  die Meridiangeschwindigkeit am Laufradaustritt ist.

Zur Bestimmung des Betriebspunktes besten Wirkungsgrades wurde die erforderliche Wellenleistung  $P_W = M \cdot \omega$  mit Hilfe einer Drehmomentmeßwelle bestimmt, deren obere Meßgrenze bei der Drehzahl von  $n = 1250$  1/min bereits bei 15 % über dem Optimalpunkt erreicht wurde. Bei  $n = 1450$  1/min liegt die Grenze leicht unter  $Q_{\text{opt}}$ . Nach Überschreitung der Meßgrenze (ca. 120 % des Meßbereiches der Meßwelle) erfolgt seitens des Umformers keine elektronische Auswertung des Meßsignals mehr, so daß ein konstantes Ausgangssignal geliefert wird, wie aus Bild 52 deutlich wird. Zur Bestimmung des Optimums werden aufgrund der sehr guten Übereinstimmung aller Meßreihen die Meßergebnisse aus den Messungen bei  $n = 1050$  und  $1250$  1/min herangezogen. Der Bestpunkt bei  $n = 1450$  1/min wird mit Hilfe der bekannten Ähnlichkeits-Gleichungen

$$\frac{Q_{\text{opt},2}}{Q_{\text{opt},1}} = \frac{n_2}{n_1} \quad \text{und} \quad \frac{H_{\text{opt},2}}{H_{\text{opt},1}} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 \quad (53)$$

aus den Meßdaten der beiden anderen Drehzahlen berechnet und überprüft. Der Bestpunkt dient im folgenden als Bezugsgröße zur Darstellung der Meßergebnisse, indem alle Angaben zum Betriebsverhalten in Form eines relativen Durchflusses  $Q/Q_{\text{opt}}$  bzw.  $\varphi/\varphi_{\text{opt}}$  dimensionslos gemacht werden.

### 6.3 Axialschubverhalten

Der Axialschub wird zeitgleich mit den an der Maschine gemessenen Drücken erfaßt. Die in Bild 53 wiedergegebenen Meßergebnisse für die Axialkraft können den in Bild 51 bzw. Bild 52 dargestellten Daten direkt zugeordnet werden. Zur besseren Orientierung wird die Lage des jeweiligen Bestpunktes auf den Kurven markiert. Auffällig sind hier der nahezu waagerechte Verlauf in einem breiten Bereich der Teillast sowie der plötzliche Anstieg bei höheren Durchflüssen.

Das Teillastverhalten läßt sich aus den Druckverteilungen in den Radseitenräumen und den Strömungsvorgängen am Eintritt des Laufrades (Rezirkulation) erklären (vgl. Kap. 6.3.3 und Kap. 6.4). Ergebnisse aus Messungen mit veränderten Zuströmbedingungen (s. Kap. 6.5.3) zeigen einen Zusammenhang zwischen dem Axialschubverhalten und die Laufrad-Eintrittsströmung bei Überlastbetrieb. Ein Versuch, dieses Verhalten analytisch zu ergründen, wird in Kap. 6.5.5 unternommen.

Die Ursache für den starken Axialschubanstieg bei Überlast kann anhand der hier erzielten Ergebnisse im Zusammenhang mit der Laufradaustritt-Strömung gebracht werden (vgl. Kap. 6.7.2). Ein plötzlicher Anstieg des statischen Druckes am äußeren Radius des druckseitigen Radseitenraumes, der möglicherweise auf nabenseitige Ablösung der Laufradströmung zurückzuführen ist, führt zum Anstieg der auf die Tragscheibe des Laufrades wirkenden Druckkraft.

Ein ähnliches Verhalten des Axialschubes bei Betriebspunkten oberhalb des Bestpunktes wurde bereits früher von anderen Autoren beobachtet (z.B. [130]), blieb jedoch bis heute ungeklärt.

Während der Niederschrift dieser Arbeit stellten BAUN/FLACK [14] erste Meßergebnisse des Axialschubes an einer einstufigen Spiralgehäusepumpe ( $n_q = 26,6$  1/min) vor, siehe 12. Neben den großen Abweichungen zu den theoretischen Werten fällt das Verhalten des Axialschubes außerhalb des Nennpunktes auf, dessen Kurve einen den hier vorgestellten Ergebnissen (vgl. Bild 54) ähnlichen Verlauf aufweist. Als Bezugsgröße für den relativen Durchflußkoeffizienten verwenden BAUN/FLACK den Auslegungswert des Laufrades, wobei die Dimensionierung des Spiralgehäuses auf das Laufrad abgestimmt ist, so daß der Auslegungspunkt mit dem Betriebspunkt maximalen Wirkungsgrades der gesamten Maschine zusammenfällt. Eine Erklärung für den flachen Verlauf im Teillastbetrieb und den sprunghaften Anstieg oberhalb des Bestpunktes geben sie nicht.

### 6.3.1 Drehzahlverhalten

In Bild 54 sind die gemessenen Axialkräfte in dimensionsloser Form mit Hilfe der als Schubzahl definierten Kenngröße

$$\alpha = \frac{F_{ax}}{\rho \cdot \omega^2 \cdot r_2^4} \quad (54)$$

dargestellt. In der drehzahlunabhängigen Darstellung zeigt sich eine hohe Übereinstimmung der Kurven. Auch die im Teil- und Überlastbereich beobachtete Abhängigkeit des Axialschubes vom Durchfluß ist gut reproduzierbar. Ein möglicherweise drehzahlabhängiges Verhalten der gemessenen Axialkraft, wie z.B. ein meßtechnisch bedingter Einfluß, würde hier erkennbar werden.

### 6.3.2 Einfluß der Entlastungsbohrungen

Sehr häufig werden in der Nabenscheibe des Laufrades Bohrungen angebracht, die durch die Verbindung vom Laufradeintritt zum druckseitigen Radseitenraum einen Druckausgleich und somit die gegenseitige Aufhebung der unterschiedlichen Druckkräfte herbeiführen sollen, die unterhalb beider Dichtringe wirken. Bei der hier eingestellten Spaltweite der saugseitigen Ringdichtung, die serienmäßig vom Hersteller um etwa 50 % kleiner angegeben wird, bleibt bei geöffneten Entlastungsbohrungen ein Restschub im gesamten Arbeitsbereich der Maschine übrig, siehe Bild 55.

Auffallend ist folgendes Verhalten:

- ▶ Der Kennlinienverlauf für den Axialschub ist erhalten geblieben (Wendepunkte bei  $\varphi/\varphi_{opt} = 0,8$  und  $\varphi/\varphi_{opt} = 1,3$ ). Bei Drosselung unterhalb von  $\varphi/\varphi_{opt} = 0,8$  fällt der Axialschub kontinuierlich ab. Im Bestpunkt beträgt der Axialschub 17 % vom unentlasteten Wert, bei Nullförderung nur 13 %.

- Die Verringerung des Axialschubes scheint im direkten Zusammenhang mit dem Durchfluß zu stehen. Wie in Bild 56 zu erkennen ist, in dem beide Axialschubkurven eingetragen sind, nimmt die Differenz zwischen beiden Kurven mit zunehmendem Durchfluß stetig ab.

Die erste Beobachtung ist mit dem Auftreten von Rückströmungen am Laufradeintritt und der daraus entstehenden Rezirkulationsströmung im Einlauf zu erklären, worauf in Kap. 6.3.4 ausführlich eingegangen wird.

Für die zweite Feststellung erscheint hier nur eine Begründung über die Betrachtung der Strömung in den Ausgleichsbohrungen plausibel. Die Intensität der Durchströmung der zylindrischen Entlastungsbohrungen ist in erster Linie vom Druckgefälle zwischen der druckseitigen Ausgleichskammer und der Strömung an der Nabenscheibe abhängig. Obwohl hier keine genauen Angaben über den Zustand in den Laufradkanälen –und somit über den statischen Druck in denselben– möglich sind, kann die Druckdifferenz zwischen den Meßstellen  $R_i$  und  $a$  (vgl. Bild 27) als Maß für diesen Druckabfall betrachtet werden. In Bild 57 ist der Verlauf dieser Druckdifferenz über den relativen Durchsatz dimensionslos aufgetragen. Wenn berücksichtigt wird, daß die Werte unterhalb von  $\varphi/\varphi_{\text{opt}} = 0,7$  durch den Teillastwirbel im Einlauf beeinflußt werden (dadurch wird der statische Druck bei  $a$  zu groß gemessen), woraus ein zu niedriger Betrag für  $c_{p,R_i} - c_{p,a}$  resultiert (s. Kap. 6.4.2), ergibt sich ein mit steigendem Durchsatz stetiger Abfall des Druckgefälles an den Ausgleichsbohrungen. Zusammen mit den steigenden Impulskräften an der Nabenwand, die bei zunehmendem Durchfluß den tatsächlichen Druckabfall zwischen Ein- und Austritt der Ausgleichbohrungen weiter verringern, führt das zu einer geringeren Durchströmung und somit zur Minderung der Ausgleichswirkung derselben. Unberücksichtigt bleiben hier die Auswirkungen der Ausgleichsströmung auf die Hauptströmung in den Schaufelkanälen und die Energieübertragung im Laufrad.

### 6.3.3 Einfluß des statischen Druckes am Laufradeintritt (Wellendruckkraft)

Um einen möglichen Zusammenhang zwischen dem sprunghaften Anstieg des Axialschubes im Überlastbetrieb und eventuell auftretenden Kavitationserscheinungen am Laufradeintritt zu untersuchen, wird die Drosselkennlinie für  $n = 1050$  1/min bei unterschiedlichen Eintrittsdrücken gemessen. Dabei wird der Systemdruck im Kreislauf bei Nullförderung in einem Bereich von 0,85 bis 1,5 bar über dem Umgebungsdruck stufenweise erhöht. Wie in Bild 59 gezeigt wird, führt die Erhöhung des statischen Druckes im gesamten Arbeitsbereich zu keiner merklichen Änderung des Axialschubs. Aufgrund der erreichten hohen  $NPSH A$ -Werte (vgl. Tabelle 3) müssen hier mögliche Kavitationseinflüsse auf den beschriebenen Kennlinienverlauf ausgeschlossen werden.

Die auf das Wellenende wirkende Kraft  $F_W$ , die hier annähernd mit Hilfe des an der Meßstelle  $a_{258}$  ermittelten Druckes berechnet wird, beträgt bei  $\varphi = 0$  im untersuchten Bereich zwischen 74 N (niedrigster Systemdruck) und 130 N (höchster Systemdruck). Mit zunehmendem Durchsatz fällt der Betrag der Wellendruckkraft mit dem statischen Druck am Eintritt des Laufrades noch weiter ab bis zu Werten von 42 N bzw. 96 N (Bild 60). Bezogen auf den

jeweiligen Axial Schub entsprechen diese Werte eine Änderung von weniger als 5 % (Bild 61).

Aus Bild 60 ist ein Beitrag einer nicht-kompensierten Druckkraft zum Axial Schub infolge des statischen Druckes am Laufradeintritt, wie sie aus theoretischen Überlegungen zu erwarten wäre, an der untersuchten Maschine nicht festzustellen. Bei höheren Drehzahlen wird das Verhältnis der berechneten Kraft  $F_W$  zum gemessenen Axial Schub  $F_{ax}$  wesentlich kleiner (vgl. Bild 62).

Auch eine erneute Messung im extremen Überlastbetrieb liefert vergleichbare Ergebnisse. Bei deutlicher Verringerung des *NPSH*-Wertes am Laufradeintritt ergeben sich Axial Schub-änderungen, die mit den Veränderungen der auf den freien Wellenquerschnitt wirkenden Druckkraft (Wellendruckkraft) korrespondieren, wie in Bild 63 anhand der Ergebnisse für  $\varphi/\varphi_{opt} = 1,54$  gezeigt wird. Die im eingestellten *NPSH*-Bereich gemessene Änderungen des Axial Schubs machen einen Anteil von maximal 4,5 % aus und liegen so im Bereich der Meßunsicherheit.

Der Versuch, den Systemdruck durch Evakuierung des Versuchskreislaufes abzusenken, scheiterte an den zahlreichen Meßbohrungen, an denen Kupplungen angebracht waren, die bereits bei geringem Unterdruck undicht wurden. Es war somit im Rahmen dieser Arbeit nicht möglich, den Einfluß von gezielt hervorgerufener Kavitation auf den Axial Schub eingehender zu untersuchen.

#### 6.3.4 Verlauf des statischen Druckes vor dem Laufradeintritt

Betrachtet man die eben beschriebenen Verläufe der aus dem statischen Druck in der Saugleitung ermittelten Kraft  $F_W$ , so fällt eine Unstetigkeit bei  $\varphi/\varphi_{opt} = 0,7$  auf (vgl. Bild 60). In Bild 64a ist der gemessene statische Druck an der Meßstelle *a258* für alle bei  $n = 1050$  1/min untersuchten Druckniveaus zusammengestellt. Den in die Förderhöhenberechnung eingehenden Druck an der genormten Meßstelle *s* in der Saugleitung zeigt Bild 64b. Auch hier ist eine Richtungsänderung im Kurvenverlauf zu beobachten, allerdings liegt diese bei ca.  $\varphi/\varphi_{opt} = 0,3$ . Der plötzliche Druckanstieg an beiden Meßbohrungen wird deutlicher, wenn beide gegen den Umgebungsdruck gemessenen statischen Drücke in dimensionsloser Form als

$$c_p = \frac{\Delta p}{\rho \cdot \omega^2 \cdot r_2^2} \quad (55)$$

voneinander subtrahiert werden, wie in Bild 64c zu erkennen ist. Diese Beobachtung ist unabhängig von der eingestellten Drehzahl (Bild 66). Auch im Betrieb mit geöffneten Druckausgleichsbohrungen bleibt der Verlauf der Druckdifferenz unverändert und die Lage beider Knickstellen ist an exakt den gleichen Durchflußwerten zu beobachten (Bild 67).

Wenn berücksichtigt wird, daß beide Druckmeßbohrungen in unterschiedlichen Abständen zum Laufradeintritt angeordnet sind (Stelle *a258*: 0,024 m; Stelle *s*: 0,315 m, Bild 65), so kann

das bei Drosselung frühere Auftreten der Unstetigkeit an der Meßstelle  $a_{258}$  auf Rückströmungs- bzw. Rezirkulationsvorgängen am Eintritt des Laufrades zurückgeführt werden, welches sich an der vom Laufrad weiter entfernten Meßstelle  $s$  erst nach stärkerer Verringerung des Durchflusses auswirkt.

Die Drosselkurve für den Druck in der Ebene vor dem Laufradeintritt an der Meßstelle unmittelbar hinter dem Spalt ( $h_{sp0}$ , s. Bild 65) zeigt einen ähnlichen Verlauf. Aus Bild 68, in dem ebenfalls der Druck an der Stelle  $h_{sp0}$  relativ zum statischen Druck bei  $a_{258}$  aufgetragen ist, kann ein entsprechender Kurvenanstieg bei  $\varphi/\varphi_{opt} = 0,9$  beobachtet werden.

Besonders auffällig in diesem Zusammenhang ist die Tatsache, daß auch die Axialschubkurve exakt bei demselben Durchfluß ihre Richtung ändert, so daß bei fortgesetzter Drosselung bis  $\varphi = 0$  die Schubzahl  $\alpha$  nahezu konstant bleibt (s. Bild 54).

Ein Zusammenhang zwischen Axialschub und Rezirkulationsströmung ist offensichtlich.

## 6.4 Strömungsmessungen am Laufradeintritt im Teillastbetrieb

Um einen möglichen Zusammenhang zwischen den beiden voneinander unabhängigen Meßgrößen (statischer Druck und Axialschub) zu prüfen, wird die Einlaufströmung in der Meßebe  $a$  (Bild 65) beim Winkel von  $18^\circ$  mit Hilfe der bereits im Kap. 5.3 beschriebenen Sonde abgetastet. Die Messungen erfolgen bei  $n = 1050$  1/min und beschränken sich auf den Teillastbetrieb.

### 6.4.1 Geschwindigkeitsverteilung

In den Bildern 69 bis 71 sind die Umfangs-, die Axialgeschwindigkeit und der Strömungswinkel der Strömung vor dem Laufradeintritt für verschiedene Drosselzustände dargestellt. Wie aus Bild 69 deutlich erkennbar wird, ist die Strömung in der Meßebe  $a$  (0,024 m vor dem Laufrad) bei leichter Drosselung ( $\varphi/\varphi_{opt} = 0,85$ ) noch nahezu drallfrei. Die Meridiangeschwindigkeit  $c_m$  für diesen Arbeitspunkt zeigt einen für die ungestörte turbulente Rohrströmung typischen Verlauf (Bild 70). Wird der Durchfluß auf 76 % des Optimums verringert, so sind am äußeren Strömungsrand an der Rohrwand deutliche Anzeichen einer Rückströmung aus dem Laufrad erkennbar. Neben dem Anstieg der Umfangsgeschwindigkeit im Bereich  $0,7 < r/r_2 < 1,0$ , wird das Einsetzen eines Rückströmgebietes vor allem durch die sprunghafte Richtungsänderung der Meridianströmung in diesem Bereich (Bild 70) aufgezeigt.

Bei  $\varphi/\varphi_{opt} = 67$  % nimmt das Rückströmgebiet bereits einen beachtlichen Teil der äußeren Querschnittsfläche ein, so daß die Vorwärtsströmung in die Mitte des Saugstutzens verlagert wird. Dieser Vorgang wird bei weiterer Drosselung noch verstärkt.

Wie aus Bild 69 deutlich wird, ist das Auftreten der Rückströmung mit einer erheblichen Rotation des Mediums am äußeren Rand der Eintrittsströmung verbunden, und führt infolge der dabei entstehenden Zentrifugalbeschleunigung zu einem Anstieg des statischen Druckes an der Wand. Die Sondenmessungen bestätigen, daß der beobachtete Anstieg des Wanddruckes mit der Entstehung und Ausbreitung von Rückströmungen zusammenhängt.

### 6.4.2 Druckverteilung

Gemäß dem Energieerhaltungssatz ist mit dem oben diskutierten Zusammenhang zwischen Geschwindigkeitsverteilung und gemessenen Wanddruck auch eine über dem Radius variierende Druckverteilung verbunden. Von besonderem Interesse im untersuchten Fall ist das Verhalten des statischen Druckes vor dem Laufrad, da dieser einen direkten Einfluß auf die resultierende Axialkraft ausübt. Bild 72 zeigt den radialen Verlauf des statischen Druckes für alle gemessenen Betriebspunkte und zwar als Differenz zum jeweiligen Wanddruck in dimensionsloser Form

$$c_{p,a}(r) = \frac{p(r) - p_{a258}}{\rho \cdot \omega^2 \cdot r_2^2}. \quad (56)$$

Die Ergebnisse aus Bild 72 bestätigen für den drallfreien Fall ( $\varphi/\varphi_{\text{opt}} = 0,85$ ), daß der wandbündig gemessene Druck den Zustand der Strömung richtig wiedergibt. Wenn auch bei  $\varphi/\varphi_{\text{opt}} = 0,76$  erste Abweichungen vom Referenzwert zu beobachten sind, werden diese erst bei stärkerer Drosselung erkennbar: Ab 60 % des optimalen Durchflusses ist die Abhängigkeit des statischen Druckes vom Radius deutlich vorhanden. In der Mitte der Saugströmung herrschen Drücke, die unterhalb der wandbündigen Drücken liegen, wie die Ergebnisse an Betriebspunkten extremer Teillast zeigen. Diese „Unterdruckgebiete“ nehmen einen erheblichen Anteil der Querschnittsfläche ein. Sie erstrecken sich in allen Fällen im Bereich  $0 \leq r/r_a \leq 0,83$ . Die damit verbundenen, auf das Laufrad wirkenden Druckkräfte sind im Rahmen einer Kräftebilanz entsprechend zu berücksichtigen.

### 6.4.3 Berechnung der Druckkräfte aus den Ergebnissen der Sondenmessungen

Die Berechnung der Druckkraft, die sich aus dem radialen Verlauf des statischen Druckes und des Laufradeintrittsquerschnittes ergibt, erfordert gemäß

$$F_{\text{Saug}} = \int_A p_a dA \quad (57)$$

die Integration des gemessenen Druckes  $p_a = p(r)$  über die Eintrittsfläche  $A = \pi \cdot r_a^2$  mit  $R_a$  als Innenradius des Saugstutzens an der Ebene  $a$ . Dazu wird hier angenommen, die Strömung am Laufradeintritt sei rotationssymmetrisch über den gesamten Arbeitsbereich. Mit  $dA = r \cdot dr \cdot d\phi$  und nach Integration über den Winkel  $\phi = 2\pi$  erhalten wir

$$F_a = 2\pi \int_0^{r_a} p_a(r) r dr. \quad (58)$$

Zur Abschätzung von  $F_a$  kann die Kraft in zwei Komponenten geteilt werden, und zwar in der Form

$$F_a = \bar{F}_{a258} + F_{a(r)}, \quad (59)$$

wo  $\bar{F}_a$  für den „mittleren“, aus dem statischen Druck an der Wand errechneten Wert der Kraft nach

$$\bar{F}_{a258} = p_{a258} \cdot \pi \cdot r_a^2 \quad (60)$$

steht, und

$$F_{a(r)} = 2\pi \int_0^{r_a} (p(r) - p_{a258}) r dr \quad (61)$$

die Abweichungen des statischen Druckes  $p(r)$  in der Strömung vom mittleren Wert  $p_{a258}$  beschreibt.

Die Größe  $F_{a(r)}$  wird aus den gemessenen Druckverteilungen aus Bild 72 ermittelt. Hierzu werden alle Meßdaten durch geeignete polynomische Gleichungen approximiert und anschließend integriert. In Bild 73 sind die Ergebnisse der Integration für  $F_{a(r)}$  bzw.  $c_{f,a}$  angegeben.

#### 6.4.4 Vergleich mit Ergebnissen aus der Literatur

Die Ergebnisse der Strömungsmessungen am Einlauf der Versuchsmaschine stimmen weitgehend mit den in der Literatur gemachten Beobachtungen überein. PECK [96] beobachtet nahe der Rohrwand erste Anzeichen für das Einsetzen einer Rückströmung im Teillastbetrieb bei  $\varphi_{\text{krit}}/\varphi_{\text{opt}} = 0,46$  und einem Abstand der Meßebeine zum Laufradeintritt von  $x/d_{1,a} = 1,0$ . Sondenmessungen bei  $\varphi = 0$  und  $\varphi/\varphi_{\text{opt}} = 0,31$  lassen in [96] eine exakte Abgrenzung der rückwärts gerichteten Strömung im Bereich von  $0,83 \leq r/r_a < 1,0$  erkennen, was mit dem Gebiet zusammenfällt, welches höhere statische Drücke aufweist als an der Rohrwand gemessen werden (vgl. Bild 72).

Ähnliches kann beim Vergleich mit den Ergebnissen von SCHIAVELLO/SEN [111] und BREUGELMANS/SEN [21] konstatiert werden. Während die hier vorgestellten Ergebnisse bei  $x/d_{1,a} = 0,22$  erzielt wurden, beträgt dort der kleinste relative Abstand der Meßebeine zur äußeren Schaufeleintrittskante  $x/d_{1,a} = 0,38$ . Die dort angegebenen Meßergebnisse der statischen Drücke werden auf eine von Rückströmungsvorgängen nicht beeinträchtigte Referenzebeine (Meßebeine  $s$  genannt) bezogen, ihre relative Lage zum Laufrad oder den restlichen Meßebenen wird allerdings nicht angegeben, so daß hier ein quantitativer Vergleich ausbleiben muß.

Wie in [96] wird auch in [111] eine zur Rohrachse asymmetrische Verteilung des statischen Druckes beobachtet, wobei die Asymmetrie bei den Geschwindigkeiten geringer ausfällt.

Nach der von FRASER [39] vorgeschlagenen empirischen Methode werden die kritischen Durchflüsse, an denen Rückströmung am Ein- und Austritt des Laufrades auftreten, aus den jeweiligen Geschwindigkeitsdreiecken für einstufige Pumpen bestimmt:

$$\sin \beta_1 = \frac{c_{m,1}}{u_1} = \frac{A_1^*}{\frac{\pi}{4} \cdot d_1^2} \quad \text{bzw.} \quad \sin \beta_2 = \frac{c_{m,2}}{u_2} = \frac{A_2^*}{\pi \cdot d_2 \cdot b_2} \quad (62)$$

mit den freien Durchtrittsflächen  $A_1^* = b_1 \cdot d_1^* \cdot z$  und  $A_2^* = b_2 \cdot d_2^* \cdot z$ , wobei  $b_1$ ,  $b_2$ ,  $d_1^*$  und  $d_2^*$  gemäß Bild 74 zu messen sind. Die Geschwindigkeitsverhältnisse  $c_{m,1}/u_1$  und  $c_{m,2}/u_2$  werden mit den aus Gln. (62) ermittelten Winkeln ebenfalls aus Bild 74 abgelesen, und die kritischen Durchflußwerte gemäß

$$Q_{\text{krit},1} = c_{m,1} \cdot \pi \cdot d_1^2 = \frac{c_{m,1}}{u_1} \cdot \frac{\pi^2}{60} \cdot d_1^2 \cdot n \quad (63)$$

bzw.

$$Q_{\text{krit},2} = c_{m,2} \cdot \pi \cdot d_2 \cdot b_2 = \frac{c_{m,2}}{u_2} \cdot \frac{\pi^2}{60} \cdot d_2^2 \cdot n \cdot b_2 \quad (64)$$

bestimmt, wobei die in [39] angegebene Bedingung  $d_{1,a}/d_2 = 0,142/0,334 = 0,425 < 0,5$  zu berücksichtigen ist.

Die geometrischen Daten, Zwischenwerte und die bezogenen kritischen Durchflußwerte können Tabelle 5 entnommen werden. Demnach ist bei der untersuchten Maschine mit dem Auftreten von Rezirkulation am Laufradaustritt bei  $\varphi/\varphi_{\text{opt}} = 0,93$  und am Laufradeintritt bei  $\varphi/\varphi_{\text{opt}} = 0,83$  zu rechnen. Während das Ergebnis für die druckseitige (Austritts) Rückströmung hier nicht überprüft werden kann, steht das Resultat nach der von FRASER vorgeschlagenen Methode in sehr guter Übereinstimmung mit den vorgestellten Experimenten. Der berechnete Wert für  $\varphi_{\text{krit},1}/\varphi_{\text{opt}} = 0,83$  deckt sich mit dem beobachteten Anstieg des statischen Druckes unmittelbar vor dem Laufradeintritt, der etwa bei  $\varphi/\varphi_{\text{opt}} = 0,86$  liegt (Meßstelle *hsp*, Bild 72), wenn berücksichtigt wird, daß Rückströmungserscheinungen im Laufrad sich hier erst bei vermindertem Durchfluß bemerkbar machen.

BARRAND ET AL. [12] bestimmen den kritischen Durchfluß mit unterschiedlichen Methoden, sowohl beim Betrieb mit Wasser, als auch mit Luft als Arbeitsmedium und beziehen den Meßwert auf den Auslegungsdurchfluß des Laufrades. Eine Umrechnung mit dem Arbeitspunkt maximalen Wirkungsgrades als Referenzwert liefert  $\varphi_{\text{krit},1}/\varphi_{\text{opt}} = 0,82$  und  $\varphi_{\text{krit},2}/\varphi_{\text{opt}} = 0,85 \dots 0,90$  für die dort mit Wasser erzielten Ergebnisse. Die in [12] an Spiralgehäuse-

pumpen mit beschaukeltem Diffusor bei relativ niedrigen Drehzahlen (Wasser:  $n = 110$  1/min, Luft:  $n = 1700...2500$  1/min) erzielten Ergebnisse stimmen mit den eigenen gut überein.

STACHNIK [128] untersucht das Phänomen der Rückströmung am Ein- und Austritt eines radialen Pumpenlaufrades sehr eingehend mit Luft als Arbeitsmedium. Bei der Darstellung seiner Ergebnisse an einer Modellmaschine mit symmetrischer Abströmung (ohne Gehäuse) bezieht STACHNIK den variierten Durchfluß ebenfalls auf den Auslegungspunkt des Laufrades. Aufgrund der abweichenden und stark vereinfachten Randbedingung sowie der fehlenden Angaben zum Optimalpunkt bei Kombination mit einem geeigneten Sammelgehäuse, ist eine Übertragung der dort gemachten Beobachtungen nur bedingt aussagekräftig.

## 6.5 Einfluß des Vordralles

Um abzuklären, inwieweit das Axialschubverhalten von den Eintrittsbedingungen der Strömung in das Laufrad beeinträchtigt wird, wurden die im Kap. 6.3.4 und Kap. 6.4 beschriebenen Experimente durchgeführt. Im selben Zusammenhang stehen weitere Versuche zum Einfluß der Vordralles –resp. des Anströmwinkels der Laufradschaufel–, die im folgenden beschrieben werden.

### 6.5.1 Beschreibung des Vorleitgitters

Zur Beeinflussung des Eintrittsdralles wurde eine Leitverstellvorrichtung eingesetzt, die im Rahmen eines Forschungsvorhabens zur Untersuchung des Austrittsdralles bei Pumpen im Turbinenbetrieb entwickelt wurde [103]. Die Vorrichtung besteht aus einem ausgedrehten prismatischen Körper, dessen Innendurchmesser dem Nenndurchmesser der Saugleitung gleicht und dessen Mantelfläche mit neun Facetten zur Aufnahme der Schaufelhalterungen versehen ist (vgl. Bild 75). Die Verstellung und Arretierung der Schaufeln erfolgte einzeln mit Hilfe von Gewindestiften, die am Ende eines Schaufelschaftes angebracht sind. Arretierbohrungen auf einem Teilkreis befinden sich in einem Winkel von  $15^\circ$  zueinander. Auf einem kleineren Kreis sind weitere Bohrungen im gleichen Abstand und um  $7,5^\circ$  zur äußeren Reihe versetzt angebracht, so daß eine feinere Abstufung der möglichen Winkeleinstellung ermöglicht wird. Details über den Einbau der Apparatur in der Saugleitung und den wichtigsten Abmessungen können Bild 76 entnommen werden.

Es wurden insgesamt fünf Drosselkennlinien mit jeweils unterschiedlichen Schaufelstellungen mit axialer Zuströmung ( $\gamma = 0^\circ$ ), mit Gegen- ( $\gamma = -30^\circ$  und  $\gamma = -60^\circ$ ) sowie mit Mitdrall ( $\gamma = 30^\circ$  und  $\gamma = 60^\circ$ ) gemessen. Dabei wurden Durchfluß, Förderhöhe und Drehmoment sowie Axialschub aufgenommen. Die grafische Darstellung der Ergebnisse erfolgt in dimensionsloser Form, wobei die Meßwerte für den Durchfluß zum besseren Vergleich auf den Bestpunkt der Versuchspumpe ohne Vorleitregler bezogen werden.

### 6.5.2 Vorleitregler als Gleichrichter

Vergleicht man die Kennlinien mit den Leitschaukel ( $\gamma = 0^\circ$ ) mit denen im Referenzzustand ohne jegliche Leitvorrichtung, so zeigt sich einen geringen Einfluß der Maßnahme auf das grundsätzliche Axialschubverhalten im gesamten Arbeitsbereich der Versuchsmaschine.

Wie in Bild 77 dimensionsloser Form beobachtet werden kann, bleiben die Lagen der Extrema (Maximum bei  $\varphi/\varphi_{\text{opt}} = 0,8$  und Minimum bei  $\varphi/\varphi_{\text{opt}} = 1,3$ ) unverändert gegenüber den Vergleichsmessungen. Die Gleichrichtung der Zuströmung führt nahezu im gesamten Teillastbereich zu einer geringfügigen Verringerung der resultierenden Axialkraft. Auch bei Durchflüssen zwischen dem Bestpunkt und dem Arbeitspunkt, an dem der Axial Schub am kleinsten wird, liegt der Schub bei axial gestellten Leitschaufeln leicht unterhalb der Referenzwerte. Im weiteren Überlastbetrieb bleiben die Abweichungen im Bereich der Meßgenauigkeit.

Eine Beeinflussung der Förderhöhenkennlinie der Maschine ist im wesentlichen im Teillastbereich festzustellen, wie aus Bild 78 zu sehen ist. Die Gleichrichtung der Eintrittströmung führt zu einer Erhöhung der Betriebskennlinie unterhalb von  $\varphi/\varphi_{\text{opt}} = 0,5$ . Dieser Effekt verstärkt sich, je kleiner der Durchfluß wird ( $0 < \varphi/\varphi_{\text{opt}} < 0,3$ ) und hebt die bei „freier“ Zuströmung vorhandene *Kennlinieninstabilität* vollständig auf (vgl. auch Kap. 6.5.3). Allerdings geht der Gewinn an Förderhöhe im extremen Teillastbetrieb mit einer deutlichen Zunahme der Leistungsaufnahme einher (Bild 79). Wie in Bild 80 gezeigt wird, bleibt der Gesamtwirkungsgrad gleich.

### 6.5.3 Einfluß des Vorleitgitters auf die Kennlinien

Stärkere Abweichungen zeigen sich, wenn die Vorleitschaufeln deutlich angestellt werden. Das beobachtete Verhalten des Axialschubes in Abhängigkeit von einer festen Winkelstellung der Vorleitschaufel wird in Bild 81 wiedergegeben. Die Ergebnisse für Druckzahl, Leistungszahl und Gesamtwirkungsgrad werden jeweils über der bezogenen Lieferzahl in den Bildern 82, 83 bzw. 84 dargestellt.

Wie aus den Meßergebnissen ersichtlich ist, bewirkt ein –auch erheblicher– positiver Anstellwinkel (*Mitdrall*) unterhalb des Auslegungspunktes (ca.  $\varphi/\varphi_{\text{opt}} = 0,8$ ) eine nur geringfügige Absenkung des Axialschubniveaus. Oberhalb dieses Lastpunktes werden die Unterschiede zu den Ergebnissen aus dem unbeschauelten Fall deutlicher, wobei sich für  $\varphi/\varphi_{\text{opt}} > 1,0$  auch eine Abhängigkeit des Winkels  $\gamma$  bemerkbar macht (vgl. Bild 81). Beispielsweise fällt die resultierende Axialkraft bei Mitdrall in beiden Fällen bei  $\varphi/\varphi_{\text{opt}} = 1,0$  um etwas mehr als 9 %, bei  $\varphi/\varphi_{\text{opt}} = 1,3$  um 7 % ( $\gamma = 30^\circ$ ) bzw. 12 % ( $\gamma = 60^\circ$ ) gegenüber der „freien“ Saugströmung ab. Bei  $\gamma = 60^\circ$  kann eine Unterdrückung des Minimums um  $\varphi/\varphi_{\text{opt}} = 1,3$  in der Axialschubkennlinie festgestellt werden.

Negative Anstellwinkel (*Gegendrall*) führen grundsätzlich zu keiner Absenkung der auf die Welle wirkenden resultierenden Axialkraft im gesamten Arbeitsbereich der Maschine, wie in Bild Bild 81 leicht erkennbar ist. Ein meßbarer Einfluß auf den Axialschub kann erst bei größeren Anstellwinkeln festgestellt werden. Ab einem relativen Durchsatz von ca.  $\varphi/\varphi_{\text{opt}} = 0,9$  fällt die Axialbelastung mit zunehmendem Durchfluß weniger steil ab, ohne daß es zu einem Minimum kommt.

Eine Abhängigkeit des Arbeitspunktes minimalen Axialschubes von einem mittleren Anstellungswinkel ( $\pm 30^\circ$ ) des Vorleitgitters kann aus den Meßergebnissen beobachtet werden:

Gegendrall verschiebt diesen zu einem kleineren Durchsatz ( $\varphi/\varphi_{\text{opt}} = 1,25$ ), während bei Mitdrall dieser erst bei  $\varphi/\varphi_{\text{opt}} = 1,35$  auftritt (Bild 81).

Bild 82 gibt den Verlauf der Druckzahl  $\psi$  über dem auf den Bestpunkt der Maschine ohne Vorleitbeschaukelung bezogenen Durchfluß wieder. Bis auf  $\gamma = -60^\circ$  (hier ist ein Abfallen der  $\psi$ - $\phi$ -Kurve im extremen Teillastbetrieb zu verzeichnen) führen alle andere von Null verschiedenen Winkelstellungen zu geringeren Druckzahlen im gesamten Arbeitsbereich, wobei dies bei positiven Werten von  $\gamma$  (Mitdrall) besonders ausgeprägt ist.

Auch die Leistungsaufnahme wird durch die Vorleitregelung beeinflusst, wie Bild 83 zeigt. Der nachteiligen Auswirkung eines positiven Dralles auf die Druckzahl im Überlastbetrieb wird teilweise durch einen geringeren Leistungsbedarf der Pumpe entgegen gewirkt, so daß der Abfall des Wirkungsgrades gemildert wird. Alle hier untersuchten Staffelungswinkel führten zur Verschiebung des optimalen Betriebspunktes zu niedrigeren Durchsätzen hin (vgl. Bild 84).

Bei axialer Ausrichtung der Strömung ( $\gamma = 0^\circ$ ) kann eine leichte Verschiebung der Unstetigkeit, die auf Änderung des statischen Druckes an der Meßstelle  $a_{258}$  hinweist, von  $\varphi/\varphi_{\text{opt}} = 0,7$  auf etwas weniger als  $\varphi/\varphi_{\text{opt}} = 0,65$  beobachtet werden. Das zwischen beiden Meßebenen eingebaute Vorleitgitter verhindert die Ausweitung des Teillastwirbels stromaufwärts, wie sich aus dem stetigen Anstieg der Druckdifferenz bei Verringerung des Durchsatzes bis „Nullförderung“ in Bild 85 erkennen läßt. Im Gegensatz zum unbeschaukelten Fall weist der Kurvenverlauf des Druckabfalles im Einlauf für den Betrieb mit Vorleitgitter ( $\gamma = 0^\circ$ ) keine Verlaufsänderung bei  $\varphi/\varphi_{\text{opt}} = 0,30$  auf; diese steigt bei kleineren Durchflußwerten bis  $\varphi/\varphi_{\text{opt}} = 0$  kontinuierlich an. Dieses Verhalten deckt sich exakt mit dem der Förderhöhenkennlinien. Sowohl die Förderhöhe als auch die Druckdifferenz  $\Delta c_p$  beider Konfigurationen divergieren bei Drosselung ab  $\varphi/\varphi_{\text{opt}} = 0,30$ .

Auch die Ergebnisse für Anstellwinkel  $\gamma > 0^\circ$  weisen eine geringe Verschiebung des Betriebspunktes auf, an welchem sich die Rückströmerscheinungen an der Ebene  $a$  bemerkbar machen und wo die Steigung der Kurve für  $\Delta c_p = p_{a_{258}} - p_s$  sich über dem Durchsatz sprunghaft ändert. Bei genauer Betrachtung von Bild 85 läßt sich die Unstetigkeit für  $\gamma = 30^\circ$  bei ca.  $\varphi/\varphi_{\text{opt}} = 0,60$  erkennen; eine Verdoppelung von  $\gamma$  bewirkt, daß sich diese bei  $\varphi/\varphi_{\text{opt}} = 0,55$  einstellt. Auch hier läßt sich ein Zusammenhang zwischen Entstehung und Ausbreitung von Rückströmungen im Laufrad und dem Stabilitätsverhalten der Kennlinien beobachten: Während für  $\gamma = 0^\circ, 30^\circ$  und  $60^\circ$  die Drosselkurven eine stets negative Steigung, wie die Druckdifferenz vor dem Laufrad, zeigen (vgl. Bild 82 mit Bild 85), weisen die Druckzahlkurven für Gegendrall einen labilen ( $\gamma = -30^\circ$ ) bzw. eindeutig instabilen ( $\gamma = -60^\circ$ ) Verlauf auf, welcher seine Entsprechung im Druckverhalten vor dem Laufrad hat.

#### 6.5.4 Zum Stabilitätsverhalten der Drosselkennlinie

Die Ergebnisse für die Förderhöhe und die Leistungsaufnahme resp. den Wirkungsgrad decken sich weitgehend mit denen von REY ET AL. [107] an Pumpen, WALLACE ET AL. [152] und MALOBABIC [91] an Turbolader-Verdichtern sowie von KASSENS [71] und KASSENS/RAUTENBERG [72] an leitschaukelgeregelten Radialverdichtern gemachten Beobachtungen.

Ähnliche Ergebnisse erzielen WHITFIELD/ABDULLAH [157] durch Anfachung einer Wirbelströmung am Eintritt des Laufrades mit Hilfe eines spiralförmigen Drallgenerators. Sie zeigen, daß durch Änderung des Zuströmwinkels die Grenze instabiler Betriebszustände zu kleineren Durchsätzen hin verschoben werden kann, was sie auf eine Beeinflussung des Einsetzens von Rückströmung aus dem Laufrad zurückführen. Auch ISHINO ET AL. [68], die den Einfluß der Eintrittsströmung auf das Kennfeld von Turbolader-Verdichtern untersuchen, bestätigen dieses Verhalten experimentell und zeigen anhand von numerischen Ergebnissen, daß durch die vom Leitgitter erzwungene Wirbelströmung die Strömung am Laufradeintritt –und im Laufrad selbst– stabilisiert wird, und die für das Auftreten von Rezirkulation verantwortlichen Rückströmgebiete im Laufrad unterbunden werden können.

In diesem Zusammenhang erweist sich die Betrachtung des bereits beschriebenen Verhaltens der Drücke in der Saugleitung als aufschlußreich, insbesondere der Vergleich der statischen Drücke vor dem Laufrad im Falle freier (unbeschaufelt) und gleichgerichteter (mit Vorleitgitter) Saugströmung (Bild 85).

Wie bereits ausführlich beschrieben, läßt sich aus dem Kurvenverlauf –bzw. aus dessen Unstetigkeiten– das Einsetzen von Rückströmung (Teillastwirbel) an beiden Ebenen detektieren: In der unbeschaufelten Konfiguration ist dies an der Meßebe  $a$  bei etwa  $\varphi/\varphi_{\text{opt}} = 0,7$  (s. auch Bilder 64 und 66) der Fall, während sich die Auswirkungen an der Meßebe  $s$  erwartungsgemäß erst bei stärkerer Drosselung ( $\varphi/\varphi_{\text{opt}} = 0,3$ ) im Drucksignal zeigen. Im beschaufelten Fall kann die Auswirkung des Teillastwirbels an der Ebene  $a$  bei ca.  $\varphi/\varphi_{\text{opt}} = 0,65$  beobachtet werden, während der Druckverlauf an der Meßebe  $s$  bei zunehmender Drosselung nicht beeinträchtigt wird. Das Auftreten der Rezirkulationsströmung durch ein Vorleitgitter wird in der untersuchten Maschine somit weder unterbunden noch wesentlich beeinflußt.

Die Differenz  $c_{p,a258} - c_{p,s}$  (Bild 85) entspricht mehr als 60 % des Anstieges der Druckzahl  $\psi$  in Bild 78 bei Nullförderung.<sup>(\*)</sup> Wird neben der Meßungenauigkeit noch zusätzlich die Differenz beider Drosselkennlinien berücksichtigt, die sich zu  $\varphi = 0$  hin vergrößert, so stimmt der Förderhöhengewinn durch Leitschaufeln mit dem Anstieg des statischen Druckes an der Meßebe  $s$  infolge der Rotation der Saugströmung im unbeschaufelten Fall weitgehend überein.

Insofern muß hier festgestellt werden, daß der Abfall der Förderhöhenkennlinie zu Nullförderung hin –die sog. Kennlinieninstabilität– im wesentlichen eine Folge der Auswirkung drallbehafteter Strömung auf die Messung des statischen Druckes in der Saugleitung ist und daher nur mittelbar mit dem Auftreten von Rezirkulation in Verbindung steht.

Rückströmung am Laufradeintritt setzt im vorliegenden Fall bereits bei  $\varphi/\varphi_{\text{opt}} = 0,8$  ein, wie im Kap. 6.4.1 festgestellt wurde; eine Beeinträchtigung der Förderhöhe kann hier nicht beobachtet werden. Mit fallendem Durchsatz weitet sich der Teillastwirbel stromaufwärts aus und erreicht bei  $\varphi/\varphi_{\text{opt}} = 0,3$  die Meßebe  $s$ . Infolge der auf die rotierenden Saugströmung wir-

\* Durch die gewählte Definition für  $c_p$  und  $\psi$  ergibt sich bei den Differenzen das Verhältnis

$$\Delta\psi = 2\Delta c_p$$

kenden Zentrifugalkraft steigt der wandbündig gemessene Druck, der somit nicht mehr den mittleren statischen Druck in der Saugleitung widerspiegelt. Bei der Berechnung des saugseitigen Totaldruckes  $p_{\text{tot,d}}$  wird ein zu hoher Wert ermittelt, der nach

$$\rho \cdot g \cdot H = (p_{\text{tot,d}} - p_{\text{tot,s}}) = p_2 - p_1 + \rho \frac{\bar{c}_d^2 - \bar{c}_s^2}{2} \quad (65)$$

zu einer niedrigeren Förderhöhe führt. Wird durch das Vorleitgitter die Fortpflanzung des Teillastwirbels bis zur Meßebene unterbunden, so wird an der dort vorliegenden drallfreien Strömung der statische Druck korrekt erfaßt. Die so ermittelte Förderhöhe wird im Bereich geringer Durchflußwerte nicht vom Teillastwirbel beeinträchtigt und wird so „stabil“.

### 6.5.5 Zum Einfluß der Eintrittsströmung auf den Axialschub

Anhand der mittleren Geschwindigkeiten am Eintritt des Laufrades soll hier versucht werden, den Zusammenhang zwischen Eintrittsströmung und Axialschubverhalten unter den in den vorangegangenen Abschnitten beschriebenen Bedingungen prinzipiell zu erläutern.<sup>(\*)</sup> In Bild 87 sind die Geschwindigkeitsdreiecke für alle vier untersuchten Anströmbedingungen und den jeweiligen Lastzuständen (Teil-, Voll- und Überlast) qualitativ wiedergegeben.

Ausgehend vom Referenzzustand (keine Vorleitbeschaukelung) kann –zumindest theoretisch– gezeigt werden, daß je nach Betriebszustand außerhalb des optimalen Arbeitspunktes ( $\varphi/\varphi_{\text{opt}} = 1,0$ ) die Zuströmgeschwindigkeit –bedingt durch den Eintrittswinkel der Laufradschaufeln– eine positive<sup>†</sup> (für  $\varphi/\varphi_{\text{opt}} > 1$ ) oder eine negative (für  $\varphi/\varphi_{\text{opt}} < 1$ ) Umfangskomponente erhält (Bild 87a). Nach der Euler-Gleichung

$$\frac{g \cdot H}{\eta} = u_2 \cdot c_{u,2} - u_1 \cdot c_{u,1} \quad (66)$$

führt eine Verringerung der Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit  $c_{u1}$  zu einem Anstieg der Förderhöhe  $H$ , eine Vergrößerung von  $c_{u1}$  dagegen bewirkt einen geringeren Wert für  $H$ . Dieser Zusammenhang kann grundsätzlich in den Meßergebnissen aus Bild 82 beobachtet werden: Durch die Gleichrichtung der Zuströmung wird im Teillastbetrieb ( $\varphi/\varphi_{\text{opt}} < 1,0$ )  $c_{u,1} = 0$ , was häufig mit der bereits festgestellten Stabilisierung der Förderhöhenkennlinie in Verbindung gebracht wird. Bei Überlast ( $\varphi/\varphi_{\text{opt}} > 1,0$ ) zeigen die Meßergebnisse einen kaum wahrnehmbaren Abfall der Kennlinie. Als Nebenerscheinung bringt eine Führung der Saugströmung jedoch eine Fehlanströmung der Laufradbeschaukelung und somit eine Beeinträchtigung der Leistungsdaten der Maschine mit sich. Je nach

\* Der Einfachheit halber wird hier zuerst davon ausgegangen, daß der Bestpunkt mit dem Auslegungspunkt übereinstimmt ( $\varphi/\varphi_{\text{opt}} = \varphi/\varphi_{\text{n}}$ ) und im gesamten Arbeitsbereich zunächst keine störenden Einflüsse durch Rezirkulationserscheinungen auftreten.

† In der gleichen Richtung wie die Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades.

Lastzustand können diese Abweichungen zu beträchtlichen *Incidence*winkeln  $\Delta\beta$  führen, wie die Geschwindigkeitsdreiecke in Bild 87b zeigen.

Beim Vergleich der Geschwindigkeitsdreiecke fällt zunächst auf, daß gemäß Bild 87 im Teillastbetrieb die größten Auswirkungen einer Vordrallbeeinflussung auf den Inzidenzwinkel bei Gegendrall auftreten. Im Bestpunkt und besonders im Überlastbetrieb wäre dies bei Mitdrall der Fall. Während die Förderhöhe bei positiven Anstellwinkeln  $\gamma$  um den Bestpunkt sowie im Überlastbetrieb tatsächlich große Einbußen aufweist (Bild 82), ist bei geringen Durchsätzen kein eindeutiger Zusammenhang zwischen Förderhöhe und Vordrall erkennbar.

Gleiches kann anhand der Bilder 81 und 87 über den Zusammenhang zwischen dem gemessenen Axialschub und den idealen Geschwindigkeitsdreiecken an der Schaufeleintrittskante gesagt werden: Große positive Inzidenzwinkel  $\Delta\beta$  (Mitdrall:  $\gamma > 0$ ) können zu niedrigen Axialschubwerten im Voll- und Überlastbetrieb führen, während bei negativen Werten von  $\Delta\beta$  ( $\gamma < 0$ ) keine eindeutige Tendenz erkennbar wird.

Die Geschwindigkeitsdreiecke der realen Strömung entsprechen jedoch aufgrund der am Schaufeleintritt vorhandenen radialen Winkelverteilung und dem damit zusammenhängenden Auftreten von Rückströmgebieten nicht mehr denen des in Bild 87 betrachteten „idealen“ Falles. Während sich im Teillastbetrieb im Zentrum des Saugrohres eine nahezu drallfreie Kernströmung bildet (vgl. Kap. 6.4.1 und Bild 71), die eine relativ genaue Aussage über die zu am Schaufeleintritt auftretenden Geschwindigkeitskomponenten erlaubt, können die Geschwindigkeitsverhältnisse im Rückströmgebiet –zumal diese stark radienabhängig sind und einen ausgeprägten räumlichen Charakter aufweisen– nicht mehr eindeutig beschrieben werden. Die Beschreibung der Strömungszustände am Einlauf von radialen Turbomaschinen im Teillastbetrieb mit Hilfe vereinfachter Annahmen, wie sie hier anhand der Geschwindigkeitsdreiecke (die strenggenommen nur für den zweidimensionalen Fall gelten) vorgenommen werden, ist deshalb nur bedingt möglich und läßt an dieser Stelle keine allgemeingültigen Aussagen zu.

## 6.6 Untersuchungen mit abgedecktem Laufrad

Zur Untersuchung der Strömungsverhältnisse in den Radseitenräumen ohne die Wechselwirkung mit der Laufradströmung wurde die im Kap. 5.5.4 beschriebene Versuchsanordnung verwendet. Austritts- und Eintrittsöffnungen des Laufrades wurden hierfür mit Hilfe eines Messingbandes bzw. einer Kunststoffscheibe abgedeckt, so daß keine Förderung durch das Laufrad stattfinden konnte. Auch die Entlastungsbohrungen waren während der Versuche verschlossen.

Die Messungen erfolgten für mehrere Spaltdurchsätze durch Variation der Drehzahl bei konstanter Drosselstellung. Dazu wurde bei der kleinsten untersuchten Drehzahl von  $n = 200$  1/min der Förderstrom eingestellt und anschließend die Laufraddrehzahl erhöht.

Die Untersuchungen erstreckten sich sowohl auf den Rechtslaufbetrieb, d.h. das Laufrad rotiert wie im normalen Pumpenbetrieb (hier als *Rechtslauf* bezeichnet) als auch auf den Umkehrbetrieb, wie er bei Pumpen im Turbinenbetrieb vorkommt (*Linkslauf*), d.h.  $n < 0$ .

### 6.6.1 Axialschub

In Bild 88 sind die Ergebnisse für den Axialschub über die Drehzahl für verschiedene Spaltströme im Rechtslauf dargestellt. Die entsprechenden Daten für die umgekehrte Drehrichtung (Linkslauf) sind in Bild 89 abgebildet. Bei niedriger Drehzahl und geringem Spaltstromwerten ergibt sich ein parabelförmiger Verlauf des Axialschubes über die Drehzahl. Mit steigendem Durchfluß  $Q_{Sp}$  steigt die resultierende Axialkraft im Rechtslauf weniger stark an und bleibt bei etwa  $Q_{Sp} = 6 \text{ m}^3/\text{h}$  von der Drehzahl nahezu unbeeinflusst. Wie aus dem Vergleich der Ergebnisse beider Drehrichtungen erkennbar wird, ist der Axialschub im Rechtslauf für den untersuchten Durchflussbereich deutlicher abhängig von  $n$  und  $Q_{Sp}$ : Bei  $Q_{Sp} = 7 \text{ m}^3/\text{h}$  fällt  $F_{ax}$  mit zunehmender Drehzahl ab (Bild 88). In der Auftragung des Axialschubes  $F_{ax}$  über den Spaltstrom  $Q_{Sp}$  mit der Drehzahl  $n$  als Parameter (Bild 90 bzw. Bild 91) läßt sich im Linkslauf neben den grundsätzlich höheren Werte für  $F_{ax}$  deutlich ein mit steigender Drehzahl stärkerer Abfall des Spaltstromes gegenüber dem Rechtslauf beobachten.

Der Zusammenhang zwischen dem Axialschub und dem Quadrat der Drehzahl kann in der dimensionslosen Darstellung in Bild 92 für den Rechtslauf bzw. in Bild 94 für den Linkslauf bestätigt werden. Der in der Praxis vorkommende Drehzahlbereich wird in Bild 93 (Rechtslauf) bzw. Bild 95 vergrößert dargestellt.

### 6.6.2 Statischer Druck in den Radseitenräumen

Das Verhalten des an der Gehäusewand gemessenen statischen Druckes am Eintritt des Radseitenraumes ( $r/r_2 = 1,0$ ) zeigt Bild 96. Hier sind alle gemessenen Werte bei verschiedenen Spaltvolumenströmen über den Umfangswinkel  $\phi$  am Beispiel der Drehzahl  $n = 1050 \text{ 1/min}$  dimensionslos aufgetragen. Der Einfluß des Druckaufbaues in der Spirale macht sich nicht nur auf die Druckverteilung am Eintritt des Radseitenraumes im Bereich der Spiralenzungung stark bemerkbar; auch bei kleinen Radienverhältnissen in der Nähe des Dichtringes kann ein ungleichmäßiger Druckverlauf beobachtet werden, der möglicherweise auf die Strömung im Spiralgehäuse zurückgeführt werden kann.

In Bild 97 sind die Ergebnisse an allen Meßstellen am saugseitigen Radseitenraum bei  $n = 1050 \text{ 1/min}$  und  $\varphi_{sp} = 0,0036$  ebenfalls über den Umfangswinkel  $\phi$  dargestellt. Die begrenzte Anzahl von Meßstellen in Umfangsrichtung ermöglicht hier leider keine vollständige Beschreibung der peripheren Druckverteilung im Bereich von Radienverhältnissen  $r/r_2 < 1,0$ . Die in Bild 97 eingezeichneten Kurven stellen das Ergebnis einer herkömmlichen *Spline*-Interpolation dar. Ein aus der Gesamtbetrachtung abgeleiteter hypothetischer Verlauf zwischen den Meßstellen geben die in Bild 98 dargestellten Kurven wieder. Demnach ist eine Fortpflanzung der „Druckstörung“ aufgrund der Zungenumströmung von der Spirale radial einwärts durch den Radseitenraum bis hin zum Ringspalt möglich. Allerdings weisen

die Ausgleichskurven für die Meßwerte am Außendurchmesser ( $r/r_2 = 1,0$ ) und am Eintritt in den Dichtspalt ( $r/r_2 = 0,557$ ) im Bereich  $60^\circ < \phi < 300^\circ$  keine kongruenten Verläufe auf, so daß eine Korrelation beider Erscheinungen nicht eindeutig erkennbar ist. Die gemachten Beobachtungen konnten im Rahmen dieser Untersuchung nicht überprüft werden, so daß sie hier lediglich als eine mögliche Ursache für die gemessene ungleichmäßige Druckverteilung angesehen werden müssen.

### 6.6.3 Berechnung der Axialkraft aus den Druckmessungen

Unter der vereinfachenden Annahme rotationssymmetrischer Strömung werden die aus den gemessenen statischen Drücken entlang der Gehäusewand bzw. des Gehäusedeckels sich ergebenden Druckkräfte berechnet und der aus ihrer Summe resultierende Axialschub bestimmt. Hierzu werden alle Meßwerte über dem Umfang gemittelt und über dem Radius integriert. Bild 99 zeigt für den Rechtslauf einen Teil der Ergebnisse der Mittelung und am Beispiel von  $\varphi_{Sp} = 0,0027$  die über Approximation der Mittelwerte errechneten radialen Verläufe des statischen Druckes in beiden Radseitenräumen. Im druckseitigen Seitenraum wurde ein parabelförmiger Anstieg des Druckes zwischen dem hinteren Dichtspalt- und dem Laufradaußendurchmesser angenommen. Zwischen dem Dichtspalt und der Welle wurde der bei  $Ri$  gemessene Druck als konstant über dem Radius festgelegt. Auch saugseitig wurde für die Interpolation des statischen Druckes zwischen Dichtspalt und Laufrad-Außendurchmesser ein polynomischer Ansatz zweiten Grades gewählt, während für den ebenfalls als konstant betrachteten Druck an der Eintrittsfläche des Laufrades der Meßwert bei  $hsp$  herangezogen wurde. Die Wellendruckkraft infolge des Überdruckes in der Saugleitung gegenüber der Atmosphäre wurde ebenfalls berücksichtigt.

Die Betrachtung der umfangsgemittelten Drücke erlaubt die explizite Angabe für  $p = p(r)$ , wodurch die Integration der im Kap. 4 angegebenen Ausdrücken zur Bestimmung der einzelnen Kräfte möglich wird. Die Ergebnisse der Integration stimmen mit den gemessenen Axialschubwerten sehr gut überein, wie aus dem Vergleich aller Meßreihen im Rechts- und Linkslauf in Bild 100 und Bild 101 zu erkennen ist.

### 6.6.4 Leistungsaufnahme

Das gemessene Drehmoment beider Betriebsarten ist in Bild 102 und Bild 104 zusammengestellt. Die aufgenommene Wellenleistung, die sich aus dem Produkt mit der Winkelgeschwindigkeit ergibt, ist weitestgehend gleich der Summe der mechanischen Verluste und der Radreibungsverluste. Während im Rechtslauf die Ergebnisse in der dimensionslosen Darstellung gut überein stimmen (abgesehen bei  $n = 200$  und  $400$  1/min, wo sehr geringe Drehmomente zu erfassen waren), liegen die Meßdaten im Linkslauf stets höher und fallen mit steigender Drehzahl. Durch die geringere Schubspannung an den Laufradwänden (das Laufrad und das aus der Spirale eintretende Fluid rotieren in gleicher Drehrichtung) wäre im Linkslauf ein niedriges Drehmoment zu erwarten. Die Meßergebnisse stehen jedoch im Widerspruch zu der theoretisch erwarteten Tendenz. Ursache dafür ist das sich mit der Drehrichtung ändernde Reibungsverhalten der Stopfbuchse, das im unte-

ren Drehzahlbereich einen relativ höheren Einfluß auf das gemessene Drehmoment hat (Bild 104).

Werden hier die Ergebnisse bei den höheren Drehzahlen betrachtet, so läßt sich im Rechtslauf ein leichter Abfall der Leistungsaufnahme mit steigendem Spaltdurchfluß beobachten, Bild 105. Beispielsweise beträgt die Leistungsabnahme bei  $\varphi_{Sp} = 0,0036$  etwa 2,5 % im Vergleich zum Fall von  $\varphi_{Sp} = 0$ .

Im Linkslauf konnte keine eindeutige Abhängigkeit der Leistungsaufnahme vom Spaltstrom erfasst werden (Bild 107).

### 6.6.5 Spaltstrom

Wie im Kap. 6.6.1 erwähnt, fällt der Spaltdurchfluß –bei konstanter Drosselstellung der angeschlossenen Leitungen– im Rechtslauf etwas stärker ab als im Linkslauf. Dieses Verhalten lässt sich beim Vergleich von Bild 108 und Bild 109, in denen der Spaltstrom  $Q_{Sp}$  für alle eingestellten Schiebereinstellungen über die Laufraddrehzahl aufgetragen ist, besonders bei den höheren Drehzahlen erkennen, und ist im wesentlichen auf die Wechselwirkung zwischen der Laufrad-Drehrichtung und dem aus dem Spiralegehäuse in die Radseitenräume hinein strömenden Fluid zurückzuführen.

Die weiteren Betrachtungen werden sich auf die Ergebnisse im Rechtslauf beschränken. Im Zusammenhang mit der Bestimmung des Spaltstromes ist hier die Betrachtung des über dem Ringspalt gemessenen Druckgefälles  $\Delta p_{Ring} = p_{vsp} - p_{hsp}$  bzw.  $\Delta c_{p, Ring} = c_{p, vsp} - c_{p, hsp}$  wichtig. Wie die in Bild 110 dargestellten Ergebnisse aller vier Meßebenen zeigen, weisen die Daten keine nennenswerten Abweichungen untereinander auf, so daß aus den Mittelwerten für jeden Durchfluß die Abhängigkeit des Druckabfalles vom Spaltstrom beschrieben werden kann (Bild 111). Die daraus ermittelte Regressionsfunktion stimmt mit den Meßergebnissen aller gemessenen Drehzahlen sehr gut überein, wie in Bild 112 für die höhere Drehzahlen zu erkennen ist.

Unter der vereinfachenden Annahme, daß die Strömungsverluste im Ringspalt hauptsächlich von der Druckdifferenz  $\Delta c_{p, Ring}$  abhängig sind, kann bei gleichbleibender Spaltgeometrie aus den Meßdaten für  $\Delta c_{p, Ring}$  mit der Umkehrfunktion  $Q = Q(\Delta c_{p, Ring})$  eine zur annähernde Bestimmung des Spaltstromes explizite Beziehung bestimmt werden. Wie von HERGT ET AL. [59] experimentell bestätigt, kann die Höhe des bisher nur als von der Geometrie des Spaltes abhängig betrachteten Verlustbeiwertes  $\mu_{Sp}$  u.U. auch vom Drall der durch das Radseitenraum strömende Flüssigkeit beeinflusst werden. Der Drallzustand des sich unmittelbar vor dem Spalteintritt befindlichen Fluides wird maßgebend von der Geometrie des Radseitenraumes, insbesondere von der Breite und Oberflächenbeschaffenheit der Grenzände, bestimmt. Aber auch der Energieaustausch zwischen der im Seitenraum rotierenden Flüssigkeit und der energiereichen, stark drallbehafteten Laufradaustrittströmung wirken sich auf die Strömungszustände vor der Ringdichtung aus. Die Unterschiede zwischen der Radseitenraumströmung mit abgedecktem Laufrad im Vergleich zum „normalen“ Fall mit Laufradförderung dürften daher sicherlich auch hier vorhanden sein. Inwieweit

die Strömungsverhältnisse in beiden Fällen vergleichbar sind konnte im Rahmen dieser Untersuchung nicht vertiefend untersucht werden.

Aufgrund des angestrebten qualitativ beschreibenden Charakters dieser Arbeit werden die eben beschriebene Wechselwirkungen und deren Einflüsse auf die Spaltströmung außer Acht gelassen. Die folgenden Betrachtungen sollen vielmehr die grundsätzlichen Unterschiede bzw. Ähnlichkeiten der Strömungsbedingungen im Fall mit und ohne Hauptströmung zeigen und Aufschlüsse über die Aussagekraft von „isolierten“ Untersuchungen des Spaltstromes und ihre Übertragbarkeit auf die Zustände in der realen Maschine liefern.

## 6.7 Strömung in den Radseitenräumen im normalen Förderbetrieb

Die statische Drücke entlang des Pumpengehäuses sind in der dimensionslosen Darstellung drehzahlunabhängig, wie anhand der hier willkürlich gewählten Meßstelle  $f_{18}$  gezeigt wird, Bild 113. Die in den folgenden Ausführungen gewählte Definition für die Druckzahl  $c_p$  lautet

$$c_p = \frac{p - p_{a258}}{\rho \cdot \omega^2 \cdot r_2^2} \quad (67)$$

wobei  $p$  für den statischen Druck an der jeweiligen Meßstelle steht. Aufgrund der hohen Übereinstimmung der Meßergebnisse in der dimensionslosen Darstellung wird sich fortan, falls nicht anders beschrieben, die Darstellung und Diskussion derselben auf eine Drehzahl beschränken. Um einen direkten Vergleich mit den Strömungsmessungen zu ermöglichen, die ausschließlich bei  $n = 1050$  1/min durchgeführt wurden, werden hier die Meßdaten dieser Drehzahl herangezogen.

### 6.7.1 Saugseitiger Radseitenraum

#### 6.7.1.1 Statischer Druck am Eintritt

Für den Betriebspunkt höchsten Wirkungsgrades  $\varphi/\varphi_{\text{opt}}$  kann bei allen Drehzahlen ein über den Umfangswinkel  $\phi$  gleichmäßiger Verlauf des statischen Druckes beobachtet werden, Bild 114. Eine leichte Druckspitze im Bereich von  $\phi = 0^\circ$  stimmt mit der Stellung der Spiralenzone überein, welche offensichtlich auch im Optimum einen Einfluß auf den statischen Druck am Austritt des Laufrades ausübt. Die Ursache dafür ist zum einen in den unterschiedlichen Auslegungsdaten von Laufrad und Spiralgehäuse zu suchen. Letzteres ist für einen kleineren Volumenstrom ausgelegt als das Laufrad. Zum anderen führt die Umströmung der Spiralenzone zur Störung des Druckfeldes, was sich mit kleiner werdendem Abstand zum Laufradaustritt erheblich verstärkt, wie in [30] und [33] experimentell gezeigt wird; dies kann zu lokalen Rückströmungen in das Laufrad führen, wie ELHOLM ET AL. [35] und ABRAMIAN/HOWARD [1] beobachteten.

Die periphere Druckverteilung weicht stark vom Zustand im Bestpunkt ab, je weiter der Betriebspunkt in den Teil- oder Überlastbetrieb übergeht. Um dieses Verhalten deutlich zu

machen, werden in Bild 115 die Verläufe der gemessenen statischen Drücke für die extremen Betriebszustände  $\varphi/\varphi_{\text{opt}} = 0$  und 1,60 mit denen des Bestpunktes verglichen.

Der bereits beobachtete Einfluß der Spiralenzunge auf die Strömung in der Umgebung des Laufrad-Außendurchmessers verstärkt sich außerhalb des Bestpunktes und ist im Teillastbetrieb besonders deutlich. In einem kleinen Winkelbereich vor dem Spiralenaustritt ( $320^\circ < \phi < 360^\circ$ ) fällt der Druck bei Nullförderung ( $\varphi/\varphi_{\text{opt}} = 0$ ) um fast 17 % des umfangsgemittelten Wertes ab. Im Überlastbetrieb ( $\varphi/\varphi_{\text{opt}} = 1,60$ ) kann dagegen ein sprunghafter Anstieg beobachtet werden, der allerdings weniger ausgeprägt ist und hier mit knapp 10 % beziffert werden kann.

Der für die Strömung in Spiralgehäusen außerhalb des Auslegungspunkt typische periphere Druckverlauf (Anstieg für den Teil- und Abfall für den Überlastbetrieb) kann im mittleren Winkelbereich am Eintritt in den Radseitenraum festgestellt werden.

Zwar stellen die hier am Beispiel von  $\varphi/\varphi_{\text{opt}} = 0$  und  $\varphi/\varphi_{\text{opt}} = 1,60$  gezeigten Druckverläufe zwei extreme Betriebszustände dar, die im praktischen Einsatz eher zu vermeiden wären, sie zeigen dennoch deutlich den Einfluß, den eine unsymmetrische Strömung am Laufradaustritt auf die Strömungsverhältnisse im Radseitenraum haben kann.

Entsprechendes Verhalten kann bei allen anderen Betriebspunkten beobachtet werden, wie im Bild 116 bei den Druckverläufen für  $\varphi/\varphi_{\text{opt}} = 0,34$  und  $\varphi/\varphi_{\text{opt}} = 1,35$  im Vergleich zum Bestpunkt gezeigt wird.

### 6.7.1.2 Strömungsmessungen am Außenradius

Genauere Kenntnisse über das Zusammenwirken von Laufrad- und Radseitenströmung sind von entscheidender Bedeutung für praktisch alle numerischen Berechnungsverfahren zur Bestimmung von Radreibungsverlusten und Axialkräften in radialen Turbomaschinen, da dieses die Anfangsbedingung jeder Berechnung darstellt. Aus diesem Grunde werden die wandbündigen Druckmessungen durch detailliertere Strömungsuntersuchungen an denselben Meßstellen ergänzt. Hierfür mußten zur Einführung der Strömungssonde alle Druckmeßbohrungen auf dem mit  $f$  bezeichneten Durchmesser von anfangs 1 mm auf 5 mm aufgebohrt werden. Die Sonde wurde senkrecht zur vorderen Gehäusewand über die gesamte Breite des Raumes bis zur Laufraddeckscheibe verfahren, was aufgrund der konstruktiven Merkmale des Pumpengehäuses zu einem relativen Winkel des Verfahrensweges zur Drehachse von  $25^\circ$  und einer maximalen Meßtiefe von ca.  $T = 16,5$  mm führte (vgl. Bild 117).

Um das grundsätzliche Strömungsverhalten bei Teil- und Überlast im Vergleich zum Betriebspunkt besten Wirkungsgrades zu untersuchen, wurden die Messungen auf drei Betriebspunkte ( $\varphi/\varphi_{\text{opt}} = 0,34, 1,0$  und  $1,35$ ) beschränkt. Die Reproduzierbarkeit der Meßergebnisse wurde durch einzelne, z.T. mehrmals wiederholte Nachmessungen an willkürlich gewählten Winkelpositionen überprüft.

### 6.7.1.2.1 Strömungswinkel

In Bild 118 sind am Beispiel des Strömungswinkels  $\alpha$  die Meßergebnisse aller Sondenabta- stungen über dem Umfangswinkel  $\phi$  und der bezogenen Radseitenraumbreite  $t/T$  für die drei untersuchten Betriebspunkte in räumlicher Form dargestellt. Um die unterschiedlichen Strömungsbereiche hervorzuheben, wurden die positiven Winkelwerte (Auswärtsströmung) schwarz, die negativen (Einwärtsströmung) rot dargestellt. In der weiteren Auswertung sind die Meßwerte über die gesamte Mantelfläche mit Hilfe polynomischer Funktionen approxi- miert. Bild 119 gibt die Ergebnisse der Approximationen für alle drei untersuchten Betriebspunkte wieder. Eine deutlichere Darstellung ermöglicht die Auftragung der Resul- tate in Form von Isodiagrammen, wie in Bild 120 gezeigt. Alle anderen Strömungsgrößen, die im Folgenden präsentiert werden, wurden analog ausgewertet.

Die Meßergebnisse im Bestpunkt ( $\varphi/\varphi_{\text{opt}} = 1,0$ ) machen deutlich, daß die Strömung am Ein- tritt in den Radseitenraum nicht gleichmäßig über dem Umfang verteilt ist. Zwar kann hier die in der Literatur bei einfachen Geometrien häufig beobachtete Sekundärströmung (radial auswärts gerichtete Strömung am Laufrad, radial einwärts an der Gehäusewand) grundsätz- lich bestätigt werden, eine entsprechende Winkelverteilung kann aber in dieser Pumpenkonfiguration nur in engen Winkelbereichen ( $0^\circ < \phi < 60^\circ$  und  $200^\circ < \phi < 320^\circ$ ) gemessen werden. Über einen beträchtlichen Winkelabschnitt zwischen  $80^\circ$  und  $200^\circ$  ist die Strömung in der gesamten Seitenraumbreite zur Drehachse hin gerichtet, während eine rein auswärts gerichtete Strömung nur am Ende der Sammelspirale bei  $\phi = 340^\circ$  festgestellt wer- den kann (vgl. Bild 120b).

Dagegen kann im Teillastbetrieb bei  $\varphi/\varphi_{\text{opt}} = 0,34$  kein Gebiet mit ausschließlich positivem Strömungswinkel beobachtet werden, wie das obere Diagramm in Bild 120a zeigt. Wenn- gleich positive Werte für  $\alpha$  über einen großen Winkelbereich ( $10^\circ < \phi < 280^\circ$ ) vorherrschend sind, so ist ein ausgeprägtes Rückströmgebiet am Ende der Spirale mit zum Teil hohen Negativwerten –insbesondere bei  $\phi = 342^\circ$  und  $\phi = 354^\circ$ – zu beobachten.

Im Überlastbetrieb von  $\varphi/\varphi_{\text{opt}} = 1,35$  kehren sich die Strömungsverhältnisse teilweise um. Bei  $\phi = 342^\circ$  und  $\phi = 354^\circ$  erreicht der Strömungswinkel  $\alpha$  die höchsten Werte, und dies über die gesamte Breite des Seitenraumes, wie dem unteren Diagramm in Bild 120c entnom- men werden kann. Eine reine Zentripetalströmung ist in einem Bereich von  $60^\circ < \phi < 220^\circ$  zu beobachten, wobei diese sich bis etwa  $\phi = 280^\circ$  erstreckt.

### 6.7.1.2.2 Meridiangeschwindigkeit

Die Intensität, mit der die Strömung ihre Richtung über die Eintrittsfläche des Radseitenrau- mes ändert, kann in Bild 121 nachvollzogen werden, in dem die Meridiankomponente der Strömungsgeschwindigkeit  $c_r$  auf die Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades  $u_2$  bezogen wurde. Im Teillastbetrieb (Bild 121a) sind große Bereiche der Fläche von einwärtsgerichteter Strömung mit zum Teil großen Geschwindigkeitsgradienten eingenommen, während in den Gebieten mit positiven  $c_r$  eine gleichmäßigere Verteilung mit geringen Geschwindigkeitswer- ten beobachtet werden kann.

Im Optimalpunkt (Bild 121b) nimmt die Auswärtsströmung einen größerem Flächenanteil ein als im Teillastpunkt, jedoch liegen hier die Geschwindigkeitsspitzen unterhalb des durchschnittlichen Wertes der flächenmäßig überwiegenden Einwärtsströmung. Auch im Überlastbetrieb (Bild 121c) ist eine negative Durchströmung der Mantelfläche festzustellen, wobei am Ende der Spirale –zwischen  $320^\circ$  und  $360^\circ$ – die Geschwindigkeitsverteilung einen deutlich zentripetalen Charakter aufweist.

#### 6.7.1.2.3 Kernrotation

Der in vielen Arbeiten vereinfachenden Betrachtung des Fluides als Festkörper, der mit der halben Winkelgeschwindigkeit des Laufrades rotiert, muß hier widersprochen werden. Zwar kann diese Annahme, wie die in Bild 122 dargestellten Ergebnisse belegen, als grobe Annäherung für überschlägige Betrachtungen hingenommen werden, bei der detaillierteren Behandlung der saugseitigen Seitenraumströmung in Konfigurationen, wie der hier untersuchten, ist der Einfluß des Spiralgehäuses stärker zu berücksichtigen. Vor allem im Bereich der Spiralzunge lassen sich deutliche Geschwindigkeitsgradienten feststellen, die außerhalb des optimalen Arbeitspunktes am größten sind.

Ebenfalls deutlich ist der Abfall der Rotation des Mediums vom Laufrad zur Gehäusewand hin, der –abgesehen von den Abweichungen in Umfangsrichtung– in allen drei Fällen sowohl qualitativ als auch quantitativ vergleichbar ist. Der unterschiedliche Grad der Verzögerung des Fluides an Gehäuse- und Laufradwand ist im wesentlichen durch die unterschiedliche Wandrauigkeit beider Elemente zu erklären, die mit den z.T. verschiedenen Behandlungen der Oberflächen zusammenhängt. Alle Flächen, die in Kontakt mit dem Wasser standen, wurden vor den Messungen mit einer Nickellegierung feuerbespritzt. Während das Gehäuse keiner weiteren Behandlung unterzogen wurde, mußte die Deckscheibe im Rahmen der Untersuchungen mit dem induktiven Meßring (vgl. Kap. 5.5.3) teilweise mit einem speziellen Isolierlack bestrichen werden. Diese Arbeiten beschränkten sich jedoch auf den Bereich zwischen dem Saugmund und etwa der halben Erstreckung der Laufraddeckscheibe.

#### 6.7.1.2.4 Druckkoeffizient

Zur vollständigen Beschreibung der Strömung am Außenradius des Radseitenraumes sind in Bild 123 die Isobaren aller drei Betriebspunkte angegeben. Alle Bereiche, in denen der statische Druck am höchsten ist, stellen Zonen mit intensiverer radialer Durchströmung und geringerer Winkelgeschwindigkeit dar, so in Teil- und Vollast zwischen  $300^\circ$  und  $360^\circ$  (Bild 123a,b), und zwischen  $340^\circ$  und  $360^\circ$  in Überlast (Bild 123c), sowie an der Gehäusewand um  $\phi = 140^\circ$  in allen Betriebspunkten (vgl. auch Bilder 121 und 122).

Wie die Ergebnisse deutlich zeigen, ist die Strömung am äußeren Rand des saugseitigen Radsseitenraumes stark vom Betriebspunkt der Maschine abhängig. Die Abweichungen der Strömungsdaten, die bei Teillast am deutlichsten sind, stimmen mit den aus Messungen in Spiralgehäusen her bekannten peripheren Verteilungen überein. Die Strömungsvorgänge in der Spirale, die sich beim Betrieb außerhalb des Auslegungspunktes einstellen, beeinflussen die Strömungsverhältnisse im Übergangsbereich zwischen Laufradaustritt und seitlicher

Gehäusewand und stellen so die Randbedingungen für den weiteren Verlauf im Seitenraum dar.

### 6.7.1.3 Strömungsmessungen an verschiedenen Radien im Radseitenraum

Um zu überprüfen, inwieweit aus den Druckmessungen an der Gehäusewand zuverlässige Aussagen über die Strömungszustände innerhalb des Radseitenraumes gemacht werden können, wurden gezielte Sondenmessungen an den vier Radien mit den Bezeichnungen  $c$  bis  $f$  durchgeführt. Die Untersuchungen beschränkten sich allerdings auf jeweils eine Winkelposition zur Spiralenzunge (ca.  $210^\circ$  bis  $225^\circ$ ), wie aus Bild 124 hervorgeht.

Die Ergebnisse zeigen, daß die im Radseitenraum herrschenden statischen Drücke für alle drei gemessenen Betriebszustände weitgehend konstant sind über die gesamten Breite des Radseitenraumes und mit abnehmendem Radius abfallen, Bild 125. Vergleichen wir diese mit dem jeweils an der Gehäusewand gemessenen statischen Druck  $c_{p,W}$ , so ergeben sich die in Bild 126 angegebenen prozentuellen Abweichungen. Die Ergebnisse lassen zwar keine einheitliche Tendenz hinsichtlich ihrer Abhängigkeit vom Radius erkennen; sie zeigen aber, daß mit steigendem Volumenstrom der statische Druck an der Gehäusewand unter Umständen bis zu 10 % höher sein kann als innerhalb des Seitenraumes, besonders in der Nähe des Laufrades.

Bezogen auf den arithmetischen Mittelwert  $\bar{c}_p$  aller gemessenen Drücke ergibt sich ein etwas einheitlicheres Bild für die Druckänderungen im Radseitenraum (Bild 127). Während im Teillastbetrieb bei  $\varphi/\varphi_{opt} = 0,34$  die Abweichungen vom Mittelwert unterhalb  $\pm 2\%$  liegen, steigt im Bestpunkt dieser Wert auf  $\pm 3\%$  und bei  $\varphi/\varphi_{opt} = 1,35$  bis auf mehr als  $\pm 4\%$ . Die Abweichungen zwischen den statischen Drücken an der Wand und den arithmetischen Mittelwerten aus der Strömungsmessung sind in Tabelle 7 aufgelistet.

Die Strömung im saugseitigen Radseitenraum weist nur im extremen Teillastbetrieb eine überwiegend zentrifugale Durchströmung (d.h. positive Strömungswinkel in Bezug auf die Umfangsgeschwindigkeit) auf, wie anhand der Ergebnisse aus Bild 128 erkennbar ist. Entlang der Gehäusewand ist ein deutlich einwärts gerichteter Strömungsbereich zu beobachten. Die über die Breite des Seitenraumes sich einstellenden Winkelverteilungen bleiben bei allen drei Betriebspunkten in ihrer Form unverändert; bei den Winkelgrößen ist jedoch eine Tendenz zu kleineren Werten mit steigendem Durchfluß zu erkennen.

Die von vielen Autoren vertretene Vorstellung, der Kern der Strömung rotiere mit konstanter Winkelgeschwindigkeit, kann hier nur teilweise bestätigt werden, wie Bild 129 zeigt. Die Kernrotation, d.h. das Verhältnis der Winkelgeschwindigkeit des Fluides zur Laufradwinkelgeschwindigkeit, ändert sich zwar nur wenig zwischen Laufrad- und Gehäusewand ihr Wert ist jedoch deutlich vom Radius und dem Betriebspunkt der Maschine abhängig. Während bei Teillast das Medium nahezu gleichmäßig über die Breite des Seitenraumes rotiert, steigt das Geschwindigkeitsniveau mit zunehmendem Durchfluß an. Bei kleineren Radien kann an der Gehäusewand eine Beschleunigung der einwärts gerichteten Strömung festgestellt werden.

Die Betrachtung des im Radseitenraum rotierenden Mediums als ein fester Körper (*solid body rotation*) ist strenggenommen nicht korrekt. In der Mitte des Radseitenraumes –im Kern der Radseitenraumströmung– ändert sich die Umfangsgeschwindigkeit des rotierenden Mediums nicht wie die eines Festkörpers (Bild 130).

In Bild 131 ist der radiale Verlauf der jeweils in der Mitte des Radseitenraumes gemessenen und auf  $u_2$  bezogenen Umfangsgeschwindigkeit des Fluides für die drei Betriebszustände aufgetragen. Zum Vergleich ist der theoretische Druckaufbau infolge der Zentrifugalkraft gemäß Gln. (16) mit der Winkelgeschwindigkeit  $\beta = \omega/2$  in der dimensionslosen Form

$$c_p(r) = c_p(r_2) - \frac{1}{8} \cdot \left(1 - \frac{r^2}{r_2^2}\right) \quad (68)$$

ingezeichnet. Unter der Bedingung gleicher Ausgangswerte am Laufradaußendurchmesser stimmen Meß- und Rechenergebnisse nur im Bestpunkt gut überein. Bei Teillast ist der einwärts betrachtete tatsächliche radiale Druckabfall (bis auf den innersten Radius) etwas geringer und in Überlast etwas größer als im Fall der Festkörper-Rotation zu erwarten wäre.

#### 6.7.1.4 Druckverteilung an der Gehäusewand

In Bild 132 ist die an der vorderen (saugseitigen) Gehäusewand gemessene Verteilung des statischen Druckes in dimensionsloser Form über dem Umfangswinkel  $\phi$  für  $\varphi/\varphi_{\text{opt}} = 0,92$  aufgetragen. Dieser Betriebspunkt entspricht laut Herstellerangaben in etwa dem Durchsatz, für welchen das Spiralgehäuse ausgelegt wurde. Der Druckabbau erfolgt hier über alle Radien ebenfalls rotationssymmetrisch.

Der Vergleich zwischen Teil-, Voll- und Überlast erfolgt in Bild 133 erneut anhand der Betriebspunkte  $\varphi/\varphi_{\text{opt}} = 0,34, 1,00$  und  $1,35$ . Auch im Bestpunkt kann ein nahezu rotationssymmetrischer Abbau des Druckes in radialer Richtung festgestellt werden (Bild 133b). Außerhalb des Auslegungspunktes pflanzt sich die am Außendurchmesser des Seitenraumes herrschende Druckverteilung nicht mehr gleichmäßig nach innen fort. Obwohl aufgrund der geringeren Meßstellendichte um  $\phi = 0^\circ$  bei kleineren Radien keine genaue Aussage über die radiale Fortpflanzung der Zungenstörung gemacht werden kann, so läßt sich deutlich erkennen, daß der radiale Druckabbau im saugseitigen Radseitenraum über dem Umfangswinkel nicht gleichmäßig ist. Die Differenz zwischen dem statischen Druck am äußeren und inneren Radius erreicht bei  $\varphi/\varphi_{\text{opt}} = 0,34$  (Bild 133a) im Bereich kleiner Winkel ein Maximum, während zwischen  $260^\circ$  und  $300^\circ$  der Differenzbetrag am kleinsten wird. Ähnliches kann im Überlastbetrieb (Bild 133c) beobachtet werden, allerdings ist die kleinste Druckdifferenz zwischen  $60^\circ$  und  $70^\circ$  und die größte zwischen  $250^\circ$  und  $270^\circ$  zu finden.

Die Darstellung der Meßergebnisse in Form von Polardiagrammen macht die Entwicklung des Druckfeldes in Abhängigkeit der Betriebspunkte besonders deutlich. Hierfür wurden die Werte zwischen den Meßstellen aus den Druckmeßwerten mit Hilfe geeigneter Approximationsfunktionen über dem Winkel und dem Radius für verschiedene Betriebspunkte

ermittelt. Für den Fall  $\varphi/\varphi_{\text{opt}} = 0,92$  ergibt sich, wie Bild 134 deutlich macht, eine rotations-symmetrische Druckverteilung.

Analog dazu sind in Bild 135 die Ergebnisse der Auswertung für verschiedene Betriebspunkte aus dem Teil- und Überlastbetrieb sowie für den Bestpunkt gegenübergestellt. Der aus der Energieumsetzung in der Spirale sich ergebende Druckverlauf bestimmt die Druckverteilung am Eintritt des Radseitenraumes. Die außerhalb des Bestpunktes zu beobachtende Unsymmetrie des Druckfeldes verstärkt sich in der Nähe des Dichtspaltes, entspricht jedoch nicht dem am Außenradius zu beobachtenden Verlauf. Bei extremer Teillast ist am Dichtring ein deutliches Gebiet niedrigen Druckes zu beobachten, das mit steigendem Durchsatz seine Winkellage vom ersten Quadranten bis zum vierten hinein ändert.

Da die periphere Ungleichmäßigkeit sich zu inneren Radien hin verstärkt und diese nicht mit der außen festgestellten Druckverteilung übereinstimmt, muß davon ausgegangen werden, daß die Ursache im Zusammenhang mit der Strömung durch den saugseitigen Dichtspalt steht. Auch die Tatsache, daß eine unsymmetrische Druckverteilung hauptsächlich außerhalb des Auslegungspunktes der Spirale beobachtet wird, muß als Anzeichen für eine Veränderung der Spaltströmung interpretiert werden, die z.B. auf die exzentrische Lage des Laufrades zum Gehäuse ring hindeutet. Diese Feststellung wird durch den Verlauf der an vier Winkelpositionen am Ringspalt gemessenen Druckgefälle unterstützt (vgl. Bild 162).

Auch hier könnte analog zu der in Kap. 6.6.2 behandelten Strömung mit abgedecktem Laufrad eine Fortplanzung der Druckstörung durch die Spirale in radialer Richtung bis hin zum saugseitigen Ringspalt stattfinden, die wegen der begrenzten Anzahl und der gewählten Lage der Meßstellen nicht eindeutig erfaßt wird. Angesichts des hypothetischen Charakters dieser Möglichkeit, die im Rahmen dieser Arbeit leider nicht mehr überprüft werden konnte, und der im Kap. 6.7.4 im Detail erläuterten Auswirkungen der Radialkraft auf die Spaltgeometrie muß hier auf eine eingehendere Untersuchung dieses Zusammenhanges verzichtet werden.

Betrachten wir nun den radialen Druckabbau im Radseitenraum bei allen sechs Hauptwinkeln, indem wir die Differenz zwischen der äußersten und innersten Meßebenen bilden, so läßt sich das Ausmaß der Strömungsunsymmetrie noch weiter verdeutlichen (Bild 136).

### 6.7.2 Druckseitiger Radseitenraum

Die Position der Meßebenen im druckseitigen Radseitenraum war durch die inneren Kontur des Gehäusedeckels bedingt (vgl. Bild 65). So mußten die äußersten Druckmeßstellen  $Ra$  (sechs gleichmäßig über den Umfang verteilt) auf einem kleineren Radiusverhältnis ( $r/r_2 = 0,913$ ) als im saugseitigen Radseitenraum angebracht werden. Die Meßergebnisse zeigen auch hier eine deutliche Abhängigkeit des peripheren Druckverlaufes vom Betriebspunkt der Maschine, die auf die Energieumsetzung im Spiralgehäuse zurückzuführen ist. Allerdings ist der Spiraleinfluß auf den äußeren Bereich des druckseitigen Radseitenraumes beschränkt (Bild 137). An der mittleren Meßebene  $Rm$  ( $r/r_2 = 0,509$ ) ist der statische Druck am Gehäusedeckel über dem Umfangswinkel konstant. Bei kleineren

Radienverhältnissen (Meßstelle  $Ri$ ) wurden hier Druckwerte gemessen, die sich von denen bei  $Rm$  ermittelten kaum unterscheiden. Letztes ist im wesentlichen durch die Randbedingungen in der zylinderförmigen Ausgleichskammer, in der die Meßstelle  $Ri$  liegt, bedingt: Der größte Teil der benetzten Oberfläche (deckelseitige Stirnwand, äußere und innere Mantelflächen) wirkt sich bremsend auf die Rotation des eingeschlossenen Mediums aus, was in Verbindung mit dem geringem Radius/Breiten-Verhältnis zu einer kaum erfaßbaren Druckdifferenz infolge der Zentrifugalwirkung zwischen  $Rm$  und  $Ri$  führt.

In Bild 138 ist die dimensionslose Druckzahl  $c_p$  an der Meßstelle  $Ra$  über dem Umfangswinkel  $\phi$  für einige repräsentative Betriebspunkte aufgetragen. Die Meßergebnisse weichen vom rotationssymmetrischen Fall außerhalb des Auslegungspunktes der Spirale (ca.  $\phi/\phi_{\text{opt}} = 0,92$ ) deutlich ab, wobei die größten hier feststellbaren Abweichungen im Überlastbetrieb auftreten – im Gegensatz zur Strömung im saugseitigen Radseitenraum. Inwieweit noch größere Druckschwankungen in der nächsten Umgebung zur Spiralenzunge, d.h. um  $\phi = 0^\circ$ , herrschen, ist aus den diskreten Meßwerten nicht erkennbar. Es ist jedoch zu erwarten, daß auch im äußeren Bereich des druckseitigen Radseitenraumes –zumindest bei  $r/r_2 = 1,0$ – im *Off-design*-Betrieb ähnliche Druckverläufe vorherrschen, wie sie in Kap. 6.4 beschrieben werden.

Die Abweichungen sind bei geringeren Radienverhältnissen, wie in Bild 139 für  $c$  (Meßstelle  $Rm$ ) gezeigt wird, nur noch unter extremen Betriebsverhältnissen zu beobachten.

Aufschlußreich ist die Auftragung der an allen sechs Winkeln bei  $r/r_2 = 0,913$  gemessenen Drücke über den relativen Durchfluß, Bild 140. An den Kurven lassen sich drei Bereiche erkennen, die deutlich durch sprunghafte Steigungsänderung gekennzeichnet sind:

- ▶ Der flache Kurvenverlauf für  $0 < \phi/\phi_{\text{opt}} \leq 0,7$  ist auf die Auswirkung der in Kap. 6.4 beschriebene Rückströmung am Laufradeintritt zurückzuführen. (Es sei hier daran erinnert, daß die Darstellung der Drücke relativ zum Wanddruck an der Stelle  $a_{258}$  im Saugstutzen erfolgt.) Das Einsetzen der Rückströmung im Laufrad ( $\phi/\phi_{\text{opt}} = 0,85$ ) und die Ausbreitung des damit verbundenen Teillastwirbels (TLW) bis zur Meßebe  $a$ , führt dort zu einem plötzlichen Anstieg des Wanddruckes, der sich letztlich auf die Druckdifferenz zur Bestimmung von  $c_p$  vermindern auswirkt.
- ▶ Für die Betriebspunkte im Arbeitsgebiet um dem Bestpunkt ( $0,7 < \phi/\phi_{\text{opt}} \leq 1,25$ ) ist ein mit zunehmendem Durchfluß nahezu linear abfallenden Druckverlauf festzustellen.
- ▶ Bei  $\phi/\phi_{\text{opt}} = 1,25$  ist eine Unstetigkeit im Druckverhalten zu beobachten, ab der bei Zunahme des Durchflusses ein geringerer Abfall des Druckes erfolgt, der nicht auf Einflüsse aus den Referenzwert zurückgeführt werden kann (vgl. hierzu Bild 64). Dieser Wert stimmt exakt mit dem in der Axialschubkennlinie festgestellten Wendepunkt überein, wie im Vergleich mit Bild 54 erkennbar wird. Der hier als *Überlast-Wendepunkt* (ÜWP) bezeichnete Durchfluß ist in Bild 140 mit  $F_{\text{ax}}$ , ÜWP gekennzeichnet.

Der Stellenwert der beschriebenen Änderungen im Druckverlauf für den Axial Schub wird deutlich, wenn wir die Meßwerte an den äußersten Radien beider Seitenräume gegenüberstellen. Bild 141 gibt die Ergebnisse an den Winkeln  $\phi = 18^\circ$ ,  $78^\circ$  und  $138^\circ$ , Bild 142 die der Winkel  $\phi = 198^\circ$ ,  $258^\circ$  und  $318^\circ$ , wieder.

Auch wenn ein direkter Vergleich der Werte in beiden Seitenräumen wegen der unterschiedlichen Radienverhältnisse erschwert wird, lassen sich die grundsätzlichen Differenzen klar herausstellen. Besonders ab dem Betriebspunkt, bei dem im Axial Schub der Überlast-Wendepunkt beobachtet wurde, ist mit steigendem Durchsatz eine gegensätzliche Tendenz der Druckwerte auf beiden Seiten des Laufrades festzustellen: Während im saugseitigen Radseitenraum der statische Druck bei allen sechs Winkeln abfällt, steigt dieser auf der Rückseite des Laufrades z.T. deutlich an. Das gleiche Verhalten kann auch im Falle geöffneter Druckausgleichsbohrungen beobachtet werden (Bild 143 und Bild 144).

In Anbetracht der großen Flächen, auf die diese Drücke wirken, beeinflussen die sich daraus ergebenden Druckkräfte die resultierende Axialkraft maßgebend und können so zum beobachteten Anstieg des Axial Schubes führen, wie durch die Berechnung des Axial Schubes aus den Druckverteilungen in nächsten Abschnitt gezeigt wird.

### 6.7.3 Berechnung des Axial Schubes aus den gemessenen Druckverteilungen

Eine exakte Bestimmung des Axial Schubes nach Kap. 4 anhand der gemessenen Verteilung der statischen Drücke in den Radseitenräumen ist hier wegen der geringen Meßstellendichte (vor allem in radialer Richtung) auf der Rückseite des Laufrades nicht möglich. Die für die Berechnung notwendige Zwischenwerte müssen durch geeignete Funktionen inter- bzw. extrapoliert werden, was aufgrund der größeren Fläche, auf die hier der Druck wirkt, zu beträchtlichen Unsicherheiten bei der errechneten Druckkraft führt.

Erschwerend kommt hinzu, daß komplexe Wechselwirkungen außerhalb des Bestpunktes zwischen Spiralen-, Radseiten- und Spaltströmung zu Druckverteilungen führen, die sich exakt nur durch einen verhältnismäßig großen Aufwand approximieren bzw. interpolieren lassen.

Um die Auswirkung der beobachteten Druckänderung auf die resultierende Axialkraft zu verdeutlichen, ist es zunächst ausreichend, wenn umfangsgemittelte Werte zur Integration der Druckwerte herangezogen werden.

Die rechnerische Bestimmung der einzelnen Druckkräfte erfolgt nach der in Kap. 4 beschriebenen Methode.

In Bild 145 sind am Beispiel der Meßergebnisse der drei Betriebspunkte  $\varphi/\varphi_{\text{opt}} = 0,35$ ,  $1,01$  und  $1,34$  die für den jeweiligen Radius über dem Umfangswinkel  $\phi$  arithmetisch gemittelten Meßwerte und die dazu berechneten Druckverteilungen dargestellt.

Für die Interpolation des statischen Druckes im saugseitigen Radseitenraum wurde eine polynomische Regressionsfunktion zweiten Grades gewählt. Der Mittelwert aus den Meßwerten an der Meßebebene hinter dem Ringspalt ( $hsp$ ) wurde zunächst als konstant über dem Radius vor dem Laufrad angenommen.

Auch zur Beschreibung des Druckverlaufes im druckseitigen Radseitenraum wurde eine quadratische Regressionsfunktion gewählt, und zwar für den Bereich zwischen  $r/r_2 = 1,00$  und dem Radius, an dem das Interpolationsergebnis mit dem Wert an der Meßstelle  $R_i$  übereinstimmt. Im restlichen Bereich bis zum Wellenaußenradius wurde vereinfachend mit einem konstanten Druck gerechnet.

Bild 146 zeigt die auf diese Weise für mehrere Arbeitspunkte im gesamten Betriebsbereich berechneten Axialkraft (Kurve 1) im Vergleich zum gemessenen Axialschub. Die aus den Überdrücken (statische Drücke über den Atmosphärendruck) berechnete Axialkraftkurve weist mit beiden Wendepunkten bei  $\varphi/\varphi_{\text{opt}} = 0,85$  und  $\varphi/\varphi_{\text{opt}} = 1,3$  einen ähnlichen Verlauf wie die gemessene, wobei im Überlastbereich beide gut übereinstimmen, mit abnehmendem Durchsatz jedoch diese voneinander abdriften. Die Rechenwerte sind für  $\varphi/\varphi_{\text{opt}} < 1,3$  kleiner als die Meßergebnisse.

Berücksichtigen wir die vom Systemdruck abhängigen Wellendruckkraft (vgl. Kap. 4.4), so wird die berechnete Kurve etwas abgesenkt – im Teillast stärker als im Überlast (Kurve 2). Desweiteren führt die Impulsänderungskraft (vgl. Kap. 4.1) zu einem beachtlichen Abfall der Kurve mit zunehmendem Durchsatz („Drehung“ um den Schnittpunkt mit der Ordinatenachse, Kurve 3 in Bild 146). Eine weitere Korrektur erfolgt, wenn die am Laufradeintritt herrschende ungleichmäßige Druckverteilung, die auf den Teillastwirbel zurückzuführen ist, berücksichtigt wird (vgl. Kap. 6.4). Bei Drosselung ab  $\varphi/\varphi_{\text{opt}} = 0,85$  bewirkt dies eine deutliche Anhebung der Kurve unterhalb des Teillast-Wendepunktes (Kurve 4 in Bild 146).

Die Ergebnisse in Bild 146 beweisen zum einem, daß der Axialschub in erster Linie durch die an beiden Radseiten angreifenden Druckkräften bestimmt wird. Dies gilt nicht nur für den Auslegungspunkt, der in den meisten praktischen Fällen mit dem Betriebspunkt besten Wirkungsgrades gleichgesetzt wird, sondern auch für den gesamten Arbeitsbereich der Maschine. Andererseits machen die Darlegungen deutlich, daß die alleinige Betrachtung der Druckkräfte unter Vernachlässigung der Impuls- und Systemdruckkräfte, wie es in der Fachliteratur meistens vorgeschlagen wird, nicht hinreichend ist zur genauen Beschreibung des Axialschubes außerhalb optimaler Betriebsbedingungen.

Wie hier anhand der Berechnung des Axialschubes gezeigt wird, üben sowohl die Strömungsvorgänge am Ein- und Austritt des Laufrades einen entscheidenden Einfluß auf die Form und somit auch auf die Höhe der Axialschub-Kennlinie.

Die bisherige Behandlung des Themas Axialschub beschränkte sich in Theorie und Praxis darauf, die Ursachen allein auf die Druckkräfte zurückzuführen, die beiderseits des Laufrades wirken, die ihrerseits in unmittelbarem Zusammenhang mit der Druckerhöhung (resp. der Förderhöhe) stehen. Die direkten (Druckverteilung vor dem Laufrad) und indirekten (Erhöhung des Druckes am Spaltaustritt und somit des Druckgefälles am Ringspalt) Auswirkungen von Rückströmungen und des damit verknüpften Phänomens des Teillastwirbels auf die statischen Drücke in und um das Laufrad werden weder erwähnt noch berücksichtigt. Sprunghafte Änderungen des Axialschubes, wie sie zuvor auch von anderen Autoren beobachten wurden, die keine Entsprechung in der Fördercharakteristik hatten, konnten nicht eindeutig geklärt werden.

#### 6.7.4 Berücksichtigung der Radialkraft

Aufgrund der Meßergebnisse müssen hier die Radialkräfte, die außerhalb des Auslegungspunktes auf das Laufrad wirken, als mögliche Ursache einer Veränderung der Spaltgeometrie –und zum peripher sich verändernden Strömungswiderstand– in Betracht gezogen werden.

Da die Messung von Radialkräften mit der hier verwendeten Meßanordnung nicht realisierbar war, muß hier, um das grundsätzliche Verhalten radialer Belastungen in Kreiselpumpen zu klären, auf Ergebnisse aus der Literatur zurückgegriffen werden. In Bild 147 sind Ergebnisse für die Radialkraft aus veröffentlichten Daten in häufig zitierten Arbeiten von IVERSEN ET AL. [69], AGOSTINELLI ET AL. [4] die von HOLZENBERGER/JUNG [65] für die auf die Welle von einstufige Kreiselpumpen mit Spiralgehäuse und vergleichbarer spezifischer Drehzahlen in Form eines Polardiagrammes zusammengestellt. Die Länge und der Winkel der Verbindungslinien zwischen dem Koordinatenursprung und den Punkten auf den Kurven geben das Verhältnis der jeweiligen Radialkraft zur Kraft bei Nullförderung ( $Q = 0$ ) sowie die Winkellage dieser Kraft relativ zum Beginn der Spirale (Zunge,  $\phi = 0$ ) an. Die Ergebnisse aus [65] weisen grundsätzlich etwas größere Werte für  $F/F_0$  als in [4] auf, die Wirkungsrichtung der Kräfte stimmen jedoch bis auf wenige Grade weitgehend überein.

Vergleichbare Ergebnisse sind bei BINDER/KNAPP [17] sowie WESCHE [155] zu finden, allerdings werden dort nur Werte für  $Q/Q_{opt} < 1$  angegeben. Auch die von IVERSEN ET AL. angegebenen Resultate wurden herangezogen, allerdings weisen diese keinen Betriebspunkt aus, an dem die Radialbelastung verschwindet, was auf ein nicht optimales Zusammenwirken von Laufrad und Spiralgehäuse hindeutet. Die Anwendung der von BIHELLER [16] vorgeschlagenen empirischen Formeln auf die hier untersuchte Maschine liefert ebenfalls vergleichbare Werte für die bezogene Radialkraft, jedoch werden die dazugehörigen Winkel für den Überlastbetrieb um mehr als  $90^\circ$  zu groß im Vergleich zu den übrigen Methoden ermittelt.

Wenn aus den in Bild 147 wiedergegebenen Ergebnissen auch keine absoluten Werte für die im vorliegenden Fall herrschenden Radialkräfte gewonnen werden können, so erlauben sie zumindest experimentell abgesicherte qualitative Aussagen über relative Größe und Richtung der auf das Laufrad zu erwartenden Belastung, die zur Klärung des beobachteten Druckverhaltens beitragen kann. Aus allen Polarkurven läßt sich ein mit dem Betriebspunkt kontinuierlicher Wechsel der Höhe und des Angriffswinkels der Radialkraft erkennen. Diese ist bei Nullförderung am größten, erreicht nahe dem Bestpunkt ihren kleinsten Wert und steigt bei Überlast wieder an, wobei sich die Wirkrichtung vom Teil- in den Überlastbetrieb umkehrt.

In Bild 148 werden die nach Bild 147 ermittelten Kraftvektoren mit den gemessenen Druckverteilungen (vgl. Bild 135) verglichen. Der Übersichtlichkeit halber werden hier lediglich die Daten aus [65] abgebildet. Die Kraftvektoren sind mit dem Buchstaben  $F$  gekennzeichnet; die in Klammern angegebene Zahl gibt den Lastzustand in Prozenten des optimalen Durchsatzes an. Die hohe Übereinstimmung der zu erwartenden Radialkräfte mit Größe und Lage der sich einstellenden Druckgradienten unterstützt die vermutete Koppelung zwi-

schen Geometrievariation und der auf die Spiralenströmung zurückzuführenden resultierenden Druckkraft.

#### 6.7.4.1 Berechnung der Radialkraft anhand empirischer Formel aus der Literatur

Die in der Literatur angegebene empirische Formel soll hier in dimensionsloser Form angewendet werden gemäß der Definition

$$c_{f, \text{rad}} = \frac{F_{\text{rad}}}{\rho \cdot \omega^2 \cdot r_2^4}. \quad (69)$$

Dabei ist zu berücksichtigen, daß alle Verfahren davon ausgehen, daß der Auslegungspunkt mit dem Betriebspunkt maximalen Wirkungsgrades übereinstimmt ( $Q_n = Q_{\text{opt}}$ ).

Die von STEPANOFF [131] angegebene Beziehung

$$F_{\text{rad}} = K_1 \cdot \rho \cdot g \cdot H \cdot d_2 \cdot b_2, \quad (70)$$

wo  $K_1$  ein vom Betriebspunkt abhängiger dimensionsloser Faktor gemäß

$$K_1 = 0,36 \cdot \left[ 1 - \left( \frac{Q}{Q_n} \right)^2 \right] \quad (71)$$

ist, kann unter Berücksichtigung von Gln. (70) und der Definition für die Druckzahl (Gln. (49)) in dimensionsloser Form geschrieben als

$$c_{f, \text{rad}} = K_1 \cdot \frac{b_2}{r_2} \cdot \psi. \quad (72)$$

Einen ähnlichen Ansatz wie Stepanoff wählen HERGT/KRIEGER [62] mit dem Unterschied, daß sie für den Radialschubkoeffizienten  $K_1$ , der hier vom Spiralenwinkel resp. der spezifischen Drehzahl (vgl. in [65]) abhängig ist, experimentell ermittelte Werte angeben.

BIHELLER [16] schlägt für die Berechnung der Radialkraft eine Formel vor, die für Spiralgehäusepumpen und unter Verwendung von SI-Einheiten wie folgt angegeben werden kann:

$$F_{\text{rad}} = 0,2206 \cdot u_2^2 \cdot \rho \cdot r_2 \cdot b_2 \cdot 10^{-1,13 \frac{A_t}{A_\infty}} \sqrt{1 + \left( \frac{Q}{Q_n} \right)^2 - 2 \frac{Q}{Q_n} \cos \left[ \frac{\pi}{2} \left( \frac{Q}{Q_n} - 1 \right) \right]} \quad (73)$$

bzw. in dimensionloser Form

$$c_{f, \text{rad}} = 0,4412 \cdot \frac{b_2}{r_2} \cdot 10^{-1,13 \frac{A_t}{A_\infty}} \sqrt{1 + \left(\frac{\varphi}{\varphi_0}\right)^2 - 2 \frac{\varphi}{\varphi_0} \cdot \cos\left[\frac{\pi}{2} \left(\frac{\varphi}{\varphi_0} - 1\right)\right]}. \quad (74)$$

Dabei ist das Verhältnis der Spiralen-Querschnittsfläche am Sporn zur Querschnittsfläche am Diffusoreinlauf in der hier untersuchten Maschine zu  $A_t/A_\infty = 0,073$  ermittelt worden.

Nach dem auf zahlreichen Messungen basierenden Berechnungsverfahren von MEIER-GRO-TIAN [94] kann eine Abschätzung der Radialkräfte für den gesamten Arbeitsbereich mit Hilfe der Gleichung

$$F_{\text{rad}} = c_F \cdot \frac{\rho}{2} \cdot c_3^2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot b_2 \quad (75)$$

vorgenommen werden, wenn neben dem Spiralenwinkel  $\alpha_4$ , der Strömungsgeschwindigkeit am Laufradaustritt  $c_3$  auch der zugehörige Strömungswinkel  $\alpha_3$  in Abhängigkeit des Durchsatzes zur Ermittlung des dimensionslosen Beiwertes  $c_F$  bekannt ist. Da aber für die hier eingesetzte Versuchsmaschine keine gesicherten Daten über die Strömung am Austritt des Laufrades vorliegen und die rechnerische Bestimmung lediglich auf der Grundlage weiterer vereinfachender Annahmen durchgeführt werden müsste, wird auf die Anwendung dieser Methode verzichtet.

Ein Vergleich der Ergebnisse aus den genannten Berechnungsverfahren ist in Bild 149 zusammengestellt.

#### 6.7.4.2 Berechnung der Radialkräfte aus den statischen Drücken

Eine überschlägige Berechnung der Radialkraft anhand der an der Gehäusewand bei  $r/r_2 = 1,0$  gemessenen statischen Drücke soll hier ebenfalls vorgenommen werden. Da die auf die Welle wirkende Radialkraft sich aus der über dem Umfang ändernden Druckverteilung ergibt, ist eine möglichst genaue Beschreibung derselben wichtig. Hierfür werden die vorliegenden Meßwerte über dem Umfang mit Hilfe von parametrischen *Spline*-Kurven interpoliert. Bei dieser Methode erfolgt eine gewichtete Verteilung der  $i$  zu interpolierenden Stützstellen, die sich an der Steigung der Ausgleichskurve orientiert, wodurch eine bessere Angleichung der Rechenwerte an den Meßwertverlauf erzielt wird, wie aus dem Vergleich mit  $i = 100$  in Bild 150 gezeigt wird. Die ungleichmäßige Unterteilung des zu interpolierenden Winkelbereiches ist bei den folgenden Betrachtungen zu berücksichtigen. Hier wurden nach Interpolation der Werte für  $\phi = 0^\circ$  und  $\phi = 360^\circ$  die statischen Druckwerte für  $i = 360$  Schritte ermittelt.

Unter der Annahme, daß die an der Gehäusewand gemessenen Werte mit den statischen Drücken am Laufradaustritt übereinstimmen, kann bei genügend kleinen Winkelschritten  $\Delta\phi$  der Betrag der auf jeden der Flächenelemente  $A_i = \pi \cdot r_2 \cdot b_{\text{LR}} \cdot \Delta\phi/180$  wirkenden Druckkraft  $F_i$  aus dem Mittelwert  $\bar{p}_i$  zwischen zwei benachbarten, linear interpolierten Druckwerten ermittelt werden nach

$$F_i = \frac{\pi}{180} \cdot r_2 \cdot \Delta\phi \cdot b_{\text{LR}} \cdot \bar{p}_i \quad (76)$$

Durch Zerlegung der einzelnen Kräfte in zwei orthogonale Komponenten und anschließender Summe

$$F_x = \sum_{i=1}^n F_i \cdot \sin\phi_m \quad \text{und} \quad F_y = \sum_{i=1}^n F_i \cdot \cos\phi_m \quad (77)$$

läßt sich die resultierende Radialkraft aus der vektoriellen Addition beider Komponenten

$$F_{\text{rad}} = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad (78)$$

bestimmen. Die Ergebnisse der Berechnung für eine Meßreihe bei  $n = 1050$  1/min sind in dimensionsloser Form nach Gln. (69) in Bild 151 zusammengestellt. Deutlich zu erkennen sind hier die großen Abweichungen gegenüber den Ergebnissen in Bild 149, die durch mögliche Unterschiede der Versuchsmaschinen allein nicht zu erklären sind. Wie in [94] muß auch hier festgestellt werden, daß die aus den wandbündigen Messungen der statischen Drücke ermittelten Radialkräfte deutlich geringer ausfallen als die gemessenen. Allerdings wird dort über Abweichungen von bis zu 50 % berichtet, während hier Radialkräfte errechnet werden, die teilweise um den Faktor 10 zu klein sind. Wegen der mehrfachen Überprüfung der Meßdaten und wiederholter Nachmessungen, denen stets sorgfältige Überprüfungen und Kalibrierungen der gesamten Meßtechnik vorangingen, können Meßfehler ausgeschlossen werden. Eine befriedigende Erklärung für die Unterschiede kann nicht gegeben werden.

In einer Literaturstudie zum Thema Radialkraft stellt auch GRABOW [45] fest, daß im Bereich des Nennpunktes und auch bei Überlast, die Ergebnisse der direkten Messung (Integralmethode) und der Berechnung aus den Strömungsmessungen am Laufradaustritt (Differentialmethode) recht gut übereinstimmen, allerdings treten im Teillastbetrieb mit abnehmendem Durchsatz erhebliche Abweichungen zwischen beiden Verfahren auf. Diese Beobachtung wird durch Untersuchungen von UCHIDA ET AL. (im Nachtrag zu [147]) teilweise bestätigt, die von Unterschieden von bis zu 44 % berichten.

Auf der einen Seite sind die Beträge der am Gehäuse peripher festgestellten Druckschwankungen zu klein, um Radialkräfte herbeizuführen, die der Größenordnung der von anderen Autoren gemessenen entsprechen. Über die direkt am Austritt des Laufrades tatsächlich herrschenden Drücke und über die Strömungsvorgänge, die den Aufbau des Druckfeldes bis zur betrachteten Meßebene bestimmen, können im Rahmen dieser Arbeit keine gesicherten Angaben gemacht werden. KANKI ET AL. [70] berichten von einer guten Übereinstimmung der am Gehäuse und der im Laufradkanal am Schaufelaustritt gemessenen (über 30 Laufradumdrehungen gemittelten) Drücke, wie in Bild 152 am Beispiel einer Kreiselpumpe mit Doppelspirale zu sehen ist. Die geometrischen Verhältnisse im Über-

gangsbereich zwischen Laufradaustritt und Gehäusewand (kleine Radialspalte) weichen jedoch stark von denen in der hier untersuchten Maschine ab. Im Übergang zum Radseitenraum führen starke Verwirbelungen in Folge von Austauschströmungen zwischen Laufrad und Spiralgehäuse in Verbindung mit der Strömung im Radseitenraum besonders außerhalb des Auslegungspunktes zu sehr komplexen dreidimensionalen Vorgängen, die für die hier festgestellten Diskrepanzen von Messung und Rechnung verantwortlich gemacht werden können. Derartige Mechanismen können selbst die experimentelle Ermittlung zuverlässiger Daten der Austrittsströmung sehr erschweren, wie u.a. in [45], [70] und [147] berichtet wird.

Andererseits werden die für die Radialkraft vermutlich viel bedeutenderen Impulsänderungskräfte, die im Laufradaustritt als Folge der Umströmung der Spiralenzunge auftreten, in der vorliegenden Analyse nicht berücksichtigt. In einer Arbeit von SEMEL/AGULNIK (zitiert in [45]) wird mitgeteilt, daß der Anteil der über den Umfang ungleichmäßigen Geschwindigkeitsverteilung an der resultierenden Radialkraft bis zu 20 % betragen kann. Die sich bei jeder Umdrehung des Laufrades ändernden Geschwindigkeitsverhältnisse äußern sich in der dynamischen Komponente der Radialkraft, die besonders im Teillastbetrieb nicht mehr vernachlässigbar sind, wie in Bild 153 anhand von Meßergebnissen von KANKI ET AL. [70] an der bereits erwähnten Maschine mit Doppelspirale gezeigt wird. Sie stellen fest, daß u.U. die dynamische Radialkraft sogar größer als die statische Radialbelastung werden kann.

Ein weiterer Grund für die niedrigen statischen Drücke am Eintritt in den Radseitenräumen können Verwirbelungen an beiden Seiten der Laufradaustrittsströmung sein, die sich aufgrund der plötzlichen Erweiterung der Laufradkanäle in Verbindung mit den relativ dicken (ca. 5 mm) Laufradscheiben ergeben.

### 6.7.4.3 Berechnung der Wellendurchbiegung

Auf der Basis der in Kap. 6.7.4.1 ermittelten Radialbelastungen, ergibt sich für die hier zugrunde gelegte Drehzahl von  $n = 1050$  1/min eine maximale Belastung von ca. 700 N. Das Biegeverhalten der Maschinenwelle kann näherungsweise berechnet werden, wenn diese vereinfachend als Träger mit der Drehachse als elastische Linie (neutrale Faser) betrachtet wird.

Die Durchbiegung  $f$  einer abgesetzten Welle kann durch geeignete Überlagerung einfacher, in den meisten technischen Tabellenbüchern gelösten Belastungsfällen ermittelt werden. Die u.a. in [109] beschriebene Superpositionsmethode ermöglicht so, durch einfache Summe der einzelnen Durchbiegungen und Neigungswinkel die Berücksichtigung der Querschnittsänderungen über die Länge. Die Durchbiegung  $f$  an der Angriffstelle der Kraft  $F_{\text{rad}}$  (s. Bild 154) wird somit nach der Formel

$$f = f_l + f_a + f_b + f_c = \frac{F_{\text{rad}}}{3 \cdot E} \left( \frac{c^3}{I_c} + \frac{b^3 - c^3}{I_b} + \frac{a^3 - b^3}{I_a} + \frac{a^2 \cdot l}{I_1} \right), \quad (79)$$

errechnet, mit dem polaren Flächenmoment  $I_i = \pi d_i^2 / 4$  am jeweiligen Durchmesser  $i = a, b, c$  und dem Elastizitätsmodul  $E = 210000$  N/mm<sup>2</sup>. Der Neigungswinkel  $\delta$  an der

Angriffstelle ergibt sich ebenfalls aus der Summe der Neigungen am Ende der einzelnen Abschnitte zu

$$\delta = \frac{F_{\text{rad}} \cdot a \cdot l}{3 \cdot E \cdot I_l} + \text{atan} \frac{f_a}{a-b} + \text{atan} \frac{f_b}{b-c} + \text{atan} \frac{f_c}{c}. \quad (80)$$

Für den Fall einer glatten Welle mit dem konstanten Durchmesser  $d$  vereinfacht sich der Ausdruck zu

$$f = \frac{F_{\text{rad}} \cdot c^2}{3 \cdot E \cdot I} (l + c). \quad (81)$$

Die Durchbiegung  $f_{\text{Sp}}$  am Ringspalt, der um den Abstand  $m$  vom Wellenende entfernt ist, wird unter Vernachlässigung von Verformungen des Laufrades durch lineare Extrapolation ermittelt:

$$f_{\text{Sp}} = f + m \cdot \tan \delta. \quad (82)$$

In Bild 155 sind die Ergebnisse für unterschiedliche Wellengeometrien dargestellt. Die Welle wies im Originalzustand (hier nicht eingesetzt) am pumpenseitigen Lagersitz einen Durchmesser von 35 mm auf (Abschnitt  $c-b$  in Bild 154). Durch den Umbau der Lagerung zur Messung des Axialschubes mußte auf einen Teil des Lagersitzes ein Feingewinde gedreht werden, das zur Fixierung der inneren Lagerhülse mit Hilfe der Nutmutter 7 (vgl. Bild 30) dient. Der Kerndurchmesser des Gewindes M36 x 1,5 wurde zu 34,1 mm bestimmt. Zum Vergleich wurden die Ergebnisse für die vereinfachende Annahme „glatter“ Wellen mit zwei unterschiedlichen Durchmessern dargestellt. Die Durchmesser aller Varianten können Tabelle 6 entnommen werden. Die Berechnungen wurden für die im Kap. 6.7.4.1 nach Gln. (72) ermittelten Radialkräften durchgeführt.

#### 6.7.4.4 Experimentelle Bestimmung des Biegenverhaltens der Pumpenwelle

Zur Überprüfung der berechneten Werte für die maximale Durchbiegung der Welle wurde das Biegeverhalten der Welle im eingebauten Zustand sowohl im Stillstand als auch rotierend experimentell untersucht. Hierfür wurde eine einfache Vorrichtung konstruiert, die das Aufbringen einer definierten Radialbelastung auch bei rotierender Welle ermöglicht (Bild 156).

Um von außen eine definierte Radialkraft aufbringen zu können, mußte die Pumpenwelle um einen Hohlzylinder (28) verlängert werden, an dessen anderem Ende ein Bolzen (31) in einem Rillenkugellager (29) befestigt wurde. Die Kraftaufnahme erfolgte an einer über dem Bolzen angebrachten Hülse (30) und der Zugspindel (33). Zur Bestimmung der Referenzkraft wurde einer der in der Axialschub-Meßvorrichtung verwendeten Kraftaufnehmer (32) eingesetzt. Die Einstellung der Last erfolgte durch die Verstellhülse (34). Die Auslenkung  $f^*$

wurde mit Hilfe einer an der oberen Kante der Hülse (30) angebrachten Meßuhr gemessen, wie Bild 157 zu entnehmen ist. Beide Dichtringe im Gehäuse wurden für diese Experimente entfernt.

Die Versuchsergebnisse sind in Bild 158 zusammengefaßt. Dargestellt ist die am Ende der Wellenverlängerung gemessene Auslenkung  $f^*$  über die jeweils eingestellten Radialkraft  $F_{\text{mes}}$ . Die Ergebnisse der statischen Belastung (Stillstand,  $F_{\text{mes}} = 0 \dots 550 \text{ N}$ ) stimmen mit denen bei verschiedenen Drehzahlen erzielten ( $F_{\text{mes}} = \text{const}$ ,  $n = 0 \dots 1800 \text{ 1/min}$ ) sehr gut überein, wie in Bild 158 gezeigt wird.

Da eine direkte Übertragung der Meßergebnisse auf die Resultate der Berechnungen aus Kap. 6.7.4.3 aufgrund der veränderten Geometrie erschwert wird, wurde hier der umgekehrte Weg gewählt: Die Durchbiegung  $f^*$  der verlängerten Welle an der Meßstelle wurde für die zuvor ermittelten Radialkräfte nach STEPANOFF (zzgl. Laufradgewicht) berechnet. Die hier zugrunde gelegten geometrischen Daten und die verwendeten Bezeichnungen sind in Bild 159 zusammengestellt.

Wie in Bild 160 zu sehen, stimmen die Ergebnisse der Berechnung gut mit denen der Experimente überein. Der geringe Unterschied in den Steigungen beider Geraden kann sowohl auf die Nichtberücksichtigung von Einflüssen der Innenschalen der Nadellager, der Paßfeder und der Laufradnabe, die möglicherweise zur Erhöhung der Wellensteifigkeit beitragen können, als auch auf Ungenauigkeiten durch die eingesetzte Meßtechnik zurückgeführt werden.

Die hohe Übereinstimmung zwischen Rechnung und Messung bestätigt die Gültigkeit der gewählten Methode zur Bestimmung des Biegeverhaltens der Pumpenwelle, so daß in der untersuchten Maschine von bedeutenden Veränderungen der saugseitigen Spaltgeometrie in Abhängigkeit des Betriebspunktes ausgegangen werden muß.

#### 6.7.4.5 Konsequenzen für die Arbeit

Die in Bild 155 dargestellten Ergebnisse haben durch die angenommenen Belastungen und der teilweise vereinfachten Wellengeometrie zwar eine nur bedingte Aussagekraft; sie weisen jedoch eindeutig auf die relativ große Exzentrizität des Laufrades zum Gehäuse hin, die durch „durchschnittliche“ radiale Belastungen außerhalb des Auslegungspunktes entstehen kann. Auslenkungen der ermittelten Größenordnungen können unter praxisnahen Bedingungen, wie kleineren Spaltweiten und Fertigungstoleranzen, durchaus zur Berührung von Laufrad und Gehäuse ring und so zum Verschleiß –bis hin zum extremen Fall der Beschädigung von Dichtungselementen und Welle– führen. Beispielsweise gibt SIGLOCH [124] eine Formel zur Abschätzung von in hydraulischen Turbomaschinen kleinsten technisch anwendbaren Dichtspalten an ( $s = 0,6 \cdot 10^{-3} \cdot d_{\text{Sp}} + 0,2 \text{ mm}$ ), die im vorliegenden Fall zu  $s = 0,296 \text{ mm}$  führt. Dichtspalte von  $0,2 \text{ mm}$  (Originalspalt der hier untersuchten Maschinen) sind nicht selten anzutreffen.

Ein Kontakt zwischen dem Laufrad und dem Spaltring während des Betriebes ist demnach in extremen Arbeitspunkten außerhalb der Bestpunktes –zumindest theoretisch– nicht auszuschließen. Eine bei Lastwechsel sich ändernde Spaltweite hat zur Folge, daß der Einsatz

einer Meßtechnik zur Bestimmung des Spaltdurchflusses, wie sie im Kap. 6.8.2 vorgestellt wird, nur unter erschwerten Bedingungen möglich ist.

Da die Kalibrierung des induktiven Meßringes zunächst nur für den zwischen Ring und Laufrad eingestellten Spalt gilt, können aus den bei Förderung ermittelten Meßsignalen keine eindeutigen Rückschlüsse auf die Meßgröße „Spaltstrom“ gezogen werden, wenn die Spaltgeometrie sich geändert hat und diese nicht mehr zuverlässig beschrieben werden kann. Eine denkbare Lösung hierfür könnte die zeitgleiche Erfassung der Spaltweite (z.B. mit Hilfe von mehreren über den Umfang verteilten Wegaufnehmern), die eine eindeutige Zuordnung von Meß- und Kalibrierdaten erlauben würde. Ein anderer, weniger aufwendiger Weg wäre der Einsatz in Pumpen mit beidseitig gelagertem Laufrad, wie bei zweiflutigen oder mehrstufigen einwelligen Maschinen, bei denen von nahezu gleichbleibenden Spalten –hoher Biegesteifigkeit der Welle und entsprechender Lagerung vorausgesetzt– ausgegangen werden kann. Eine Umsetzung dieser Möglichkeiten konnte im Rahmen der hier vorgestellten Arbeit nicht mehr durchgeführt werden.

Die durch mechanischen Verschleiß verursachte Beschädigung des induktiven Meßringes war jedoch der Hauptgrund für den vorzeitigen Abbruch der Untersuchung mit der neuen Meßmethode. Schleifspuren auf der Innenfläche des Ringes und des Meßmodules, die auf Berührung mit dem rotierenden Laufrad zurückzuführen waren, haben vermutlich zu Überhitzung und Ribbildungen an den Elektroden des Meßmodules geführt, die letztlich wiederholt zum Ausfall –teilweise mit elektrischem Kurzschluß verbunden– geführt hatten.

## 6.8 Spaltstrombestimmung

### 6.8.1 Bestimmung über Kalibrierung mit abgedecktem Laufrad

Aus den Messungen mit abgedecktem Laufrad können wir einen eindeutigen Zusammenhang zwischen dem Spaltstrom  $Q_{Sp}$  und dem Druckgefälle  $\Delta p_{Ring} = p_{vsp} - p_{hsp}$  am Ringspalt erkennen, wie in Bild 110, in dem beide Größen für alle vier Meßstellen dimensionslos aufgetragen sind, gezeigt wird. Wenngleich geringe Abweichungen der Druckwerte untereinander vorliegen, die sowohl auf mögliche Meßunsicherheiten als auch auf geringe Exzentrizität zwischen Läufer und Gehäuse zurückgeführt werden können, weisen alle vier Meßstellen einheitliche Verläufe auf, die durch arithmetische Mittelwerte und anschließender mathematischer Approximation beschrieben werden können.

Die bereits in Bild 111 gezeigten Mittelwerte der vier Meßstellen für alle untersuchten Durchflüsse und Drehzahlen, die in Bild 112 für den üblichen Betriebsdrehzahlen zu erwartenden Bereich für  $\Delta c_{p,Ring}$  vergrößert wiedergegeben wird, werden hier zur Bestimmung des Spaltstromes herangezogen. Mit der Umkehrfunktion  $\varphi_{Sp} = f(\Delta c_{p,Ring})$ , mit der ein Ausdruck für die Abhängigkeit des Spaltvolumenstromes vom mittleren Druckabfall angeben wird (siehe Bild 161), läßt sich aus den Meßwerten für  $\Delta c_{p,Ring}$  der Spaltstrom im normalen Förderbetrieb, d.h. mit offenem Laufrad, ermitteln.

Die Verknüpfung der Ergebnisse aus der Messung ohne Hauptströmung (abgedecktes Laufrad) mit denen bei geöffneten Laufradkanälen ist mit einer hier nicht quantifizierbaren

Unsicherheit behaftet, die im wesentlichen die Spaltverluste infolge möglicher Abweichungen des Dralles der im Radseitenraum rotierenden Fluides betrifft (siehe hierzu die Erläuterungen in Kap. 2.5). Dennoch erlaubt diese einfache Methode eine näherungsweise Bestimmung des Spaltstromes.

Bild 162 zeigt die Differenz zwischen den gemessenen und dimensionslos gemachten Drücken vor ( $vsp$ ) und hinter dem Spalt ( $hsp$ ) aller vier Winkelpositionen über dem relativen Durchflußkoeffizienten  $\varphi/\varphi_{opt}$  aufgetragen. Die Messungen erfolgten bei  $n = 1250$  1/min.

Aus den Meßergebnissen in Bild 162 wurden Spaltstromwerte für alle untersuchten Durchsätze ermittelt, die in Bild 163 jeweils auf den Bestpunkt bezogen, dargestellt sind. Der aus dem Druckgefälle am Dichtring ermittelte Spaltstrom schwankt um einen Wert, der je nach Betriebspunkt zwischen 3 und 4 % der Fördermenge bei maximalem Wirkungsgrad beträgt.

Neben dem Verlauf des arithmetischen Mittelwertes sind zur Orientierung die Betriebspunkte eingezeichnet, bei denen sich die Auswirkungen des Teillastwirbels auf die Druckmessung bzw. der Druckänderungen am Laufradaustritt, die zum Auftreten des Überlast-Wendepunktes in der Axialschub-Kennlinie führt.

Auch hier wird eine deutliche Übereinstimmung zwischen dem Druckverhalten (und somit der Spaltdurchströmung) und dem Einsetzen von Rückströmungen am Ein- und Austritt des Laufrades erkennbar. Im Bereich kleiner Durchsätzen ist unterhalb von  $\varphi/\varphi_{opt} = 0,85$  der abgeflachte Verlauf von  $\Delta c_{p,Ring}$  eindeutig auf die Wirkung des Teillastwirbels zurückzuführen (vgl. Kap. 6.4). Dagegen steht der bei  $\varphi/\varphi_{opt} = 1,3$  zu beobachtende sprunghafte Steigungsabfall in Bild 162 steht vordergründig in Verbindung mit den am Laufradaustritt festgestellten Druckänderungen (s. Bild 140 bis Bild 142).

## 6.8.2 Messung des Spaltvolumenstromes mit dem induktiven Meßring im normalem Förderbetrieb

Im Rahmen der Entwicklung und Erprobung des induktiven Meßringes konnten Messungen mit der neuen Meßmethode unter normalen Betriebsbedingungen durchgeführt werden, allerdings nur bei einer verringerten Drehzahl von  $n = 820$  1/min. Bei Erhöhung der Betriebsdrehzahl auf  $n = 1200$  und  $1600$  1/min lieferte der Meßring kein eindeutiges Signal mehr, was auf mechanischen Kontakt des Meßmoduls mit dem rotierenden Laufrad zurückzuführen war. Die dabei entstandene Wärmeentwicklung und den damit verbundenen Spannungen im Epoxid-Harz führten zur Rißbildung an den Elektroden des Meßmoduls, die schließlich den Ausfall der Meßtechnik zur Folge hatte.

Die in einem frühen Stadium der Arbeiten durchgeführten Versuche erfolgten mit einem vergrößerten Spalt von  $s = 0,35$  bis  $0,40$  mm. Es sei hier darauf hingewiesen, daß zu diesem Zeitpunkt der Einbau und die Fixierung des Läufers (Lagerträger samt Gehäusedeckel und Laufrad) mit Hilfe der Original-Stiftschrauben vorgenommen wurde, die in Verbindung mit einer großzügigen Übergangspassung zwischen Deckel und Gehäuse möglicherweise zu einer nicht reproduzierbaren exzentrischen Lage des Laufrades zum Gehäuse resp. zum Spaltring geführt haben könnte.

Das Meßmodul wurde bei einem Winkel von etwa  $\phi = 240^\circ$  angebracht.

Der Verlauf der Förderhöhe  $H$  und des zeitgleich gemessenen Spaltvolumenstromes  $Q_{Sp}$  über den bezogenen Durchsatz  $\phi/\phi_{opt}$  gibt Bild 164 wieder. Der Spaltstrom  $Q_{Sp}$  wurde aus dem Meßsignal des Meßringes mit Hilfe der in Bild 165 dargestellten Kalibriergeraden ermittelt. Demnach beträgt die durch den saugseitigen Dichtspalt strömende Leckmenge im Bestpunkt ca. 9 % des von der Pumpe im Optimum geförderten Volumenstromes  $Q$ . In Teillast steigt der Anteil auf bis zu 10 % bei  $Q/Q_{opt} = 0$ ; während im Überlast bei  $Q/Q_{opt} = 1,4$  der Betrag auf etwa 7 % fällt.

Während die Ergebnisse für  $Q_{Sp}$  in der Nähe des Bestpunktes, bei dem eine nahezu rotationssymmetrische Druckverteilung zwischen Laufrad und Spirale –und somit eine über dem Umfang konstante Spaltweite– angenommen werden kann, den im Spalt tatsächlich strömenden Durchfluß widerspiegeln, müssen die Meßdaten im Teil- und Überlast kritisch hinterfragt werden.

Nach den in Kap. 6.7.4 gemachten Beobachtungen ist außerhalb des Bestpunktes aufgrund des Druckaufbaus in der Spirale mit einer exzentrischen Lage des Laufrades zum Gehäuse zu rechnen. Diese Beobachtung kann auch bei  $n = 830$  1/min anhand des gemessenen ungleichmäßigen Druckabfalls am Ringspalt (Bild 166) gemacht werden.

Der Zusammenhang zwischen dem Druckabfall am Ringspalt, dem Meßsignal des Meßmoduls und der Exzentrizität soll hier mit Hilfe der Skizze in Bild 167 prinzipiell erläutert werden. Läge eine absolut rotationssymmetrische Spaltgeometrie vor, so müsste bei Nennlast, also im Arbeitspunkt mit ebenfalls rotationssymmetrischer Druckverteilung (theoretisch mit dem Auslegungspunkt der Spirale übereinstimmend), ein über dem Umfang konstanter Druckabfall zwischen Ein- und Austritt des Ringspalt herrschen. Daß dies in der Praxis, z.B. wegen Fertigungs- und Einbautoleranzen, eher selten anzutreffen ist, kann anhand der Meßergebnisse bestätigt werden (Bild 166). Dort ist kein gemeinsamer Schnittpunkt der vier Druckverläufe vorhanden. Unter der Annahme achsensymmetrischer Druckverteilungen hinter dem Spalt (resp. am Laufradeintritt) kann aus den Schnittpunkten der Kurven für zwei gegenüberliegende Meßstellen näherungsweise der Betriebspunkt ermittelt werden, an dem eine horizontale bzw. vertikale Symmetrie des Ringspalt vorliegt. Aus Bild 166 kann so von gleichen Spaltweiten in der waagerechten Ebene bei  $\phi/\phi_{opt} = 0,75$  (für  $\phi = 90^\circ$  und  $270^\circ$ ) ausgegangen werden, während in der senkrechten Ebene das Fehlen eines Schnittpunktes der Kurven auf eine Exzentrizität im gesamten Arbeitsbereich hindeutet.

Bei Teil- und Überlast spreizen die Kurven auseinander, wobei die größten Änderungen in der horizontalen Ebene stattfinden, also zwischen den Meßstellen bei  $\phi = 90^\circ$  und  $\phi = 270^\circ$ . Es muß somit davon ausgegangen werden, daß in der Waagerechten auch die größten Änderungen der Spaltgeometrie stattfinden. Die Auswirkungen auf die Messungen mit dem induktiven Meßring können aus der vereinfachten Darstellung in Bild 167 abgeleitet werden, die u.a. auf den Ergebnissen aus Bild 166 und den in Kap. 6.7.4 diskutierten Zusammenhängen basiert. Neben dem rotationssymmetrischen Zustand im Auslegungspunkt (Bild 167b) sind die Verhältnisse für den Teillast- und den Überlastbetrieb schematisch dargestellt.

Die Verlagerung des Läufers (Welle und Laufrad) zum ersten Quadranten hin bei Teillast führt zu einer Vergrößerung des Spaltes gerade in dem Winkelabschnitt, in dem das Meßmodul angebracht ist. Im Gegensatz dazu wird im Überlastbetrieb dort der Spalt verkleinert. Da die Spaltweite sowohl für die Höhe des Magnetflusses und über die Axialgeschwindigkeit des Spaltstromes auch für die induzierte (Meß-)Spannung maßgebend ist, wird bei jedem neuen Betriebspunkt der Pumpe das Verhalten des Meßsystems beeinflusst. Eine eindeutige Zuordnung des Meßsignals zu den Kalibrierdaten, die für einen (konstanten) Spalt gelten, ist so nicht mehr möglich.

Aus den Erfahrungen, die in mehreren nicht vollständig dokumentierten Kurzversuchen gesammelt werden konnten, läßt sich dennoch folgendes festhalten: Eine Spaltvergrößerung führt generell zur Schwächung des Meßsignals, eine Verringerung des Spaltes bewirkt eine Verstärkung desselben. Dies wird überlagert von einer Änderung des Signals infolge der Geschwindigkeitsänderung, die sich aus den ebenfalls sich peripher ändernden Strömungswiderstand ergibt.

### 6.8.3 Vergleich zwischen Messung und Rechnung

Das im vorangegangenen Abschnitt erläuterte Verhalten der Spaltströmung und ihre Abhängigkeit von der Spaltgeometrie läßt sich beim Vergleich mit den Druckverläufen verdeutlichen, die zeitgleich mit der Kalibrierung des induktiven Meßringes gemessen wurden. In Bild 168 ist der Druckabfall am saugseitigen Dichtspalt für alle vier Winkelpositionen sowie ihr arithmetischer Mittelwert dimensionslos über dem eingestellten Spaltstrom  $Q_{\text{ref}}$  aufgetragen. Der Kehrwert der Approximationsfunktion zur Bestimmung des Spaltstromes aus dem Mittelwert des gemessenen Druckabfalles wird in Bild 168 wiedergegeben.

Die grafische Auftragung der einzelnen Druckdifferenzen zwischen Ein- und Austritt des Dichtspaltes im normalen Betrieb über das Meßsignal des Meßringes (Bild 170) zeigt keine eindeutige Zuordnung beider Größen zu dem Druckabfall, der bei der Kalibrierung ermittelt wurde. Der tendenziell „richtige“ Verlauf von  $\Delta c_{\text{p,Ring}}$  bei  $\phi = 270^\circ$  ist durch die Änderung der Spaltgeometrie in diesem Winkelbereich geprägt und ist für die Betrachtung mittlerer Werte nicht repräsentativ. Auch die Berechnung des Spaltvolumenstroms aus den jeweiligen „Druckverlusten“ zeigt deutliche Abweichungen vom gemessenen Wert, wie in Bild 171 vergrößert wiedergegeben wird, wo der mit dem Meßring erfaßte Spaltdurchfluß über dem mittleren Druckabfall aufgetragen ist.

## 7 Zusammenfassung

Bei radialen Turbomaschinen (Verdichter und Kreiselpumpen) wird der auf die Welle wirkende Axial Schub unter der Annahme rotationssymmetrischer Strömung in der Maschine berechnet. Im extremen Fall eines spiralförmigen Sammelgehäuses gilt dies bestenfalls nur für den Auslegungspunkt. Außerhalb optimaler Betriebsbedingungen führt die Energieumsetzung im Spiralgehäuse zu einer über dem Umfang ungleichmäßigen Strömung, die sich am Laufradaustritt sogar als periodische Störung bemerkbar macht. Die Auswirkungen derartiger Vorgänge auf die Strömungsverhältnisse in den Räumen zwischen Laufrad und Gehäuse, und somit auf die Druckkräfte beiderseits des Laufrades, werden in der einschlägigen Literatur nicht erörtert. Alle gegenwärtig verfügbaren Methoden zur Berechnung des Axialschubes gelten somit nur für den rotationssymmetrischen Fall, der meistens den Auslegungspunkt der Maschine entspricht.

Vor allem Kreiselpumpen werden selten unter idealen Bedingungen betrieben. Welche Auswirkungen die im Teil- und Überlast in der Spirale sich einstellenden Strömungsverhältnisse auf die Druckverteilungen und somit auf den Axial Schub haben, und welche Zusammenhänge zwischen den einzelnen Strömungen innerhalb der Maschine und dem Axial Schubverhalten herrschen, sind bisher nicht vollständig erforscht worden.

An einer handelsüblichen Norm-Kreiselpumpe mit Spiralgehäuse werden die Wechselwirkungsmechanismen, die den an der Welle wirkenden Axial Schub bestimmen, experimentell untersucht. Im Mittelpunkt der Betrachtungen stehen insbesondere die Strömungsvorgänge außerhalb des Auslegungs- bzw. des Arbeitspunktes maximalen Wirkungsgrades, die hier als Ursache für das sehr häufig beobachtete, mit den herkömmlichen Modellen nicht erklärbare Verhalten des Axialschubes (abfallend zu Teillast hin und wieder ansteigend mit zunehmendem Durchsatz) angesehen werden. Zu diesem Zweck wurde eine spezielle Kraftmeßvorrichtung konstruiert, die empfindlich und exakt genug ist, um schubrelevante Strömungsänderungen in der Maschine zuverlässig zu erfassen.

Die Arbeit geht von einem ganzheitlichen Verständnis der Strömung in Turbomaschinen aus. Dabei wird von einem engen physikalischen Zusammenhang zwischen allen in der Maschine stattfindenden Vorgängen ausgegangen. Besonders beim Betrieb außerhalb des Auslegungspunktes kann anhand des Axialschubes gezeigt werden, daß die Strömungsercheinungen vor und hinter dem Laufrad in mannigfacher Weiser gekoppelt sind und nicht als „lokale“ Eintritts- bzw. Austrittsphänomene betrachtet werden dürfen, wie in zahlreichen Arbeiten geschehen.

Dazu werden neben dem Axial Schub, die statischen Drücke an verschiedenen Stellen beider Radseitenräumen, vor dem Laufrad und über dem saugseitigen Dichtspalt gemessen, sowie gezielte Sondenmessungen vor dem Laufrad und im saugseitigen Radseitenraum durchgeführt, die zeigen, daß entgegen der allgemeinen Annahme nicht allein die Druckverteilungen entlang der Deckscheiben des Laufrades für die Entstehung und Entwicklung des Axialschubes maßgebend sind.

Der Verlauf der gemessenen Axialschubkennlinie weicht von dem der Förderhöhen-Charakteristik deutlich ab. Die Kennlinie weist drei bei allen Drehzahlen reproduzierbare Bereiche auf, die von zwei Extremwerten begrenzt werden: ein Maximum bei  $Q/Q_{\text{opt}} = 0,85$  und ein Minimum bei  $Q/Q_{\text{opt}} = 1,3$ . Während in der Nähe des Bestpunktes ( $0,85 < Q/Q_{\text{opt}} < 1,3$ ) der Axialschub mit steigendem Durchsatz abfällt, bleibt dieser im gesamten Teillastbereich nahezu konstant. Dagegen steigt der Axialschub ab  $Q/Q_{\text{opt}} = 1,3$  mit zunehmendem Durchfluß sprunghaft an.

Vergleichbare Ergebnisse können auch in der einschlägigen Literatur festgestellt werden, wenngleich die relative Lage der genannten Extrema zum Bestpunkt nicht immer übereinstimmt. Eine Erklärung für diesen Verlauf wurde bis heute nicht gegeben.

Beide Extrema sind auch dann vorhanden, wenn die Druckausgleichsbohrungen, die den druckseitigen Seitenraum mit dem Laufradeintritt verbinden, geöffnet werden. Selbst die aktive Beeinflussung der Eintrittsströmung durch Änderung des Drallzustandes mit Hilfe eines Vorleitgitters bewirkt keine Änderung des Axialschubes unterhalb des Maximums. Erst bei größeren Durchflüssen kann die Axialschubkurve durch Mit- oder Gegendrall gesenkt bzw. angehoben werden, wobei mit zunehmendem Durchsatz das Minimum zu größeren Durchflußwerten verschoben wird, und umgekehrt. Ein möglicher Zusammenhang zwischen den sich aus der Fehlanströmung der äußeren Bereichen der Schaufeleintrittskanten mit den damit verknüpften aerodynamischen Kräften und dem Axialschubverhalten wird anhand vereinfachter Betrachtungen diskutiert.

Im *Teillastbetrieb* erweist sich die Rückströmung am Laufradeintritt als auslösender Faktor für die abrupte Änderung der Axialschubkennlinie. Das durch Rückströmung ausgelöste Phänomen des *Teillastwirbels* versetzt das Medium in eine Rotationsbewegung, die zu einer von der Zentrifugalbeschleunigung –und somit vom Durchsatz– abhängigen radialen Druckverteilung vor dem Laufrad führt. Die auf die Eintrittsfläche wirkende Druckkraft weicht deutlich von der Kraft ab, die sich aus dem Wanddruck in der Saugleitung berechneten ergibt. Bei der hier untersuchten Pumpe geringer spezifischer Drehzahl ( $n_q = 23,1$  1/min) beträgt die Differenz im Extremfall ( $Q = 0$ ) mehr als 4 % des Axialschubes bei Nullförderung. Dieser Anteil dürfte bei Maschinen mit zunehmendem Wert von  $n_q$ , bei denen auch das Durchmesser Verhältnis  $d_1/d_2$  ansteigt, wesentlich bedeutender werden.

Darüber hinaus erhöht das Einsetzen des Teillastwirbels den Druck am Austritt des saugseitigen Ringspalt, womit das Druckgefälle am Dichtspalt, und damit die Intensität der Spaltdurchströmung, verringert wird. Das hat zur Folge, daß der radiale Druckabbau in saugseitigen Radseitenraum, der an den Spaltstrom unmittelbar gekoppelt ist, ebenfalls beeinträchtigt wird. Überlagert wird diese Wechselwirkung vom Einfluß der Energieumsetzung in der Spirale, der zu einer über dem Umfang ungleichmäßigen Durchströmung des Seitenraumes und der damit verbundenen Druckverteilung führt.

Eine erhebliche Wirkung auf das Strömungsbild im saugseitigen Seitenraum hat bei fliegend (einseitig) gelagerten Laufrädern die Durchbiegung der Pumpenwelle. Als Folge der außerhalb des Optimums wirkenden Radialkräften führt die elastische Verformung der Welle zu einer exzentrischen Lage des Laufrades zum saugseitigen Gehäuse ring. Mit der Änderung

der Spaltgeometrie, deren Winkellage vom Betriebspunkt abhängt, wird wiederum der Druckabfall im Radseitenraum betroffen, und zwar ungleichmäßig über dem Umfang.

Die komplexen Wechselwirkungen zwischen Spalt- und Radseitenraumströmung, die ihre „Auslöser“ sowohl in der Laufradeintritts- als auch in der Spiralenströmung haben, welche der Hauptströmung im Laufrad entspringen, ergeben ein komplexes System gegenseitiger Abhängigkeiten, das bei einer „begrenzten“ oder gar isolierten Betrachtung der einzelnen Vorgängen nicht zu erkennen gewesen wäre.

Der beobachtete Anstieg des Axialschubes im *Überlastbereich* ist im wesentlichen auf das gegensätzliche Verhalten des statischen Druckes beiderseits des Laufradaustrittes zurückzuführen. Ab  $Q/Q_{\text{opt}} = 1,3$  ist jeweils am äußeren Radius saugseitig ein vertärkter Abfall des statischen Druckes an der Gehäusewand zu beobachten, während im druckseitigen Radseitenraum einen deutlichen Anstieg des entsprechenden Druckes gemessen wird. Aufgrund der gewählten Meßstellenverteilung kann hier allerdings keine durch Meßergebnisse abgesicherte Aussage über die Strömungsvorgänge in diesem Bereich gemacht werden.

Der Vergleich zwischen den Ergebnissen der Messung und der Berechnung des Axialschubes durch Integration der gemessenen Druckwerte unter Berücksichtigung aller beobachteten Einflußgrößen zeigt einen übereinstimmenden Verlauf beider Größen im gesamten Arbeitsbereich. Beide Extremwerte werden durch die Integrationsrechnung exakt wiedergegeben.

Eine Schlüsselrolle im komplexen Abhängigkeitsverhältnis aller beteiligten Vorgänge nimmt der Spaltstrom ein, dessen Größe mangels geeigneter Meßtechniken bisher nur indirekt bestimmt bzw. geschätzt werden konnte. Eine näherungsweise berechnung auf der Grundlage der gemessenen Druckdifferenzen über dem Spalt wird in dieser Arbeit vorgenommen.

Im Rahmen der Untersuchungen wurde eine neue Meßmethode entwickelt und erfolgreich erprobt, mit der Spaltstrom in Kreiselpumpen rückwirkungsfrei und unter realen Betriebsverhältnissen quantitativ ermittelt werden kann. Dabei wird der saugseitige Spaltring im Gehäuse der Versuchsmaschine durch einen speziellen Ring gleicher Abmessungen ersetzt, in dem die erforderliche Meßtechnik eingebaut ist. Aufbau und Funktionsweise des nach dem magnetisch-induktiven Meßprinzips arbeitenden Meßringes werden detailliert beschrieben.

Der Einsatz der neuen Meßmethode wurde im untersuchten Fall durch die bereits erwähnte Änderung der Spaltgeometrie mit dem Betriebspunkt erschwert, der einen definierten Wert der Spaltweite für die Kalibrierung und Messung voraussetzt.



## 8 Literatur

- [1] ABRAMIAN, M.; J.H.G. HOWARD: A Rotating Laser-Doppler-Anemometry System for Unsteady Relative Flow Measurements in Model Centrifugal Impellers. Trans. ASME, J. Turbomachinery 116 (1994) 260-268
- [2] ABRAMIAN, M.; J.H.G. HOWARD: Experimental Investigation of the Steady and Unsteady Relative Flow in a Model Centrifugal Impeller Passage. Trans. ASME, J. Turbomachinery 116 (1994) 269-279
- [3] AHMAD, H.; P.J. LIDGITT; H.M.K. DICKSON: A theoretical and experimental investigation of axial thrusts within a multi-stage centrifugal pump. Proc. IMechE 201 (1987) A3, 87-99
- [4] AGOSTINELLI, A.; D. NOBLES; C.R. MOCKRIDGE: An Experimental Investigation of Radial Thrust in Centrifugal Pump. Trans. ASME, J. Engng. Power 82 (1960) 120-126
- [5] ALTMANN, D.: Beitrag zur Berechnung der turbulenten Strömung im Axialspalt zwischen Laufrad und Gehäuse von Kreiselpumpen. Dissertation TH Magdeburg (1972).
- [6] ALTMANN, D.: Komplexe Berechnung der axialkraft, der Spalt- und Radreibungsverluste von ein- und mehrstufigen radialen Kreiselpumpen. Dissertation TH Magdeburg 1983
- [7] AYDER, E.: Experimental and Numerical Analysis of the Flow in Centrifugal Compressor and Pump Volute. Doctoral Thesis Von Karman Institute for Fluid Dynamics 1993
- [8] BAHM, F., ENGEDA, A. AND M. RAUTENBERG: „Pressure distribution between the impeller shroud and the casing of a centrifugal pump with volute.“ 4th International Symposium on Experimental and Computational Aerothermodynamics of Internal Flows (ISAIIF), Dresden, Germany, August 31-September 2, 1999
- [9] BAIBIKOV, A.S.; V. KARAKAHN YAN: Method of Calculating Axial Forces in a Centrifugal Pump with Allowance for Leakage. Teploenergetika 20 (1973) 9, S. 85-88
- [10] BAMBERT, K.; W. BOHNENKAMP; G.-H. WOELK: Strömungskanäle zum Kalibrieren von Druck, Temperatur- und Geschwindigkeitssonden. Konstruktion 25 (1973) 7, 245-254
- [11] BAMBERT, K.; M. RAUTENBERG; U. HAß; K. KASSENS; P. KNAPP; A. MOBARAK; W. SIEGMANN; W. WITTEKIND: Untersuchung der Laufradströmung in hochbelasteten Radialverdichterrädern. Forschungsberichte FVV, Heft 155 (1974)
- [12] BARRAND, J.P.; G. CAIGNAERT; R. CANAVELIS; P. GUITON: Experimental Determination of the Reverse Flow Onset in a Centrifugal Impeller. Proc. 12th Turbomachinery Symp., Texas A&M Univ. (1984) 63-71
- [13] BARRAND, J.P.; M. KAREMCZAK; M. TALHA: Pressure Fluctuations and Wave Within a Pump Impeller. 1<sup>st</sup> Int. Symp. Pump Noise & Vibration, Paris (1993) 35-42

- [14] BAUN, D.O.; R.D. FLACK: A Plexiglas Research Pump With Calibrated Magnetic Bearings/Load Cells for Radial and Axial Hydraulic Force Measurement. *Trans. ASME, J. Fluid Engineering* 121 (1999) 126-132
- [15] BECKER, E.: Strömungsvorgänge in ringförmigen Spalten. *Z. VDI 51* (1907) 29, 1133ff
- [16] BIHELLER, H.J.: Radial Force on the Impeller of Centrifugal Pumps with Volute, Semivolute and Fully Concentric Casings. *Trans. ASME, J. Engng. Power*, July 1965, 319-323
- [17] BINDER, R.C.; R.T. KNAPP: Experimental Determinations of the Flow Characteristics in the Volute of Centrifugal Pumps. *Trans. ASME* 58 (1936) 649-661
- [18] BOBOWSKI, L.; J. PLUTECKI: Die Untersuchungen der Abhängigkeit Vordrall-Rückströmungen am Eintritt einer Kreiselpumpe. 5. Symp. Pumpen und Verdichter, Magdeburg (1985) 7-16
- [19] BOBOWSKI, L.; M. RAUTENBERG; W.-P. STRATE: Experimentelle Strömungsuntersuchungen des Teillastverhaltens am Eintritt einer Kreiselpumpe. SYMKOMplus '87, Conf. on Compressor & Turbine Stage Flow Path. Theory & Experiment. Politechnika Lodzka, Zeszyt Naukowy 96/1987, Lodz, Poland
- [20] BONNINGTON, S.T.: Optimum Location of Suction and Discharge Tappings in Centrifugal Pump Tests. BHRA Publ. RR 467 (1953)
- [21] BREUGELMANS, F.A.E.; M. SEN: Prerotation and Fluid Recirculation in the Suction Pipe of Centrifugal Pumps. Proc. 11th Turbomachinery Symp., Texas A&M Univ. (1982) 165-180
- [22] BROWNELL, R.B.; R.D. FLACK: Flow Characteristics in the Volute and Tongue Region of a Centrifugal Pump. ASME Paper 84-GT-82 (1982)
- [23] BUDRIS, A.R.: Sorting out Flow Recirculation Problems. *Machine Design* 61 (1989) 16, 113-116
- [24] BUDRIS, A.R.: The Shortcomings of Using Pump Suction Specific Speed Alone to Avoid Suction Recirculation Problems. Proc. 10th Int. Pump Users Symp., Texas A&M Univ., Houston (1993) 91-95
- [25] CAIGNAERT, G.; J.P. BARRAND; B. DESMET: Recirculation at Impeller Inlet and Outlet of a Centrifugal Pump. *IMEchE*, C337/88 (1988) 61-68
- [26] CHEN, Y.N.: Rotating Stall in Radialverdichtern und -pumpen als Rossbywellen mit umlaufenden Wirbeln. *Technische Rundschau Sulzer* 1 (1990) 51-56
- [27] CHEN, Y.N., U. HAUPT; M. RAUTENBERG: On the Nature of Rotating Stall in Centrifugal Compressors with Vaned Diffusers. Part II, Karman Vortices as the Controlling Mechanism. JSME-Paper 87-TOKYO-IGTC-23, II (1987)
- [28] CHILDS, D.W.: Centrifugal-Acceleration Modes for Incompressible Fluid in the Leakage Annulus Between a Shrouded Pump Impeller and Its Housing. *Journal of Vibrations, Acoustics, Stress and Reliability in Design* 113 (1991) 2, 209-218

- [29] COOPER, P.; E., MAKAY; L. CORSI: Minimum Continuous Stable Flow in Feed Pumps. Symp. Proc. Power Plant Pumps, EPRI CS-5857 (1988) 2/97-2/132
- [30] COPLEY, D.M.; R.C. WORSTER; K.J. ZANKER: The Flow in Pump Volute and Its Effects on Performance. BHRA, SP 724, April 1962
- [31] DE KOVATS, A.; C. DESMUR: Pumpen/Ventilatoren/Kompressoren. Verlag G. Braun Karlsruhe 1968
- [32] DOMM, U.; H. ZILLING: Axial thrust in centrifugal Pumps. Pumpen in Kraftwerken, Braunschweig, 1966, 123-134. *Erweiterte deutsche Fassung*: Über die Kräfte in einstufigen Kreiselpumpen. KSB Technische Berichte 12 (1967) 16-23
- [33] DONG, R.; S. CHU; J. KATZ: Effect of Modification to Tongue and Impeller Geometry on Unsteady Flow Pressure Fluctuations, and Noise in a Centrifugal Pump. Trans. ASME, J. Turbomachinery 119 (1997) 7, 506-515
- [34] DUNCAN, A.B.: A review of the pump rotor axial equilibrium problem - some case studies. Proc. IMechE 201 (1987) A3, 39-52
- [35] ELHOLM, T.; E. AYDER; R. VAN DEN BRAEMBUSSCHE: Experimental Study of the Swirling Flow in the Volute of Centrifugal Pump. ASME Paper 90-GT-49 (1990)
- [36] FÁY, C.: Influence of impeller position on axial forces in centrifugal pumps. Pumpen in Kraftwerken, Braunschweig (1966) J43-46
- [37] FIEDLER, O.: Strömungs- und Durchflußmeßtechnik. R. Oldenbourg Verlag München Wien, 1992
- [38] FLACK, R.D.; P.E. ALLAIRE: Lateral Forces on Pump Impellers - a Literatur Review. The Shock and Vibration Digest 16 (1984) 1, 5-14
- [39] FRASER, W.H.: Recirculation in Centrifugal Pumps. World Pumps (1982) 188, 227-235
- [40] GANGOLLI, S.S.R.; H.C. RADHA KRISHNA: Flow Studies in the Suction Pipe of a Radial Flow Pump. Int. Conf. on Pumps and Systems, Beijing (1992) 318-329
- [41] GAUBITZ, U.: Rechnerische und experimentelle Bestimmung des Axialschubs bei Kreiselpumpen. Unveröffentlichte Diplomarbeit am Institut für Strömungsmaschinen der Universität Hannover 1996
- [42] GEIS, H.: Experimentelle Untersuchungen der Radseitenverluste von Hoch-Wasserturbinen radialer Bauart. Dissertation TH Darmstadt 1986
- [43] GOPALAKRISHNAN, S.: A New Method for Computing Minimum Flow. Proc. 5th Int. Pump Users Symp. Texas A&M Univ. (1988) 41-47
- [44] GOULAS, A.; G. TRUSCOTT: Dynamic hydraulic loading on a centrifugal pump impeller. Proc. IMechE 201 (1987) A3, 53-64
- [45] GRABOW, G.: Radialdruck bei Kreiselpumpen. Informationen Pumpen und Verdichter 2 (1964) 11-19

- [46] GRADEWALD, A.: Beitrag zur Ermittlung des hydraulischen Axialschubes von Radial-Kreiselpumpen. Pumpen und Verdichter Informationen 2 (1964) 26-37
- [47] GREITZER, E.M.: The Flow Stability of Pumping Systems - The 1980 Freeman Scholar Lecture. Trans. ASME, J. Fluid Engng. 103 (1980) 193-242
- [48] GÜLICH, J.F.: Influence of Interaction of Different Components on Hydraulic Pump Performance on Cavitation. EPRI - Power Plant Pumps Symp., New Orleans (1987) 275-296
- [49] GÜLICH, J.; W. JUD; S.F. HUGHES: Review of Parameters Influencing Hydraulics Forces on Centrifugal Impellers. Proc. IMechE 201 (1987) A3, 163-174
- [50] GÜLICH, J.; D. FLORJANCIC; S.E. PACE: Influence of Flow Between Impeller and Casing on Part-load Performance of Centrifugal Pumps. 3rd Joint ASCE/ASME Mech. Conf. Pumping Machinery, FED-Publication 81 (1989) 227-235
- [51] GUINZBURG, A.; C.E. BRENNEN; A.J. ACOSTA; T.K. CAUGHEY: Experimental Results for the Rotordynamic Characteristics of Leakage Flows in Centrifugal Impellers. Trans. ASME, J. Fluid Engng. 116 (1994) 110-115
- [52] HAMKINS, C.P.: Korrelation von Druckverteilung und Grenzströmungswinkel im Radseitenraum einer Kreiselpumpe. Eingereichte Dissertation Universität Kaiserslautern 1999
- [53] HAPPEL, U.; E. WIEDERUH: Die Radseitenreibung radialer Turbomaschinen. Forschungsberichte VDI, Reihe 1, Nr. 216 (1993)
- [54] HARADA, H.: Performance Characteristics of Shrouded and Unshrouded Impellers of a Centrifugal Compressor. ASME Paper 84-GT-46 (1984) 6 p.
- [55] HASEGAWA, Y.; K. KIKUYAMA; T. MAEDA; M. MURAKAMI: Unsteady Pressure Change in Centrifugal Pump Impeller Passages Due to Inlet Swirl. ASME Publ. FED 92 (1990) 117-123
- [56] HAUPT, U.; Y.N. CHEN; M. RAUTENBERG: On the Nature of Rotating Stall in Centrifugal Compressors with Vaned Diffusers - Part I: Detection of Reverse Flow. JSME-Paper 87-TOKIO-IGTC-22, II (1987)
- [57] HAUPT, U.; Y.N. CHEN; M. RAUTENBERG: Rotating Stall in Radialverdichtern als umlaufende Karmansche Wirbelstraße. VDI- Berichte Nr. 706 (1988) 299-325
- [58] HEALD, C.C.; R. PALGRAVE: Backflow Control Improves Pump Performance. Oil & Gas Journal, Feb. 25 (1985) 96-105
- [59] HERGT, P.; S. BRODERSEN; B. STOFFEL; G. LUDWIG: The Influence of Prerotation on the Leakage Flow Through Sealing Gaps in Pumps. Second Int. Conf. on Pumps and Fans, Beijing F4 (1995) 441-448
- [60] HERGT, P.; H. JABERG: The Flow Field of Two Pump Impellers Operating at Part-load. IMech, C338/88 (1988) 69-82

- [61] HERGT, P.; H. JABERG: Flow Patterns at the Exit of Radial Impellers at Part Load and Their Relation to Head Curve Stability. Third Joint ASCE/ASME Conf, San Diego (1989) 213-225
- [62] HERGT, P.; P. KRIEGER: Radial forces and moments acting on the impeller of volute casing pumps. Proc. Symp. Flow Research on Blading, Switzerland 1970
- [63] HERGT, P.; S. PRAGER: The Influence of Different Parameters on the Disk Friction Losses of a Centrifugal Pump. Proc. 9th Conf. Fluid. Mach., Budapest, Paper 23 (1991) 172-179
- [64] HERGT, P.; J. STARKE: Flow Patterns Causing Instabilities in the Performance Curves of Centrifugal Pumps with Vaned Diffusers. 2nd Int. Pump Users Symp., Texas A&M Univ., Houston (1985) 67-75. *Deutsche Übersetzung*: Strömungstechnische Ursachen für die Instabilität der Kennlinien von Kreiselpumpen mit Leiträdern. KSB Techn. Berichte 21 (1986) 22-31
- [65] HOLZENBERGER, K.; K. JUNG: Kreiselpumpen Lexikon, KSB AG, Frankenthal 1989
- [66] HOWARD, J.H.G.; E. LENNEMANN: Measured and Predicted Secondary Flows in a Centrifugal Impeller. Trans. ASME, J. Engng. Power (1971) 126-132
- [67] IINO, T.; H. SATO; H. MIYASHIRO: Hydraulic Axial Thrust in Multistage Centrifugal Pumps. Trans. ASME, J. Fluid Engng. 102 (1980) 64-69
- [68] ISHINO, M.; Y. IWAKIRI; A. BESSHO; H. UCHIDA: Effects of Variable Inlet Guide Vanes on Small Centrifugal Compressor Performance. ASME Paper 99-GT-157 (1999)
- [69] IVERSEN, H.W.; R.E. ROLLING; J.J. CARLSON: Volute Pressure Distribution, Radial Force on the Impeller, and Volute Mixing Losses of a Radial Flow Centrifugal Pump. Trans. ASME, J. Engng. Power 82 (1960) 2, 136-144
- [70] KANKI, H.; Y. KAWATA; T. KAWATANI: Experimental research on the hydraulic force on the pumps shaft. ASME Paper 81-DET-71 (1981)
- [71] KASSENS, I.: Energieumwandlung im Vorleitgitter eines Radialverdichters. Dissertation Universität Hannover 1997
- [72] KASSENS, I.; M. RAUTENBERG: "Flow Measurements behind the Inlet Guide Vane of a Centrifugal Compressor". ASME Paper 98-GT-86, 43rd Int. Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition of the ASME, Stockholm, Sweden, June 2-5, 1998.
- [73] KERSHAW, B.: Axial Thrust Measurements on Multi-stage High Pressure Pumps. BHRA Publ. SP 923 (1967)
- [74] KNAPP, R.T.: Centrifugal Pump Performance as Affected by Design Features. Trans. ASME 63 (1941) 254-255
- [75] KONNO, D.; T. OHNO: Experimental research on axial thrust loads of double suction centrifugal pumps. Proc. IMechE 201 (1987) A3, 65-72

- [76] KOVATS, A.: Axial imbalance in centrifugal pumps. Proc. 3rd Conf. Fluid Mechanics and Fluid Machinery, Budapest 1969, 307-315
- [77] KUROKAWA, J.; T. TOYOKURA: Study on Axial Thrust of Radial Flow Turbomachinery. 2nd Int. JSME Symp. Fluid Machinery and Fluidics, Tokyo (1972) 31-40
- [78] KUROKAWA, J.; T. TOYOKURA: Axial Thrust Disc Friction Torque and Leakage Loss at Radial Flow Turbomachinery. NEL Int. Conf. on Pump and Turbine Design and Development, Glasgow (1976) Paper 5-2
- [79] LAWACZEK, F.: Turbinen und Pumpen. Springer Verlag, 1932
- [80] LEHMANN, B.: Analyse der Radseitenraum- und Spaltverluste in Kreiselpumpen und Korrelation der Verluste mit dem Leckstrom. Unveröffentlichte Diplomarbeit am Institut für Strömungsmaschinen der Universität Hannover 1993
- [81] LEMPART, A.: Das Axialschubverhalten von industriellen Turboverdichtern. VDI Berichte Nr. 947 (1992) 177-194
- [82] LEVIN, A.A.; V.I. POLIKOVSKII: The pressure characteristic of centrifugal pumps and fans at zero flow. Thermal Engineering 12 (1965) 6, 20-22
- [83] LINGELBACH, T.; E. WIEDERUH: Die Axialschubberechnung radialer Turbomaschinen. Forschungsberichte VDI, Reihe 7, Nr. 154 (1989)
- [84] LINNECKEN, H.: Die Berechnung des Axialschubes radialer Verdichterstufen. Konstruktion 14 (1962) 11, 432-433
- [85] LOBANOFF, V.; R. ROSS: Centrifugal Pumps - Design and Application, 2nd Edition, Gulf Publishing Company, Houston, Texas (1992)
- [86] LOMAKIN, A. A.: Axial forces in centrifugal pumps taking into account the magnitude of the clearance in the sealing rings. Sovietskoe Kotloturbo-stroenie 12 (1940)
- [87] LUDWIG, G: Experimentelle Untersuchungen zur Kavitation am saugseitigen Dichtspalt von Kreiselpumpen sowie zu sekundären Auswirkungen des Spaltstromes. Dissertation TH Darmstadt 1992
- [88] LÜBKE, H.-P.: Untersuchungen zum Einfluß des Leckstromes auf die Axialkräfte in Kreiselpumpen. Unveröffentlichte Diplomarbeit am Institut für Strömungsmaschinen der Universität Hannover 1997.
- [89] LÜTKEMEYER, S.: Auslegung, Konstruktion und Erprobung einer Meßvorrichtung zur Bestimmung des Axialschubes einer Norm-Kreiselpumpe. Unveröffentlichte Diplomarbeit am Institut für Strömungsmaschinen der Universität Hannover 1995
- [90] MAKAY, E.; J.A. BARRET: Successful Field Fixes on Power Plant Pumps: Case Histories. EPRI Report CS-5857 (1988) 1/25-1/87
- [91] MALOBABIC, M.: Das Betriebsverhalten leitschaufel- und bypassgeregelter Pkw-Abgasturbolader. Dissertation Universität Hannover 1989
- [92] MARCINOWSKI, H.; B. STOFFEL; R. SCHILLING; H. SIEGLE: Einfluß der Zähigkeit auf das Verhalten von Strömungs- und Verdrängergeräten. VDMA-Recherche (1972)

- [93] MARSCHER, W.D.: The effect of fluid forces at various operation conditions on the vibrations of vertical turbine pumps. Proc. IMechE 201 (1987) A3, 17-38
- [94] MEIER-GROTRIAN, J.: Untersuchungen der Radialkraft auf das Laufrad einer Kreiselpumpe bei verschiedenen Spiralgehäuseformen. Dissertation TU Braunschweig 1972
- [95] MINER, S.M.; R.J. BEAUDOIN; R.D. FLACK: Laser Velocimeter Measurements in Centrifugal Flow Pump. ASME J. Turbomachinery 111 (1989) 3, 205-212
- [96] PECK, J.F.: Investigations Concerning Flow Conditions in a Centrifugal Pumps and the Effect of Blade Loading on Head Slip. Proc. IMechE 164 (1951) 1-30
- [97] PETERMANN, H.; M. PEKRUN; B. STAMPA: Influence of Speed on the Leakage of Annuli. Pumpen in Kraftwerken, Braunschweig (1966) J15-22
- [98] PFLEIDERER, C.: Die Kreiselpumpen für Flüssigkeiten und Gase. 3. Auflage, Springer-Verlag 1949
- [99] PFLEIDERER, C.; H. PETERMANN: Strömungsmaschinen. 5. Auflage, Springer-Verlag 1986
- [100] POHLENZ, W.: Pumpen für Flüssigkeiten und Gase. VEB Verlag Technik, Berlin, 1975
- [101] POLIKOVSKII, V.I.; A.A. LEVIN: Performance of pumps and air blowers at reduced discharge conditions. Thermal Engineering 12 (1965) 10, 89-93
- [102] RADTKE, F.; M. ZIEMANN: Scheibenreibung. Experimentelle und theoretische Untersuchungen des Reibungseinflusses an rotierenden Scheiben, Abschlußbericht zum Vorhaben Nr. 213, Forschungsbericht der FVV, Heft 331 (1983)
- [103] RAUTENBERG, M.; F. BAHM: Erweiterung des Turbinen-Arbeitsbereiches von Kreiselpumpen durch einfache saugseitige Drallrückgewinnung. DFG-Abschlußbericht Ra 272/40-1 (1997)
- [104] RAUTENBERG, M.; F. BAHM; M. VÖLKEL; W.-P. STRATE: Einfluß der Leckströmung durch Dichtspalte von Kreiselpumpen und deren rückwirkungsfreie Bestimmung. Bericht zum Forschungsvorhaben 1141 der KSB-Stiftung (1991)
- [105] RAUTENBERG, M.; R. BÖTTJER; W.-P. STRATE: Einfluß ungleichförmiger Druckverteilungen auf die Durchströmung zylindrischer Spaltdichtungen in Spiralgehäusepumpen. Bericht zum Forschungsvorhaben 1178 der KSB-Stiftung (1994)
- [106] RAUTENBERG, M.; S. BURSIG; W.-P. STRATE: Simulation und Erfassung der Spaltströmung in Kreiselpumpen mit geschlossenen Laufrädern. Bericht zum Forschungsvorhaben 1158 der KSB-Stiftung (1992)
- [107] REY, R.; P. GUITON; Y. KERMAREC; G. VULLILOUD: Étude statistique sur les caractéristiques à débit partiel des pompes centrifuges et sur la détermination approximative du débit critique. La Houille Blanche 2/3 (1982) 107-120

- [108] RIS, V.F.; G.H. DEN; A.N. SHERSHNEVA: The Effect of Flow on the Forces Acting on the Impeller of a Centrifugal Machine. *Energomashinostroenie* 4 (1963) 14-17 Englische Übersetzung in: BHRA Publ. T 907 (1967)
- [109] RUMPEL, G.; H.D. SONDERHAUSEN: Festigkeitslehre. In Beitz, W.; K.-H. Küttner (Hrsg.): *Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau*. 18. Auflage, Springer 1995
- [110] SCHIAVELLO, B.: Cavitation and Recirculation Troubleshooting Methodology. Proc. 10th Int. Pump Users Symp., Texas A&M Univ., Houston (1993) 133-156
- [111] SCHIAVELLO, B.; M. SEN: On the prediction of the reverse Flow onset at the Centrifugal Pump Inlet. Fluid. Eng. Div. Conf. ASME, New Orleans (1980) 261-272
- [112] SCHILLING, R.; H. SIEGLE; B. STOFFEL: Strömung und Verluste in drei Elementen radialer Kreiselpumpen - Eine Literaturübersicht. *Strömungsmechanik und Strömungsmaschinen* 16 (1974) 1-46
- [113] SCHLICHTING, H.: *Grenzschicht-Theorie*. G. Braun, Karlsruhe 1965
- [114] SCHUBERT, F.: Berechnung des Axialschubes und des Spaltverlustes radialer Kreiselpumpen. Dissertation TH Braunschweig 1988
- [115] SCHULTZ, H.: *Die Pumpen*, 13. Auflage. Springer-Verlag, 1977
- [116] SCHULTZ-GRUNOW, F.: Der Reibungswiderstand rotierender Scheiben in Gehäusen. *ZAMM* 15 (1935) 191-204
- [117] SCHWARZ, A.: Axialschubberechnung - Entwicklung eines verbesserten Rechenverfahrens zur Berücksichtigung besonderer konstruktiver Merkmale moderner Kreiselpumpen. Unveröffentlichte Diplomarbeit am Institut für Strömungsmaschinen der Universität Hannover 1995
- [118] SCHWARZ, D.; W. WESCHE: Radial- und Axialschubmessungen an einer doppelflutigen einstufigen Kreiselpumpe. Pumpentagung Karlsruhe 1973
- [119] SCHWEIGER, F.: Energy Conditions in Centrifugal Pumps at Low Flows. Winter Annual Meeting of the ASME (1983) 187-193
- [120] SHERSHNEVA, A.N.: Influence of certain structural components of a stage on axial forces in a centrifugal blower. *Thermal Engineering* 12 (1965) 8, 98-103
- [121] SHERSHNEVA, A.N.: Effect of axial clearances between impeller discs and casing on axial forces in a single-stage centrifugal blower. *Thermal Engineering* 12 (1965) 8, 104-109
- [122] SHIELS, S.: How centrifugal pump hydraulics affect rolling element bearing life. *World Pumps* (1998) 12, 32-35
- [123] SIDERIS, M.; R.A. VAN DEN BRAEMBUSSCHE: Influence of a Circumferential Exit Pressure Distortion on the Flow in a Impeller and Diffusor. *Trans. ASME, J. Turbomachinery* 109 (1987) 1, 48-54
- [124] SIGLOCH, H.: *Strömungsmaschinen - Grundlagen und Anwendungen*. Carl Hanser Verlag München Wien, 2. Auflage 1993

- [125] SLOTEMANN, D.P.; P. COOPER; J.L DUSSOURD: Control of Back Flow at the Inlet of Centrifugal Pumps and Inducers. Proc. 1st Int. Pump Users Symp., Texas A&M Univ., Houston (1984) 9-22
- [126] SPRINGER, P.: Vergleich zwischen gemessenen und berechneten Axialkräften an einer mehrstufigen Gliederpumpe. Information Pumpen und Verdichter 1/1987, 26-30
- [127] STACHE, M.: Untersuchungen des Axialschubes einer langsamläufigen Kreiselpumpe. Dissertation TU Braunschweig 1969
- [128] STACHNIK, P.: Experimentelle Untersuchungen zur Rezirkulation am Ein- und Austritt radialer Kreiselpumpenlaufräder im Teillastbetrieb. Dissertation TH Darmstadt 1991
- [129] STAMPA, B.: Experimentelle Untersuchungen an axial durchströmten Ringspalten. Dissertation TU Braunschweig 1971
- [130] STEPANOFF, A.: Leakage Loss and Axial Thrust in Centrifugal Pumps. ASME Paper HYD-54-5 (1932) 65-103
- [131] STEPANOFF, A.: Radial- und Axialpumpen. Springer-Verlag, Berlin-Göttingen-Heidelberg, 1959
- [132] STOFFEL, B.: Experimental Investigations on the Energie Balance of Radial Centrifugal Pump Impellers Part-load Conditions. IAHR-Symp., Amsterdam (1982) Paper 19
- [133] STOFFEL, B.: Der Dichtspalt in Kreiselpumpen - ein einfaches Element mit sehr komplexen Auswirkungen. Strömungsmechanik und Strömungsmaschinen 46 (1993) 33-48
- [134] STRATE, W.-P.; F. BAHM; M. RAUTENBERG: Influence of Wearing Ring Clearance and Specific Speed on the Pump Performance of Shrouded Centrifugal Impellers. INTERFLUID, Essen (1990) 179-193
- [135] SULZER: Centrifugal Pump Handbook, 2nd Edition. Elsevier Science Ltd. 1998
- [136] SUREK, D.: Untersuchung der Radreibungs- und Undichtigkeitsverluste in Radialpumpen. Dissertation TU Dresden 1964
- [137] SUREK, D.: Some Results of Investigations into Disk Friction and Leackage Losses in Single Stage Centrifugal Pumps. Pumpen in Kraftwerken, Braunschweig (1966) J1-14
- [138] THOMAE, H.; R. STUCKI: Axial thrust in multi-stage pumps. IAHR Symp., Lausanne (1968), Paper C1. *Erweiterte deutsche Fassung*: Thomae, H.; R. Stucki: Axialschub bei mehrstufigen Radialpumpen. Technische Rundschau Sulzer 52 (1970) 3, 185-190
- [139] THUß, W.: Axial thrust in multi-stage pumps. IAHR Symp., Lausanne (1968) Paper C2
- [140] TOURET, J.; M. KAMGA; B. GODEFROI; J. KERMAREC; M. PLUVIOSE; M. BERTINIER: Hydraulic Noise Generation Studies in Centrifugal Turbomachine Through Visualization of the Non Stationary Pressure Field in the Volute and the Impeller. ASME Publ. Experimental and Numerical Flow Visualization, FED-Vol. 128 (1991) 239-246

- [141] TRAUPEL, W.: Thermische Turbomaschinen. Bd. I, Berlin/Göttingen/Heidelberg: Springer 1958.
- [142] TROSKOLANSKI, A.T.; ST. LAZARKIEWICZ: Kreiselpumpen. Berechnung und Konstruktion. 3. Auflage. Birkhäuser Verlag, Stuttgart 1976
- [143] TROUT, R.G.: Axial thrust in centrifugal pumps. ASME Paper 62-HYD-13 (1962)
- [144] TURTON, R.K.; M. GOSS: The fluctuating radial and axial thrusts experienced by a centrifugal pump. 11th IAHR Conf, Amsterdam, Vol. 1 (1982) 22.1-22.12
- [145] TURTON, R.K.; M. GOSS: A study of the fluctuating and steady forces on a conventional centrifugal pump. BPMA Conf. On Pumps, Cambridge (1983)
- [146] UBALDI, M.; P. ZUNINO: Experimental investigation of the stalled Flow in a Centrifugal Pump-Turbine with vaned diffuser. ASME Paper 90-GT-216 (1990)
- [147] UCHIDA, N.; K. IMAICHI; T. SHIRAI: Radial force on the impeller of a centrifugal pump. Bull. JSME 14 (1971) pp.76
- [148] ULLOCK, D.S.: Evaluating the Mechanical Design of End-Suction Centrifugal Pumps. Chemical Engineering Progress 51 (1955) p. 207
- [149] ULLOCK, D.S.; REYNOLDS; HUDSON, : Mechanical Design of Centrifugal Pumps From Shaft Deflection Measurements. Chemical Engineering Progress 52 (1956) p. 35
- [150] VESTER, F.: Neuland des Denkens: vom technokratischen bis zum kybernetischen Zeitalter. Deutsche Verlags-Anstalt, 1980
- [151] VERBA, A.; G. SEBESTYÉN: Contribution to the calculation of axial thrust of multistage pumps. Pumpen in Kraftwerken, Braunschweig (1966) J35-42
- [152] WALLACE, F.J.; A. WHITFIELD; R.C. ATKEY: Experimental and Theoretical Performance of Radial Flow Turbocharger Compressor with Inlet Prewhirl. Proc. IMechE Vol. 189 43/75 (1975)
- [153] WEBER, D.: Experimentelle Untersuchungen an axial durchströmten kreisförmigen Spaltdichtungen für Kreiselpumpen. Diss. TU Braunschweig 1971
- [154] WEILER, W.: Handbuch der physikalisch-technischen Kraftmessung. Vieweg-Verlag, Wiesbaden 1993
- [155] WESCHE, W.: Messungen am Spiralgehäuse einer Kreiselpumpe. Technische Rundschau Sulzer 2/1987
- [156] WIEDERUH, E.: Der Axialschub von Turbomaschinen. Pumpen (1992) 225-228
- [157] WHITFIELD, A.; A.H. ABDULLAH: The Performance of a Centrifugal Compressor With High Inlet Prewhirl. Trans. ASME, J. Turbomachinery 120 (1998) 7, 487-493
- [158] WORSTER, R.C.: The Flow in Volute and its Effect on Centrifugal Pump Performance. Proc. IMechE Vol. 177 (1963) 31, 831-875

- [159] WORSTER, R.C.; E.W. THORNE: Measurement of Leakage Flow Through the Wearing Rings of a Centrifugal Pump and its Effect on Overall Performance. BHRA Publ. RR 619 (1959)
- [160] YAMADA, Y.: Resistance of a Flow through an Annulus with Inner Rotating Cylinder. Bulletin of JSME, Vol. 5 (1962) 18, 302-310
- [161] ZANKER, K.J.: Axial thrust in centrifugal pumps. BHRA RR 746 (1962)
- [162] ZILLING, H.: Untersuchungen des Axialschubs und der Strömungsvorgänge in den Radseitenräumen einer einstufigen radialen Kreiselpumpe mit Leitrad. Dissertation Universität TH Karlsruhe 1973



## 9 Tabellen

Tabelle 1: Geometrische Daten der Versuchspumpe

$d_2$ [mm]	$d_1$ [mm]	$d_{Sp}$ [mm]	$b_2$ [mm]	$z$ [-]
334	150	160	23	6

Tabelle 2: Radien der Meßstellengrundkreise

Meßstelle	$a$	$h_{sp}$	$c$	$v_{sp}$	$d$	$e$	$f$	$Ra$	$Rm$	$Ri$
$r$ [m]	0,075	0,085	0,093	0,104	0,121	0,144	0,167	0,152	0,085	0,045
$r/r_2$ [-]	0,449	0,509	0,557	0,623	0,725	0,862	1,000	0,913	0,509	0,269

Tabelle 3: Höchster und niedrigster NPSH-Wert bei  $n = 1050$  1/min

Meßreihe	1050_a	1050_b	1050_c	1050_e
$NPSH_{max}$ [m]	16,46	15,03	10,02	11,79
$NPSH_{min}$ [m]	15,23	13,56	8,65	10,57

Tabelle 4: Abweichung der aus Sondenmessungen ermittelten Druckkraft  $F_{a(r)}$  am Laufradeintritt gegenüber der aus der wandbündig gemessenen „mittleren“ Druckkraft  $\bar{F}_{a258}$  für  $n = 1050$  1/min

$Q/Q_{opt}$ [-]	0,11	0,20	0,34	0,55	0,60	0,67	0,76	0,85
$F_{a(r)}$ [N]	-77	-80	-68	-40	-39	-15	-7	-1
$c_{f,a} = \frac{F_{a(r)}}{(\rho \omega^2 r_2^4)}$	-8e-3	-9e-3	-7e-3	-4e-3	-4e-3	-2e-3	-7e-4	-9e-5

Tabelle 5: Berechnung der kritischen Durchflüsse  $Q_{\text{krit},1}$  und  $Q_{\text{krit},2}$  nach FRASER [39]

	Eintritt (Index 1)	Austritt (Index 2)
Durchmesser $d_i^*$ [m] nach Bild 74	0,026	0,059
Kanalbreite $b_i$ [m] nach Bild 74	0,062	0,024
Außendurchmesser des Schaufelkanals $d_i$ [m]	0,142	0,334
Freie Strömungsfläche $A_i^* = b_i d_i^* z$ [m <sup>2</sup> ]	0,009672	0,008142
Strömungswinkel $\beta_i$ [°]	37,6	18,9
krit. Geschwindigkeitsverhältnis $c_{m,i}/u_i$ [-]	0,25	0,075
kritischer Durchfluß $Q_{\text{krit},i}$ [m <sup>3</sup> /h]	111,3	124,9
kritisches Durchflußverhältnis $Q_{\text{krit},i}/Q_{\text{opt}}$ [-]	0,83	0,93

Tabelle 6: Durchmesser der berechneten Wellenvarianten

Welle	$d_1$ [m]	$d_a$ [m]	$d_b$ [m]	$d_c$ [m]
Original	0,044	0,035	0,033	0,028
modifiziert	0,044	0,0323	0,033	0,028
$d = \text{const}$	0,035	0,035	0,035	0,035
$d = \text{const}$	0,033	0,033	0,033	0,033

Tabelle 7: Vergleich des mittleren statischen Druckes (dimensionslos) im Radseitenraum (Sondenmessung) und an der Gehäusewand der Versuchspumpe

$\varphi/\varphi_{\text{opt}}$	Meßstelle	Wand $c_{p, W}$	Mittel $\bar{c}_p$	$\Delta c_p/c_{p, W}$ [%]
0,34	<i>c</i>	0,366	0,338	-7,6
	<i>d</i>	0,400	0,393	-1,8
	<i>e</i>	0,420	0,420	0
	<i>f</i>	0,448	0,436	-2,7
1,00	<i>c</i>	0,325	0,329	1,2
	<i>d</i>	0,360	0,350	-2,8
	<i>e</i>	0,390	0,386	-1,0
	<i>f</i>	0,423	0,411	-2,8
1,35	<i>c</i>	0,295	0,293	-1,0
	<i>d</i>	0,338	0,317	-6,2
	<i>e</i>	0,366	0,358	-2,2
	<i>f</i>	0,405	0,393	-3,0



## Bilder

ANALYTISCHER ANSATZ	SYSTEMANSATZ
Isoliert: konzentriert sich auf die einzelnen Elemente des Systems	Verbindet: konzentriert sich auf die Wechselwirkungen zwischen den Elementen
Berücksichtigt die Art der Wechselwirkungen	Berücksichtigt die Ergebnisse der Wechselwirkungen
Stützt sich auf die Genauigkeit der Details	Stützt sich auf die Wahrnehmung der Ganzheit
Verändert jeweils nur eine Variable	Verändert Gruppen von Variablen
Ist unabhängig von der Zeitdauer: die betrachteten Phänomene sind reversibel	Bezieht Zeitdauer und Irreversibilitäten ein
Die Bewertung der Tatsachen erfolgt durch experimentellen Beweis im Rahmen einer Theorie	Die Bewertung der Tatsachen erfolgt durch Vergleich der Funktion eines Modells mit der Realität
Bildet genaue und detaillierte Modelle (Beispiel: ökonomische Modelle), die jedoch kaum in Handlungen umsetzbar sind	Bietet Modelle, die nicht stichhaltig genug sind, um als Wissensbasis zu dienen, jedoch für Entscheidungen und Handlungen brauchbar sind
Nützlicher Ansatz, solange es um lineare und schwache Wechselwirkungen handelt	Nützlicher Ansatz bei nichtlinearen und starken Wechselwirkungen
Führt zu einer disziplinierten Ausbildung	Führt zu einer interdisziplinären Ausbildung
Führt zu einer im Detail programmierten Handlungsweise	Führt zu einer durch Ziele bestimmten Handlungsweise
Erreicht gutes Detailwissen, jedoch schlecht definierte Ziele	Erreicht nur unscharfe Details, jedoch gutes Wissen über die Ziele

Bild 1: Vergleich zwischen dem herkömmlichen analytischen und dem systemorientierten Ansatz zur Erfassung von Wirklichkeit nach ROSNAY (entnommen aus VESTER [150])

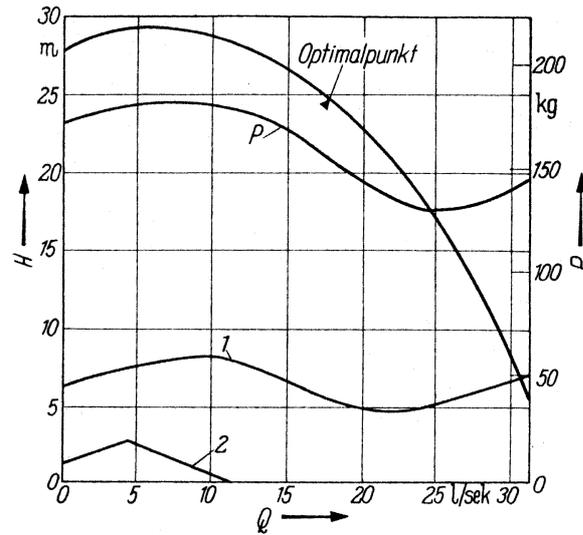


Bild 2: Axialschub- und Förderhöhenkennlinie einer Pumpe bei  $n = 2000$  1/min ( $d_S = 75$  mm,  $d_2 = 215$  mm) nach STEPANOFF [131]

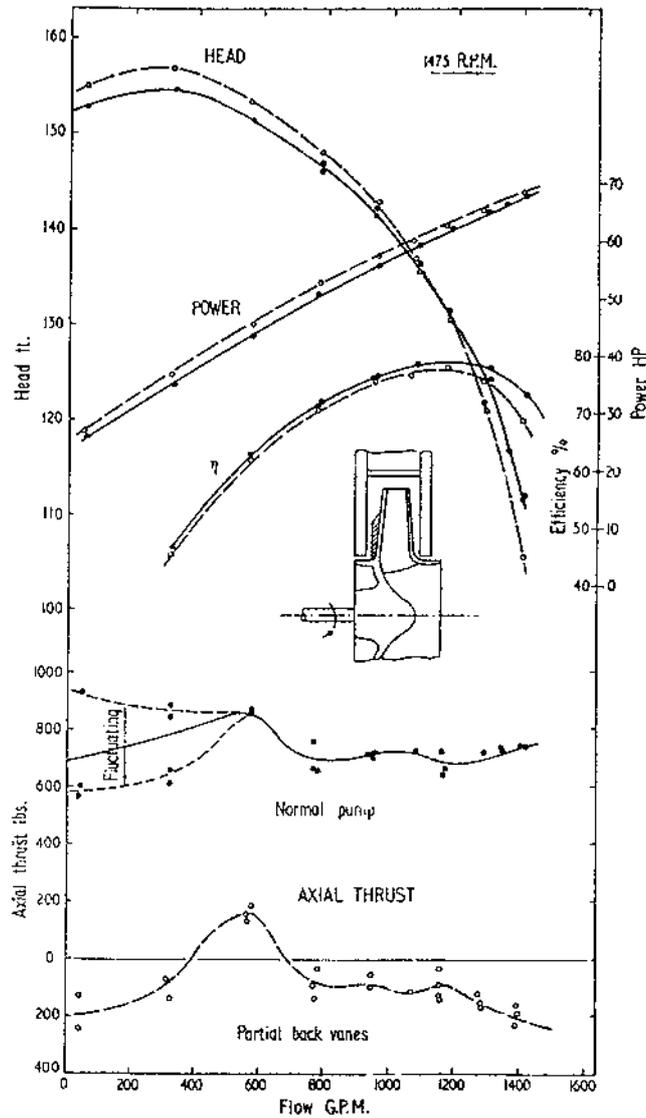


Bild 3: Einfluß von Rückenschaufeln auf Axialschub und Förderhöhe (ZANKER [161])

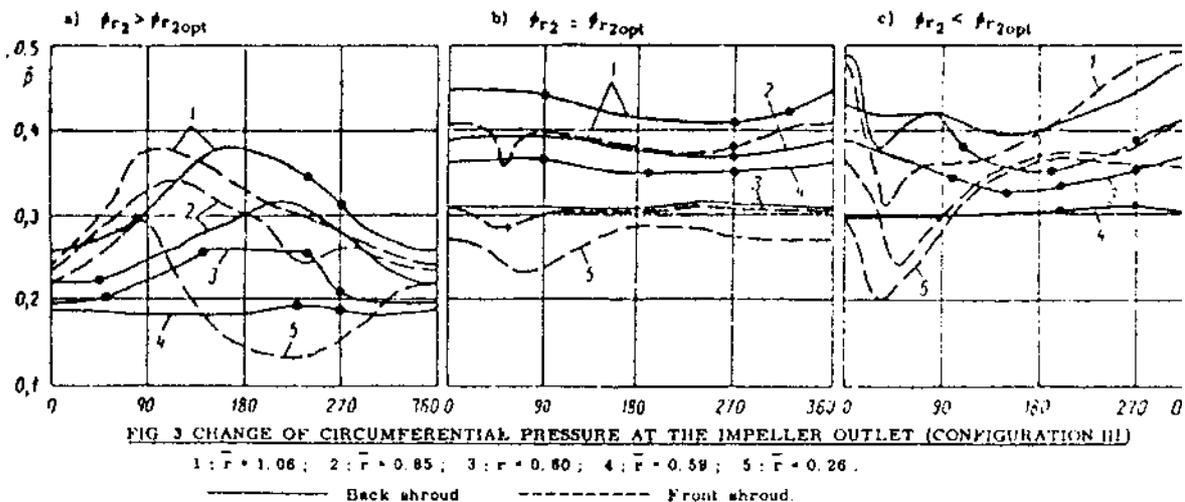
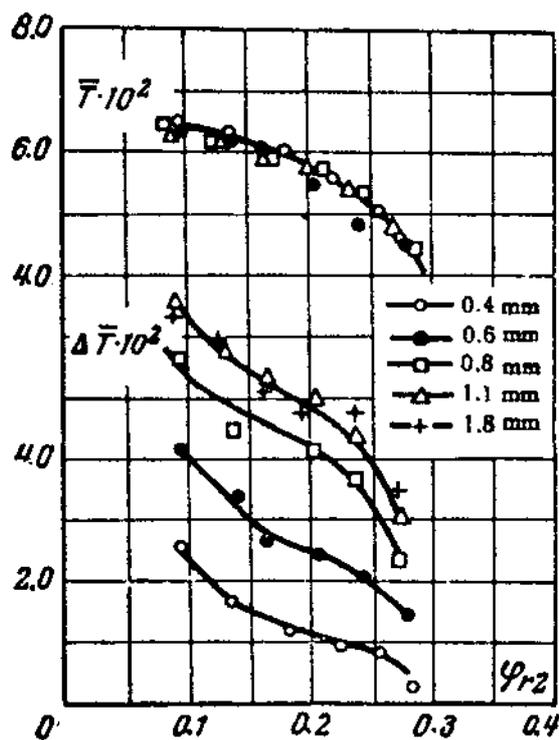


Bild 4: Verlauf des statischen Druckes über dem Radius beiderseits des Laufrades eines Verdichters (RIS, DEN u. SHERSHNEVA [108])



Components of axial force acting on impeller with various sizes of radial clearance in the shroud seal.

Bild 5: Einfluß des saugseitigen Dichtspaltes auf die Druckkräfte (nach SHERSHNEVA [120])

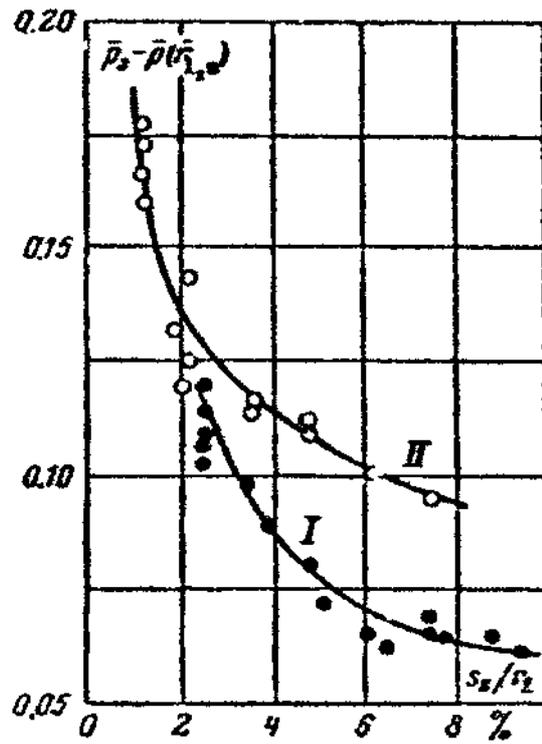


Bild 6: Radialer Druckabfall am Laufrad in Abhängigkeit des rel. Axialspaltes zwischen Laufrad und Gehäusewänden. I: druckseitig, II: saugseitig, (SHERSHNEVA [121])

D <sub>z</sub>	Z	Laufrad					Z <sub>E</sub>	l <sub>E</sub>	d <sub>L</sub>	Dichtungsring			Saughöhe H <sub>S</sub>	
		d <sub>E</sub>	9	10	12	15				b <sub>sp</sub>	l <sub>sp</sub>	5		
200	6	6	9	10	12	15	3	1	5	0,1	0,25	0,5	70	5
Kurven-Nr.		1	2	3	4	5								

7 Axialschubschaubild für den gesamten Leistungsbereich in Abhängigkeit unterschiedlicher Kreisring-Spaldbreiten der Dichtungsringe und Durchmesser der Entlastungsbohrungen

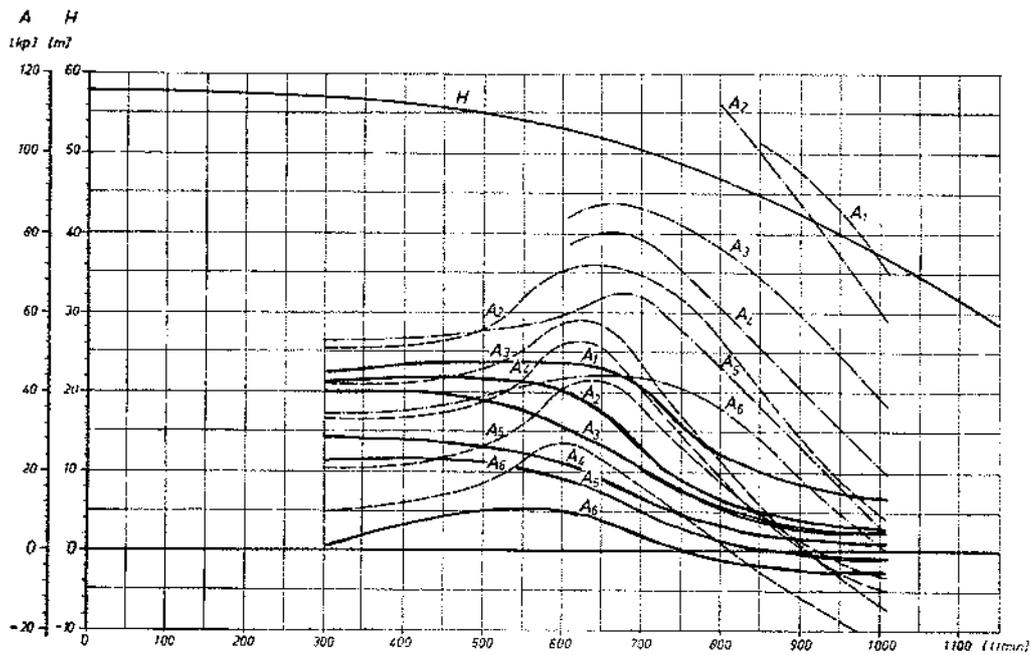


Bild 7: Einfluß des Dichspaltes und der Durchmesser der Druckausgleichsbohrungen auf den Axialschub einer Spiralgehäusepumpe (GRADEWALD [46])

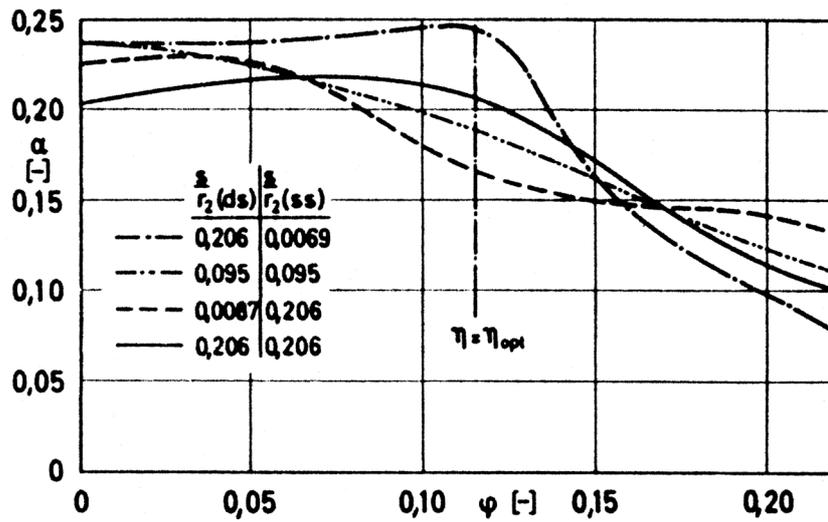


Bild 8: Einfluß der Radseitenraumbreiten auf den Axialschub einer Spiralgehäusepumpe (DOMM/ZILLING [32])

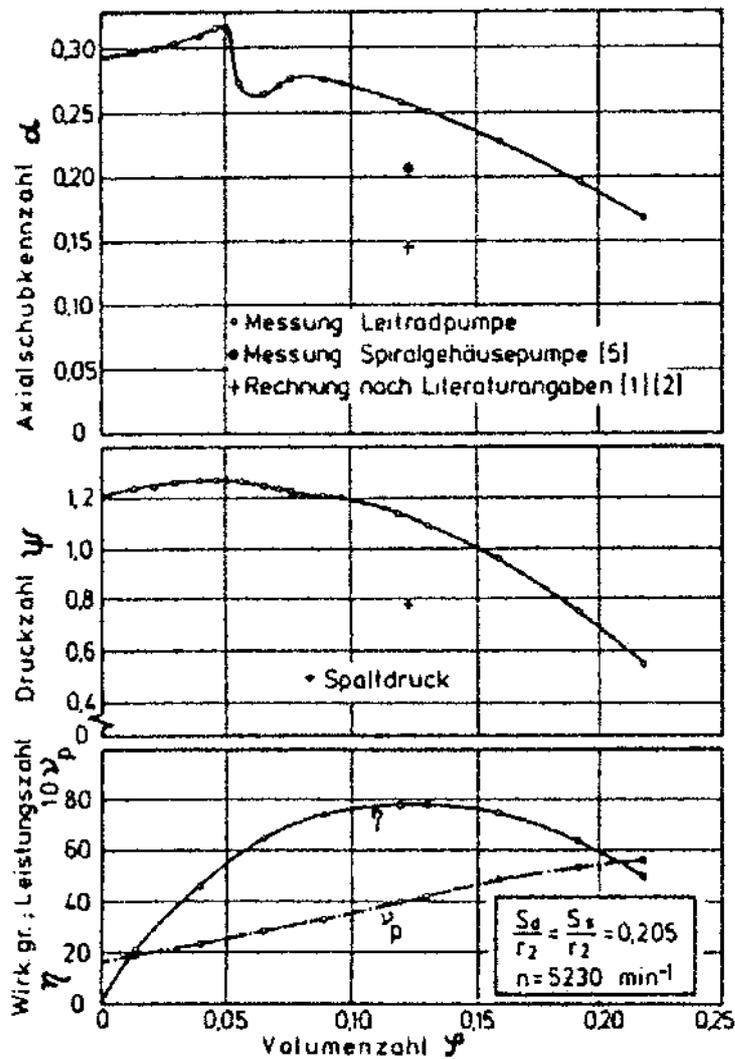


Bild 9: Axialschubverhalten einer Kreiselpumpe mit beschaukeltem Diffusor (ZILLING [162])

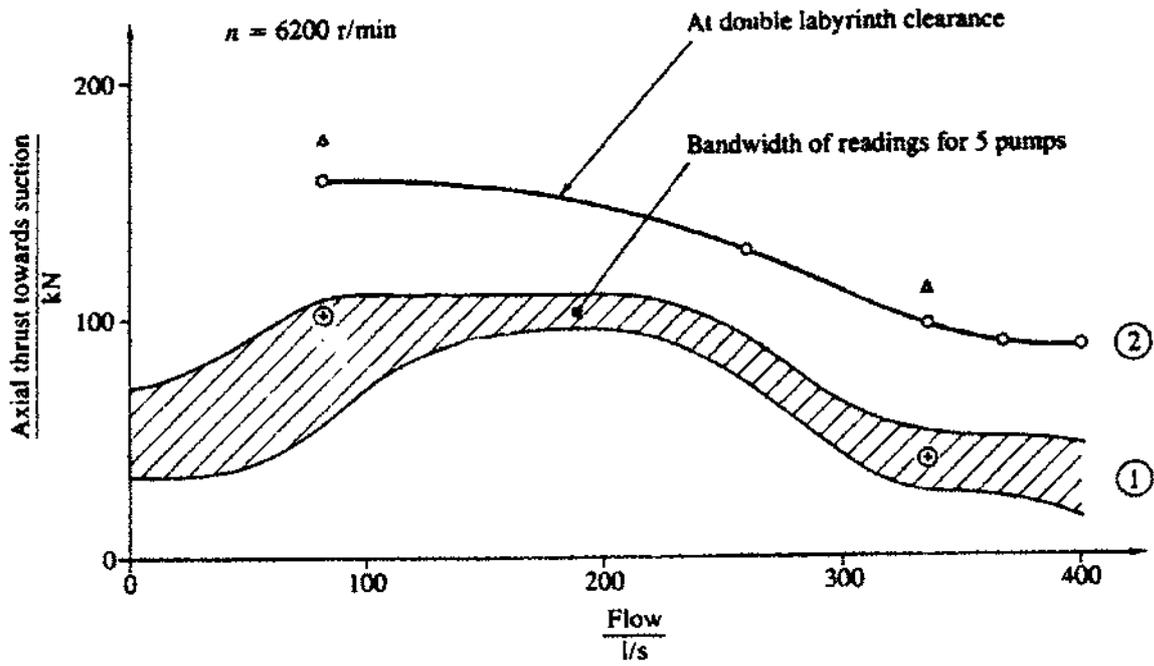


Bild 10: Axialschubverhalten von mehrstufigen Kesselspeisepumpen (GÜLICH ET AL. [50])

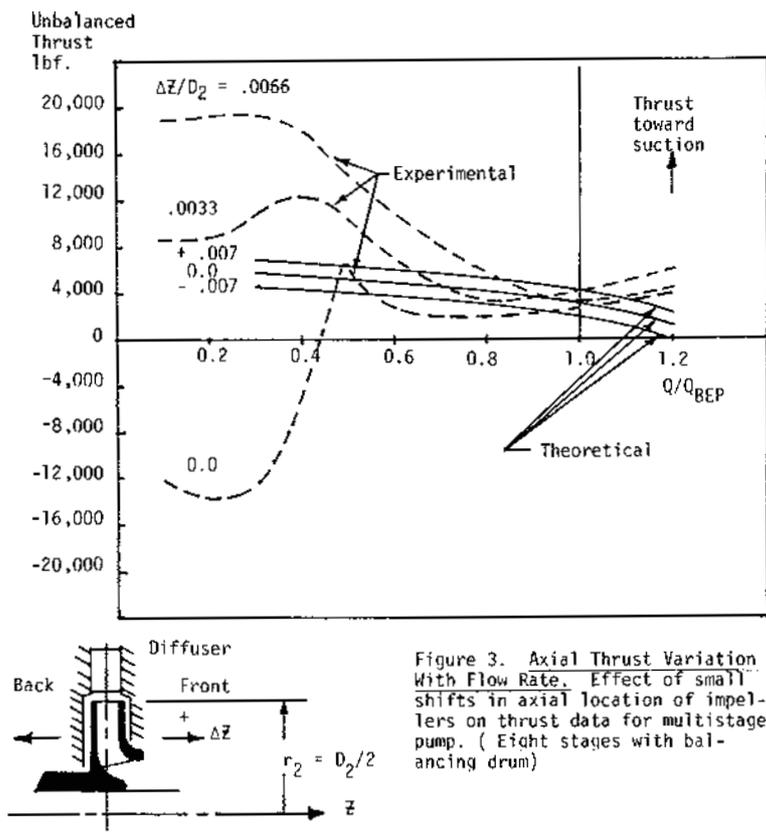


Figure 3. Axial Thrust Variation With Flow Rate. Effect of small shifts in axial location of impellers on thrust data for multistage pump. (Eight stages with balancing drum)

Bild 11: Axialschubverhalten einer mehrstufigen Kesselspeisepumpe mit beschaufteltem Diffusor bei axialer Verstellung des Laufrades (COOPER ET AL. [29])

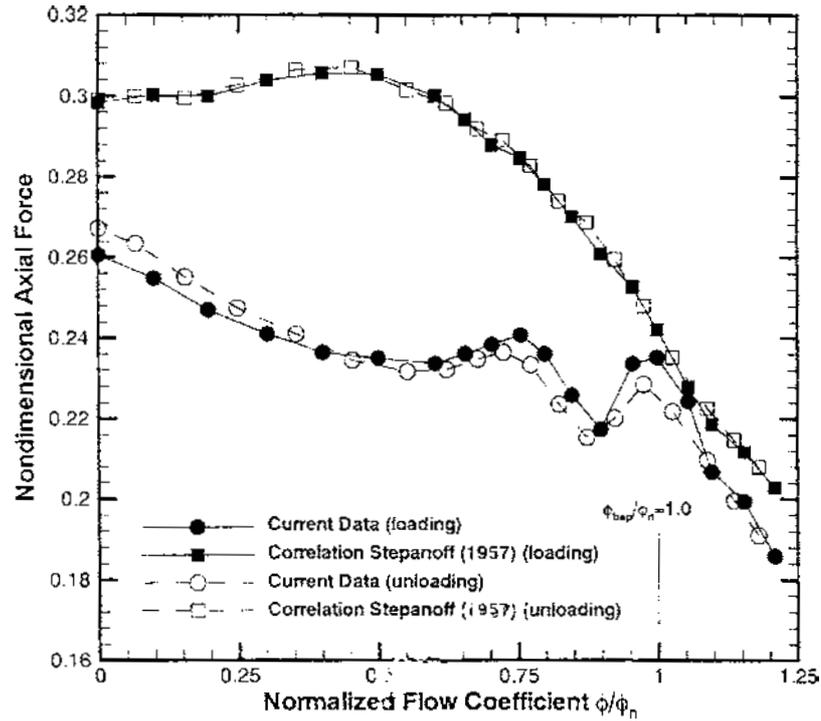


Bild 12: Vergleich zwischen gemessenem und berechnetem Axialschub nach BAUN/FLACK [14]

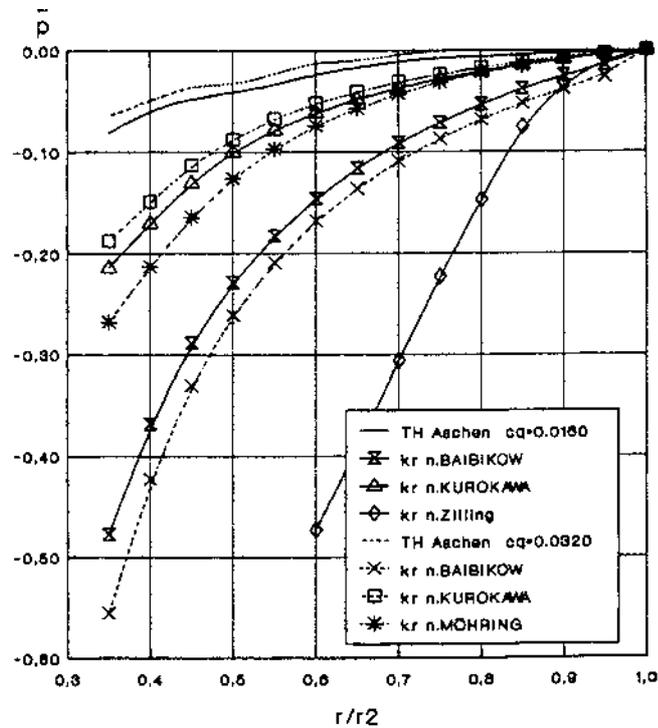


Bild 13: Vergleich verschiedener Rechenverfahren zur Bestimmung des radialen Druckabfalles in parallelwandigen Radseitenräumen bei zentripetaler Durchströmung und Variation des Spaltstromes (LINGELBACH/WIEDERUH [83])

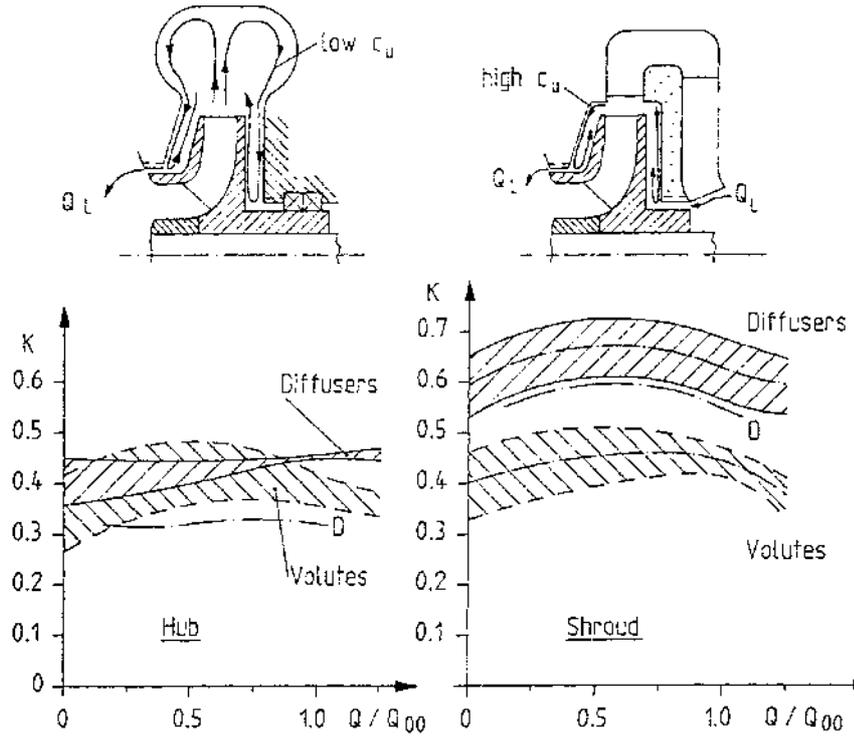


Bild 14: Kernrotation  $K = \beta/\omega$  des Mediums in Radseitenräumen (GÜLICH [48]). Kurve D gilt für eine Diffusorpumpe aus [138]

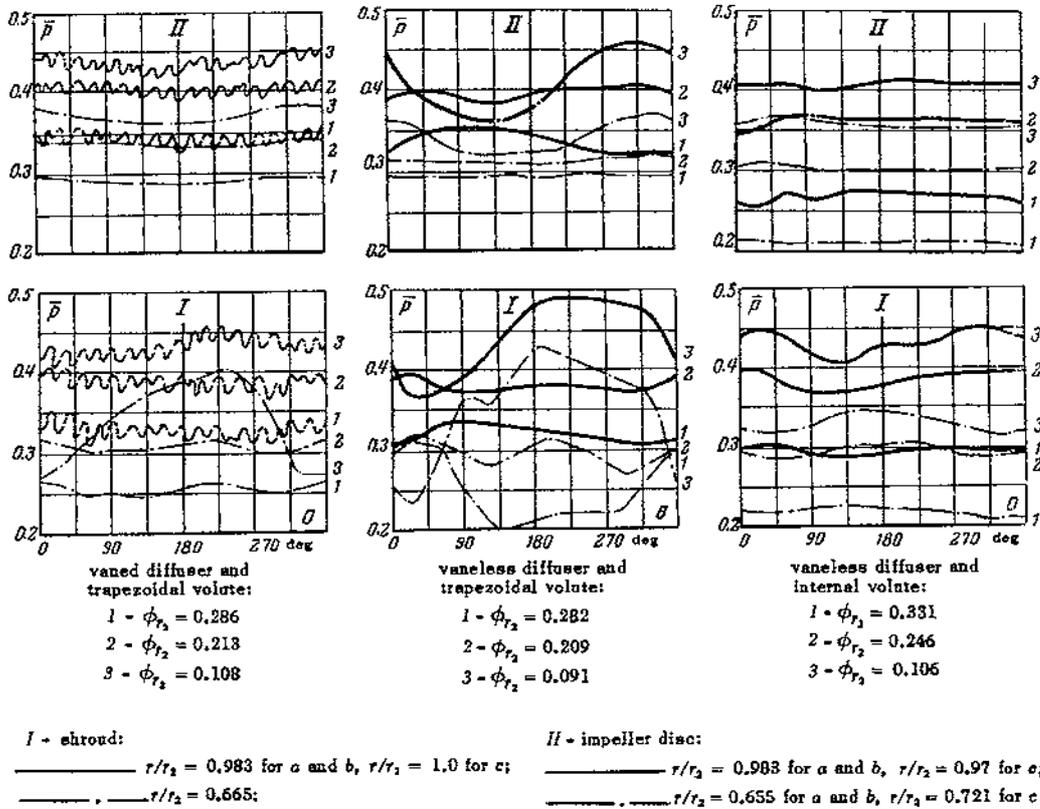


Bild 15: Periphere Druckverteilung an Deckscheibe und Nabenscheibe des Laufrades eines Radialgebläses mit Spiralgehäuse (nach SHERSHNEVA [120])

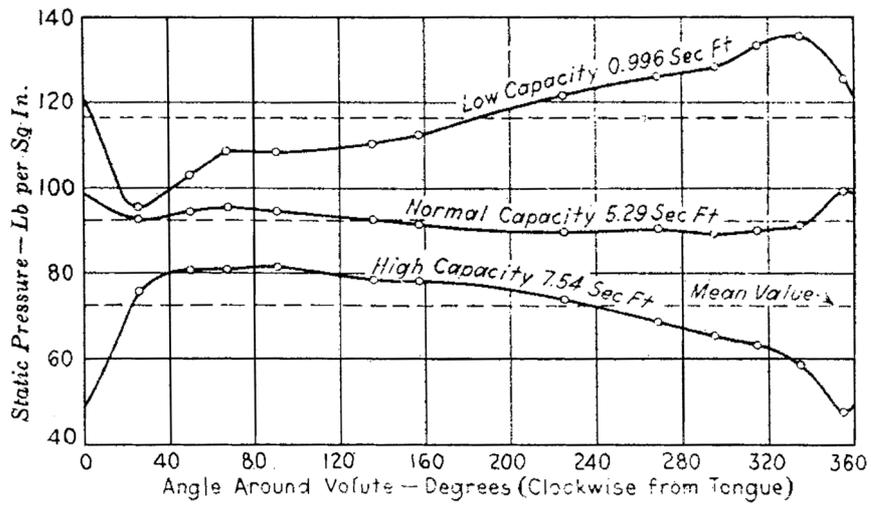


Bild 16: Periphere statische Druckverteilung hinter dem Laufrad einer Spiralgehäusepumpe bei  $n = 2500$  1/min (BINDER u. KNAPP [17])

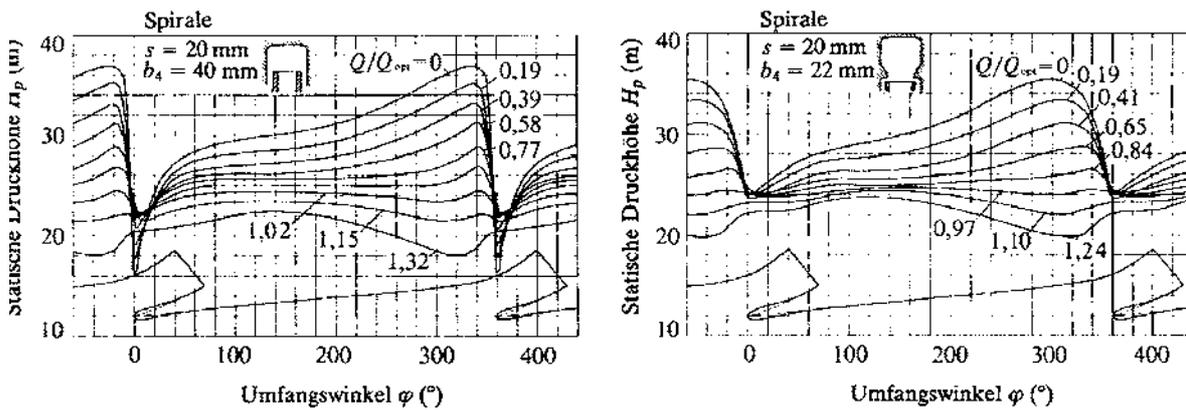


Bild 17: Verlauf des statischen Druckes am Laufradumfang bei *offenen* (links) und *eingeschnürten* (rechts) Radseitenräumen (WESCHE [155])

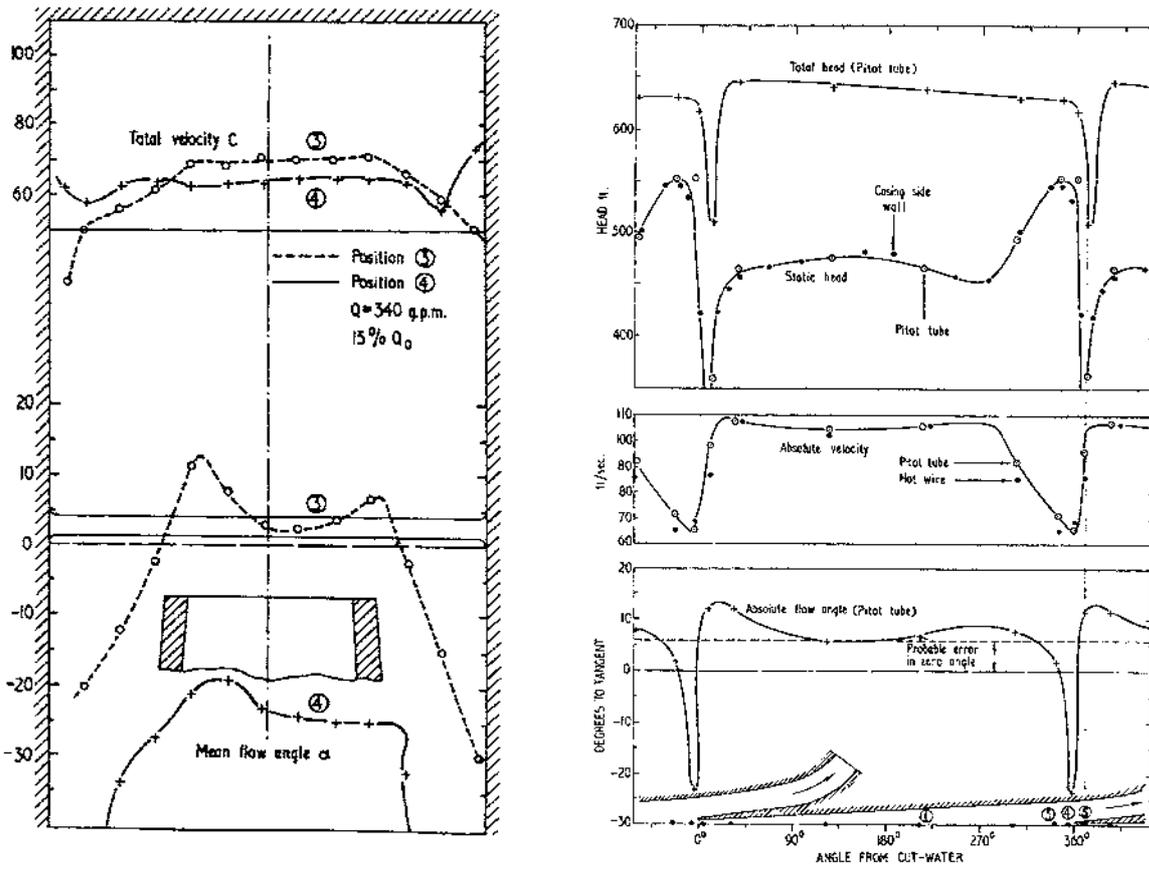


Bild 18: Strömung hinter dem Laufrad bei  $Q/Q_{opt} = 0,15$  aus WORSTER [158]

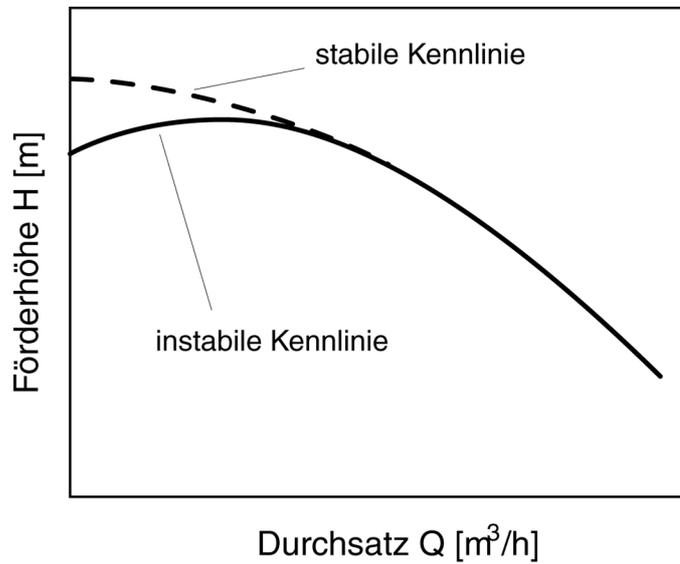
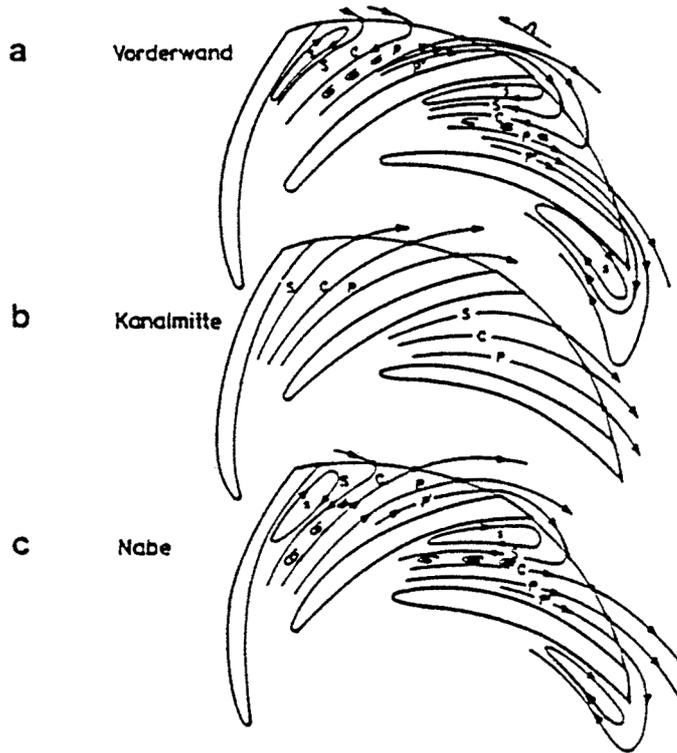


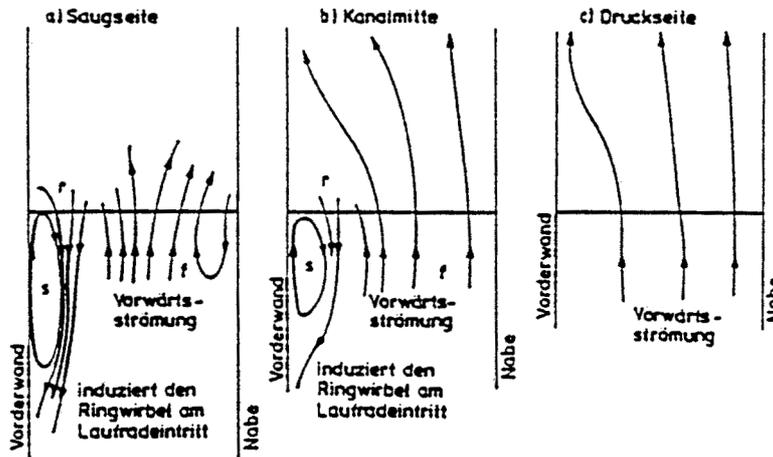
Bild 19: Zur Definition von Kennlinieninstabilität



Relative Stromlinien am Austritt eines Radialrades zwischen Druck- und Saugseite

- a) auf der Vorderwandseite ( $y/h = 0,2$ ),
- b) Kanalmitte ( $y/b = 0,5$ ),
- c) auf der Nabenseite ( $y/h = 0,9$ ) und

- P = Druckseite
- C = Kanalmitte
- S = Saugseite



Relative Stromlinien am Laufradaustritt zwischen Vorderwand und Nabe:

- a) auf der Saugseite,
- b) Mitte Schaufelkanal und
- c) auf der Druckseite

Bild 20: Zusammenhang zwischen Rückströmung und *Rotating Stall* in Radialverdichtern (HAUPT ET AL.[57] )

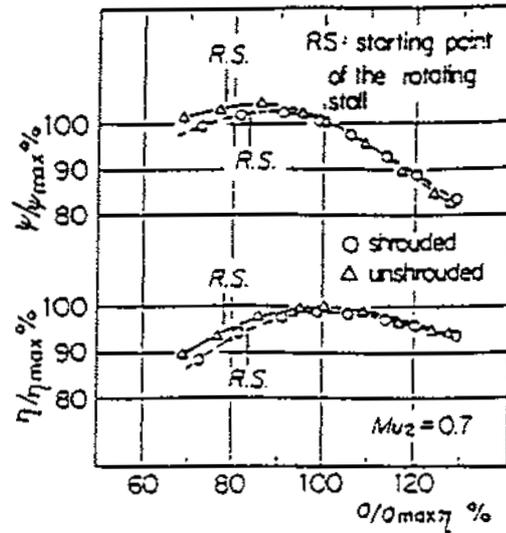


Bild 21: Rotating Stall bei Verdichtern mit Laufrädern mit und ohne Deckscheibe (HOWARD/LENNEMANN [66])

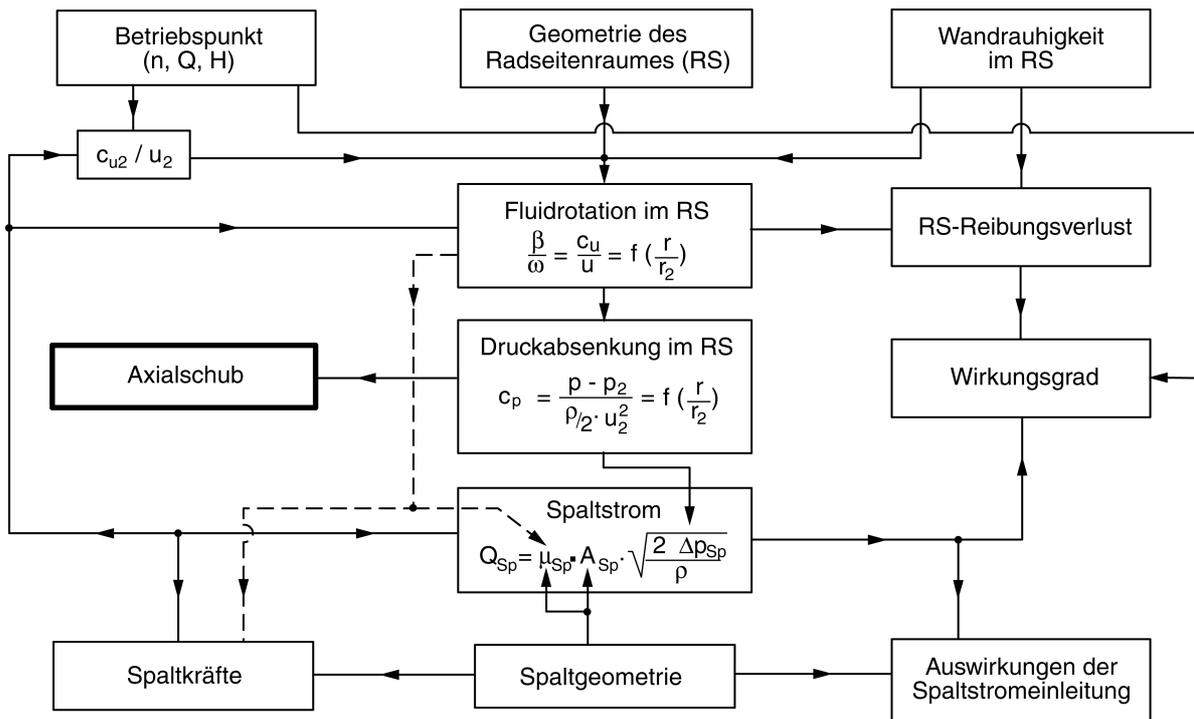


Bild 22: Wirkungszusammenhänge unter Beteiligung des Spaltstromes in Kreiselpumpen nach STOFFEL [133] (Hervorhebung durch den Autor)

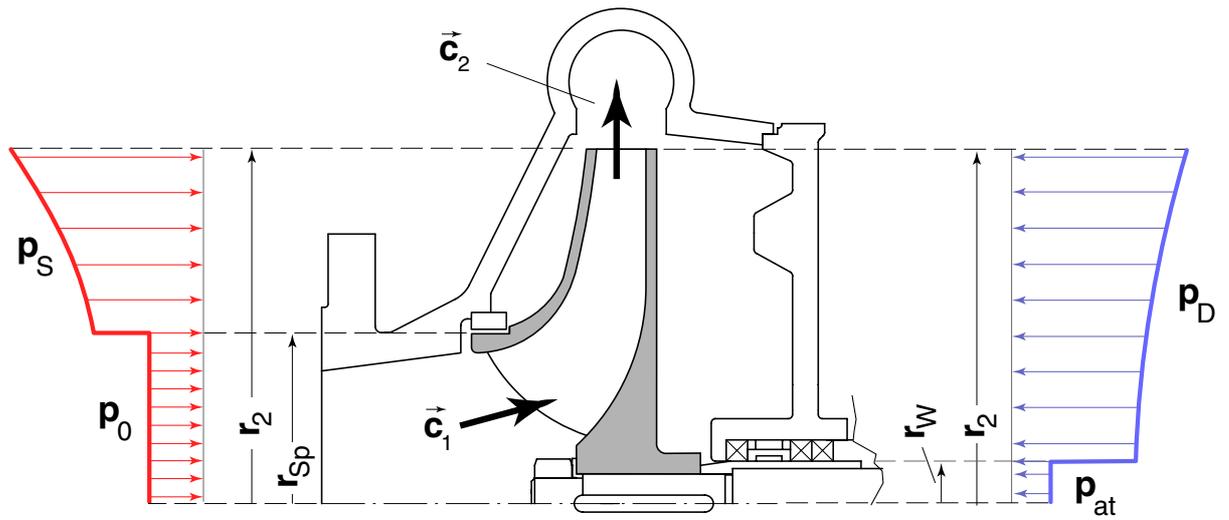


Bild 23: Auf das Laufrad einer radialen Turbomaschine wirkenden Drücke

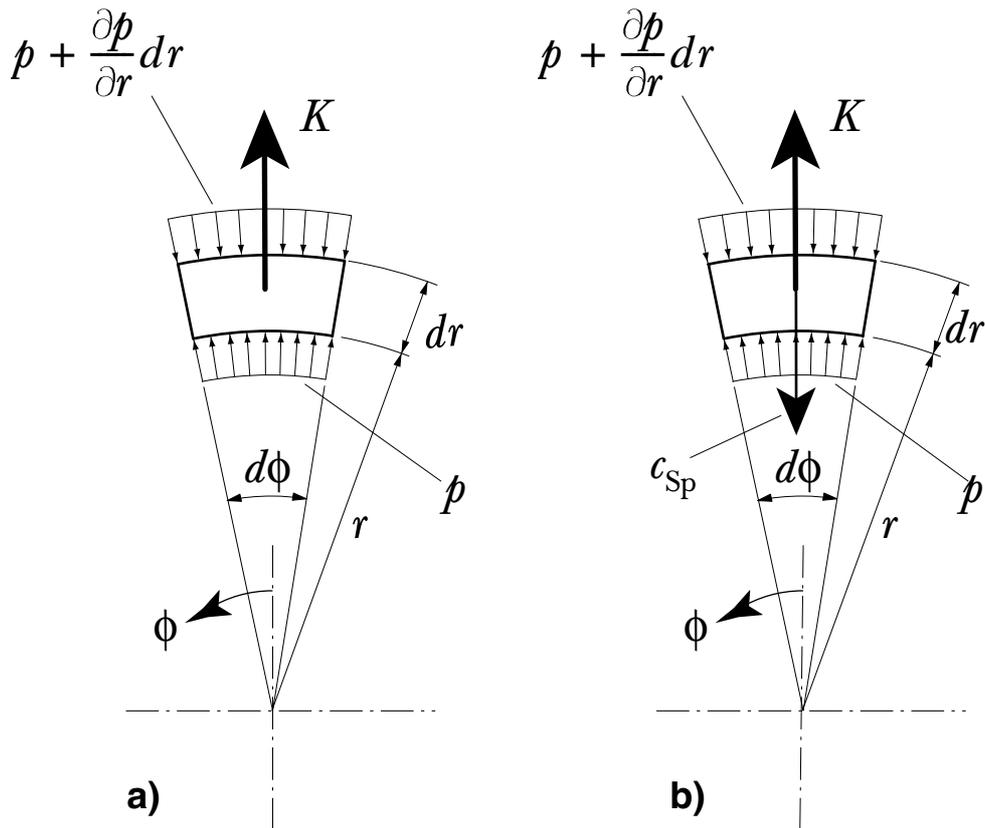


Bild 24: Kräfte am Massenelement im Radseitenraum: a) ohne Durchströmung, b) mit radialer Durchströmung und c) mit unsymmetrischer Druckverteilung

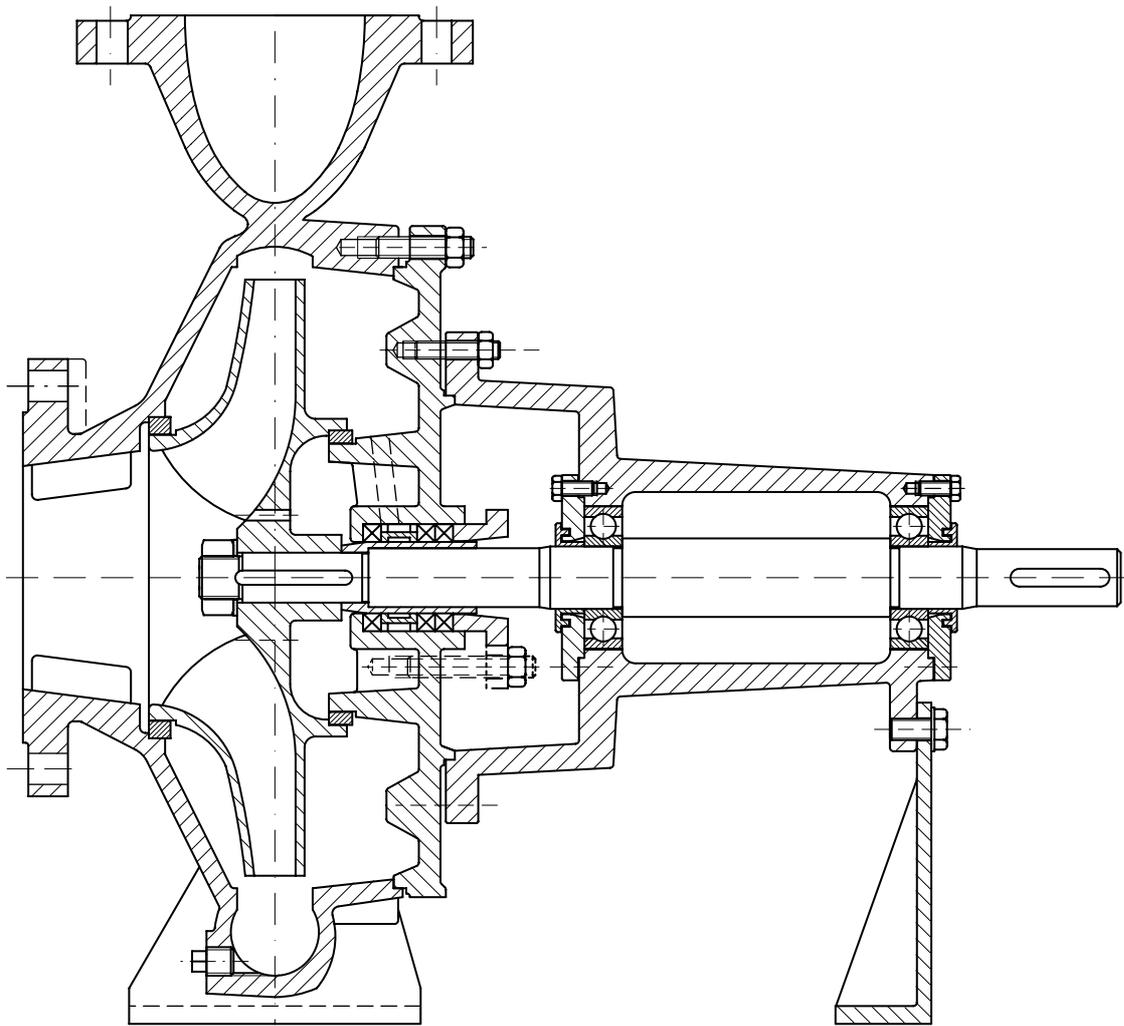


Bild 25: Versuchpumpe im Originalzustand

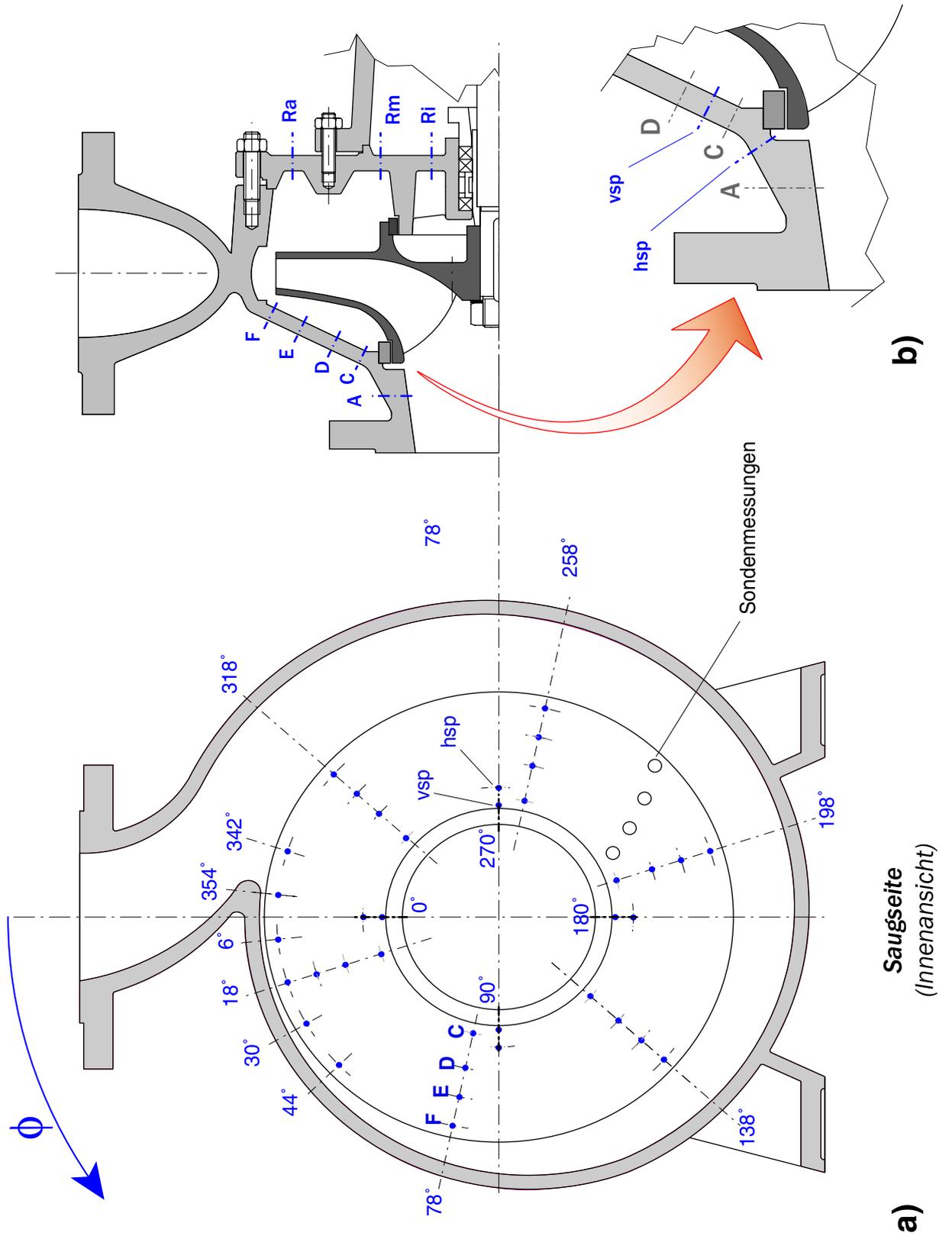


Bild 26: Druckmeßstellen: a) saugseitiger Radseitenraum, b) Meridianschnitt

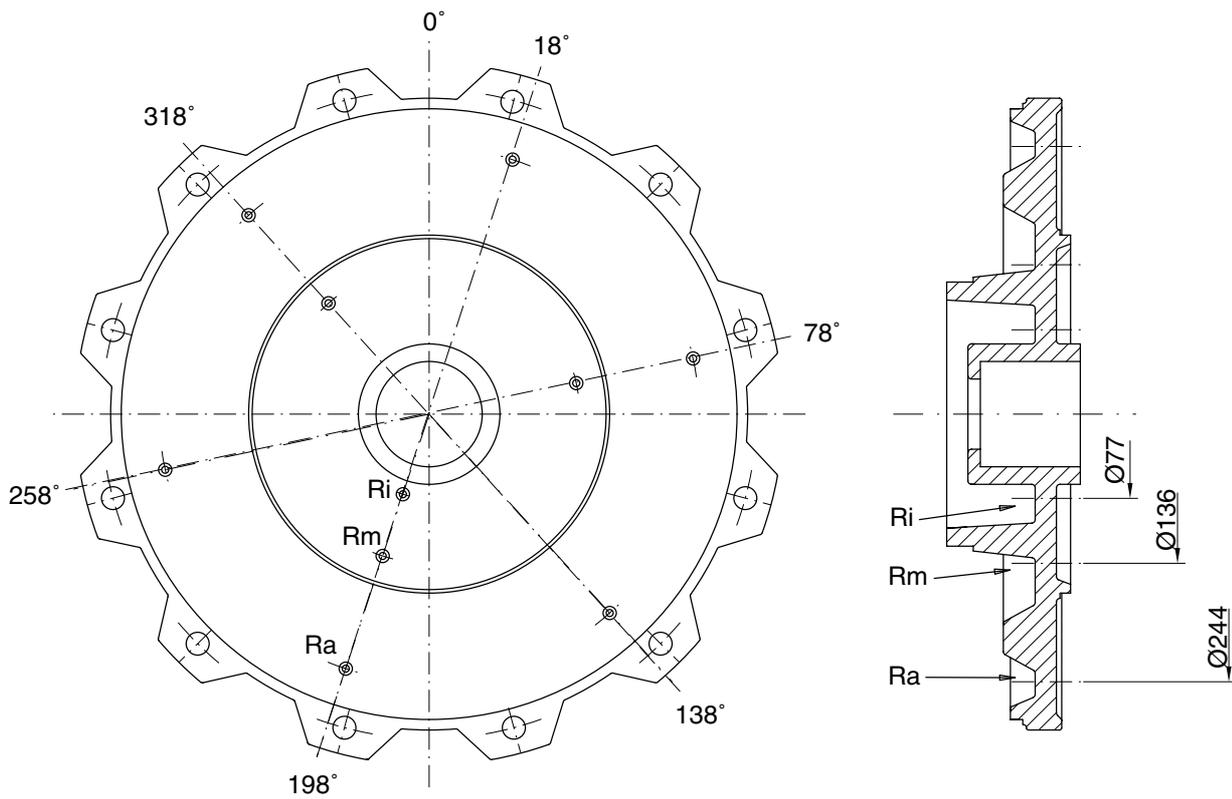


Bild 27: Druckmeßstellen im Pumpendeckel (druckseitiger Radseitenraum)

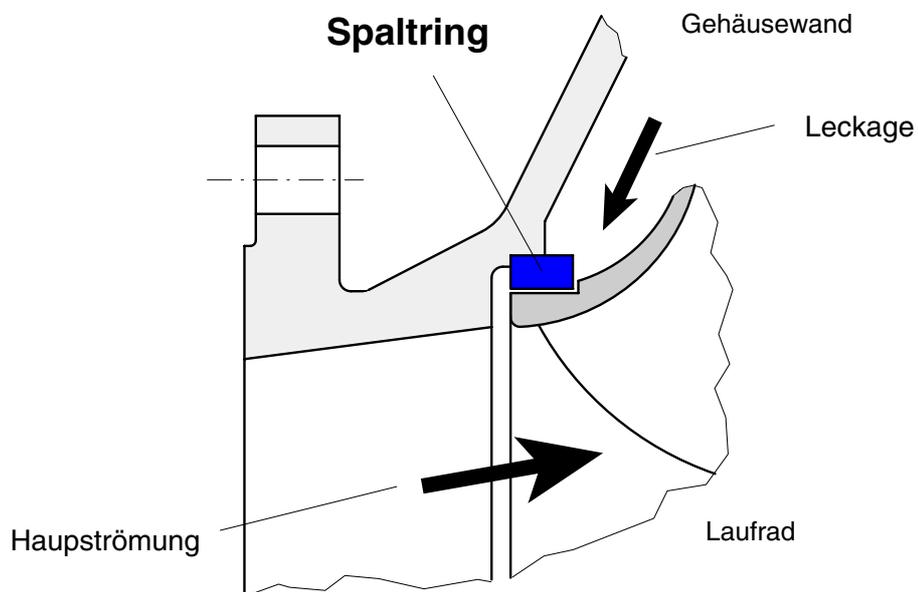


Bild 28: Position der Meßstellen vor und hinter dem saugseitigen Ringspalt

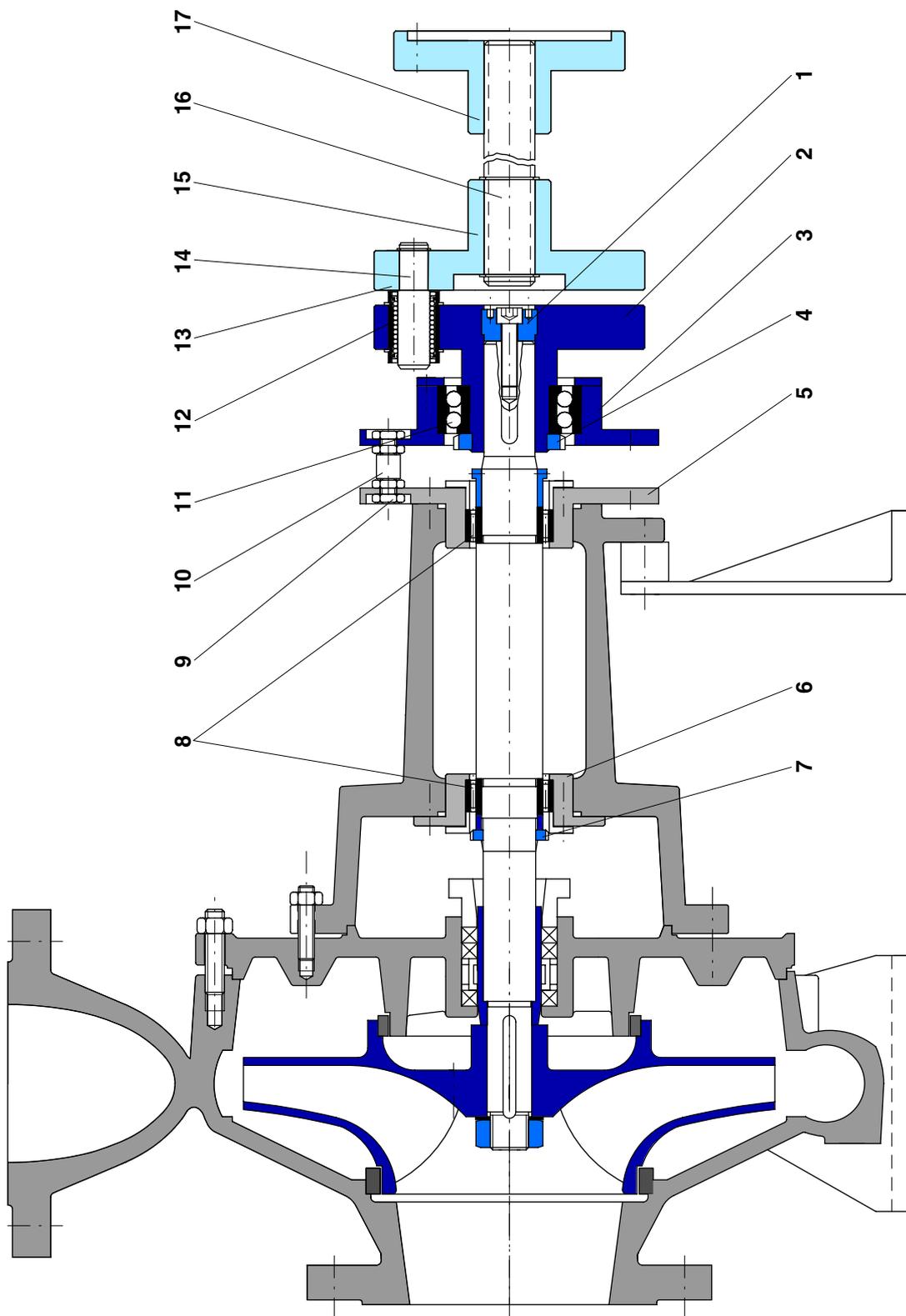


Bild 29: Versuchspumpe mit Meßvorrichtung zur Axialkraftmessung (Zeichnung)

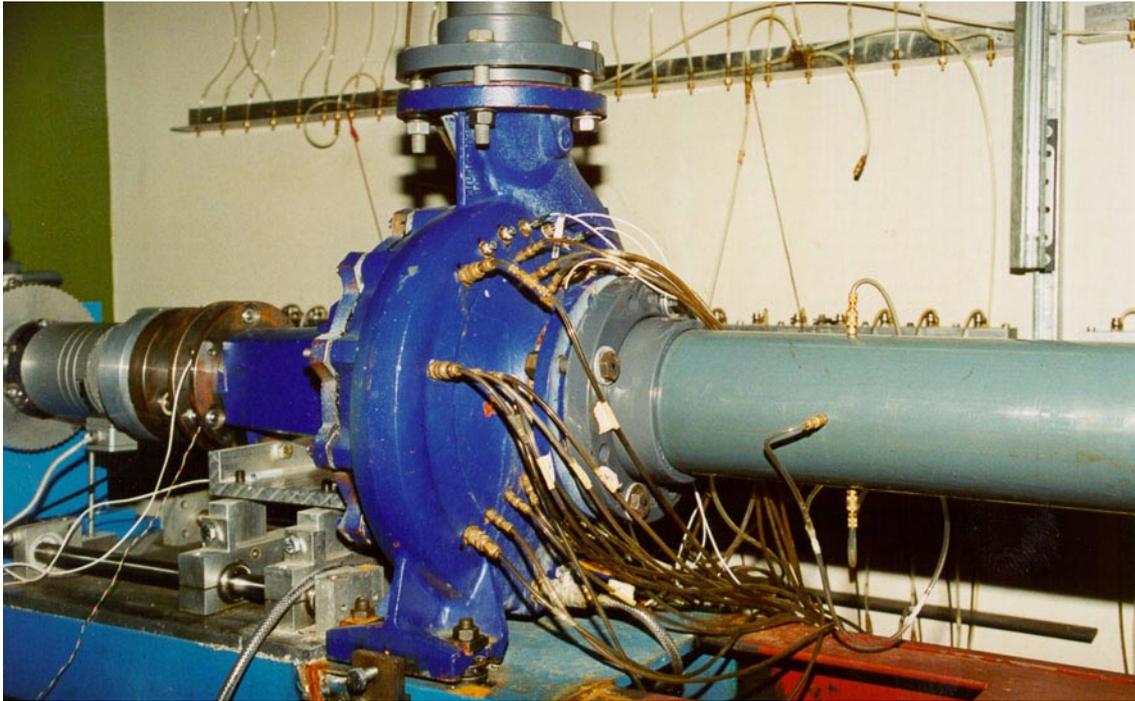


Bild 30: Versuchpumpe mit Axialkraftmeßvorrichtung und Drehmomentmeßnabe

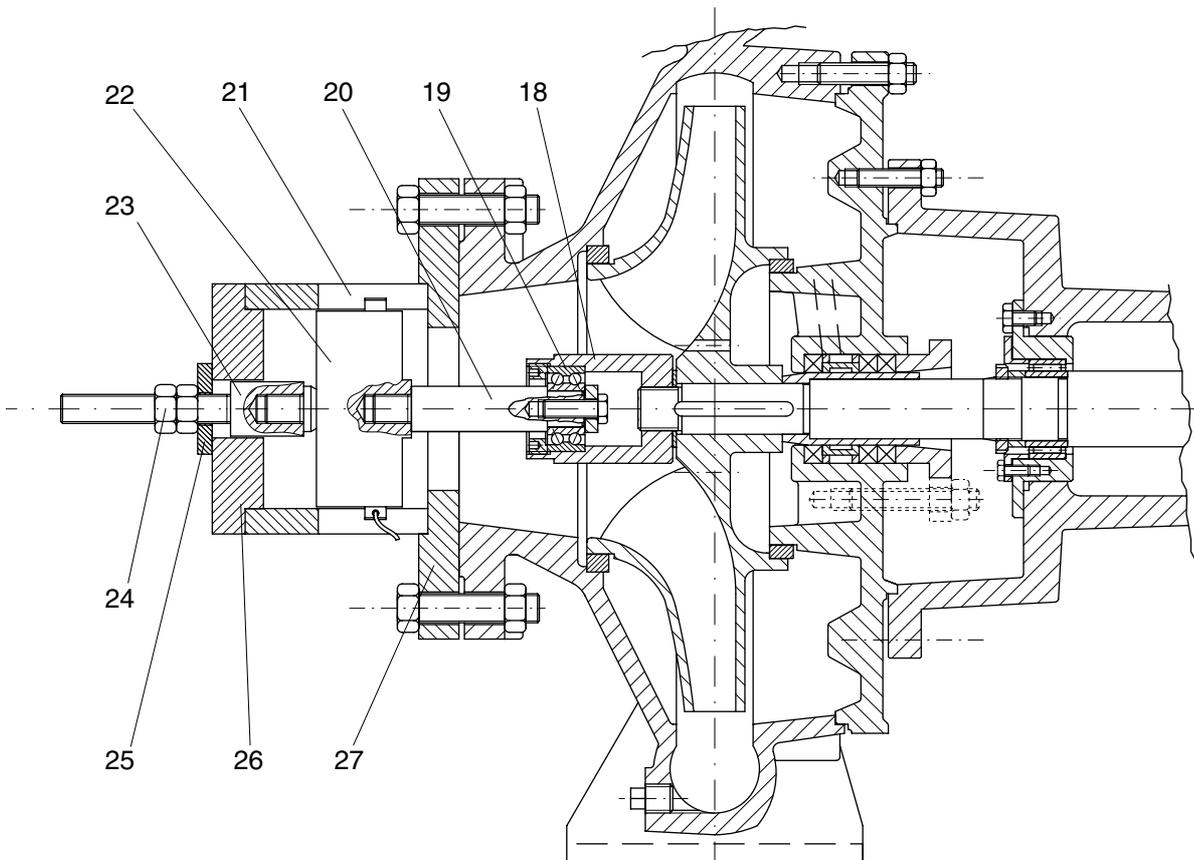


Bild 31: Vorrichtung zur Kalibrierung der Kraftmeßapparatur

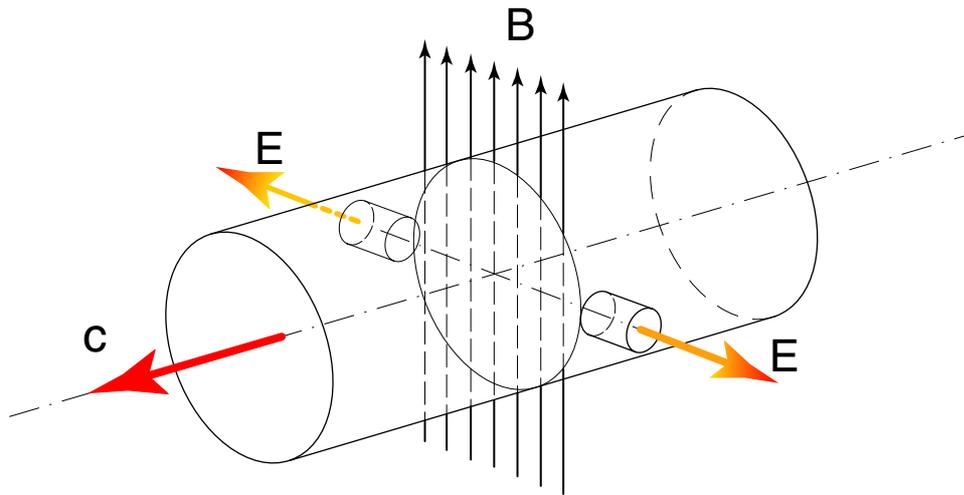


Bild 32: Prinzip der magnetisch-induktiven Durchflußmessung in Rohrleitungen

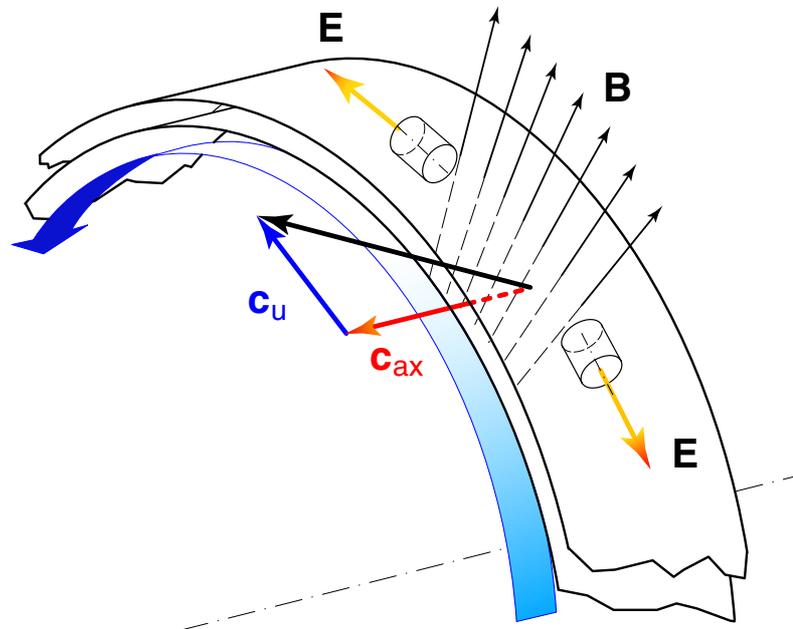


Bild 33: Magnetisch-induktive Durchflußmessung im konzentrischen Ringspalt

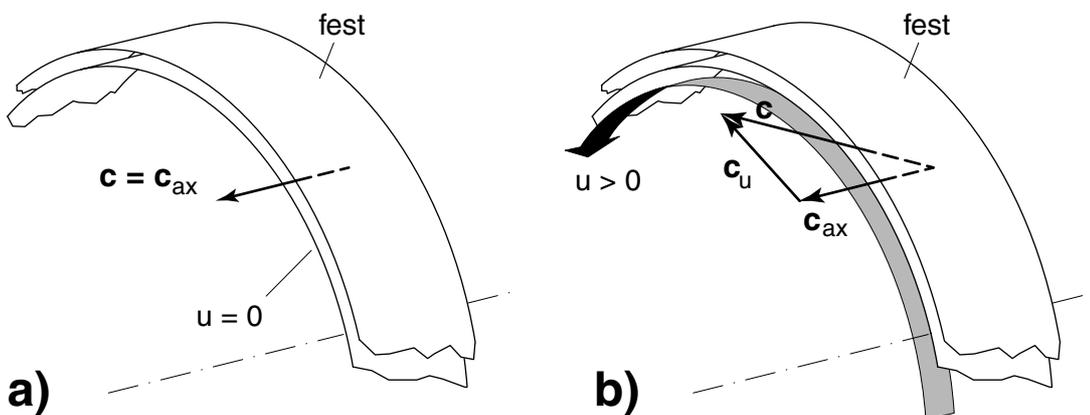


Bild 34: Spaltströmung bei stehender (a) und rotierender (b) Innenwand

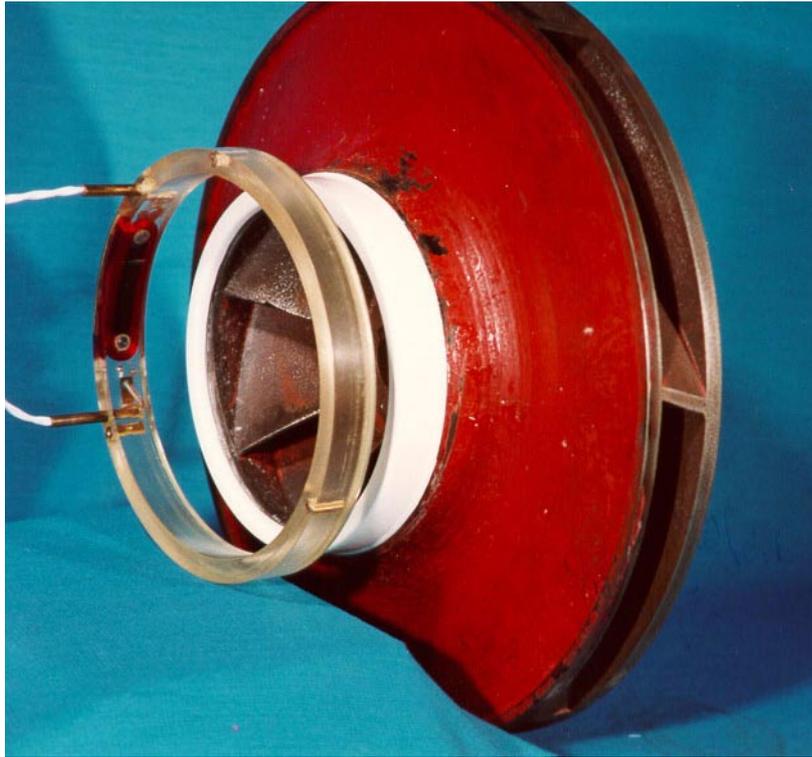


Bild 35: Induktiver Meßring und Laufrad mit beschichtetem Saugmund (frühere Version)

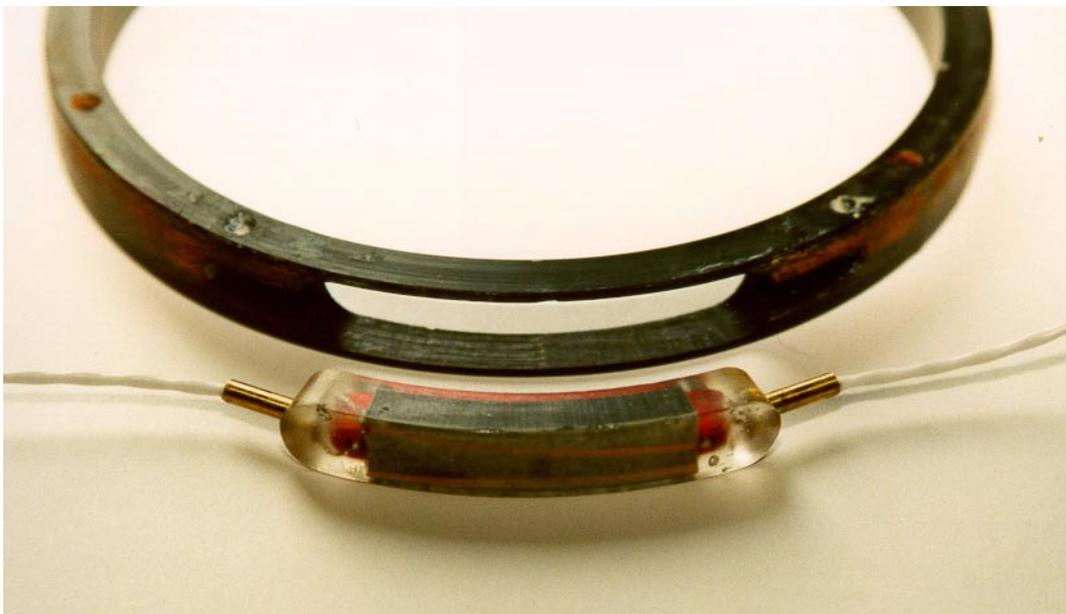


Bild 36: Meßring mit ausgezogenem Meßaufnehmer



Bild 37: Meßring mit eingebautem Meßaufnehmer

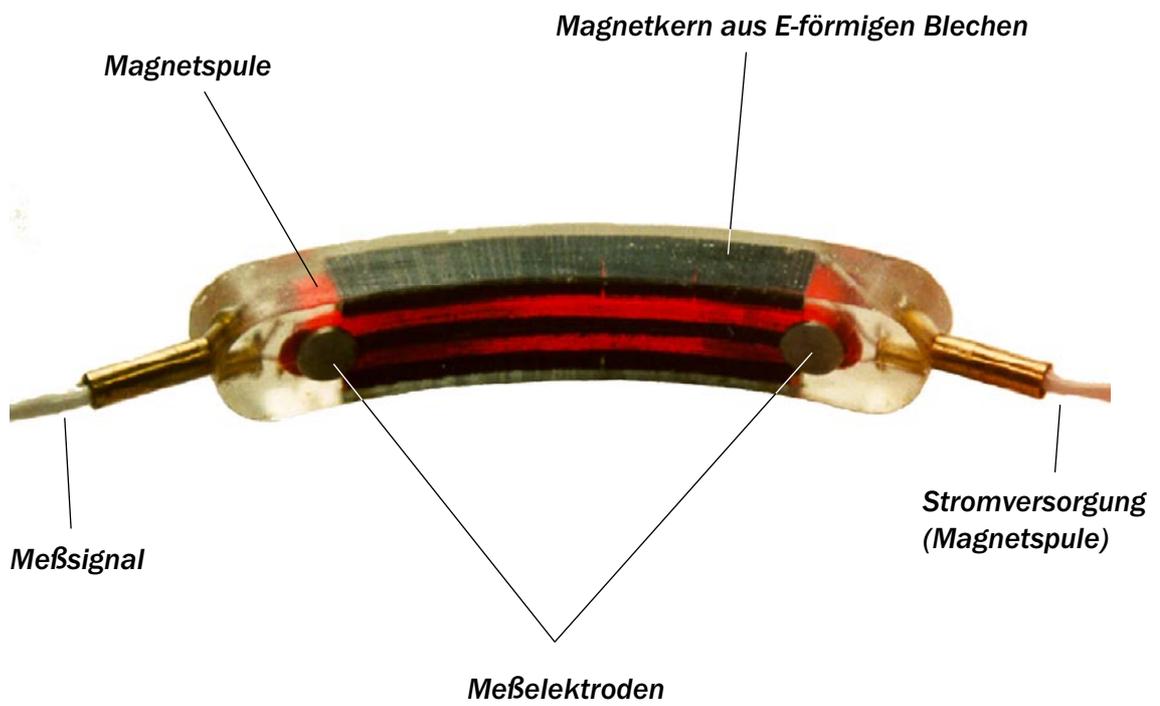


Bild 38: Meßaufnehmer



Bild 39: Eisenring zur Verbesserung der magnetischen Leitfähigkeit im Saughals



Bild 40: Versuchslaufrad mit beschichtetem Saughals und abgedecktem Austritt

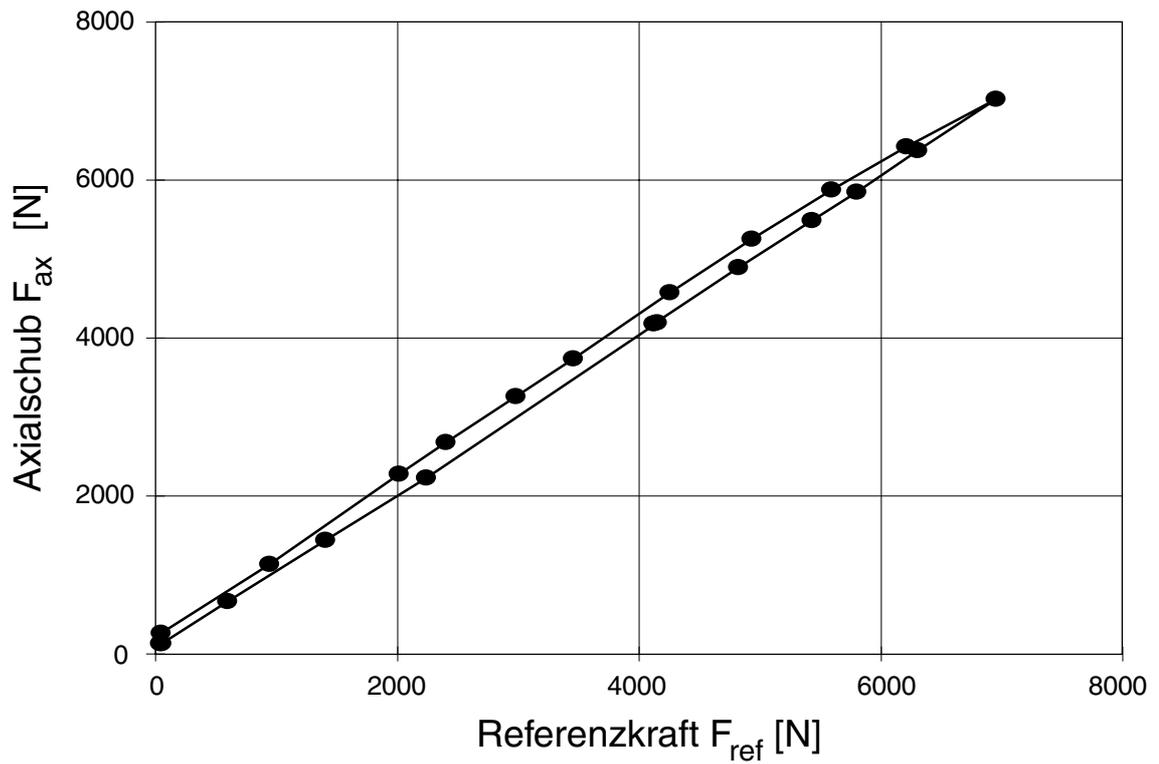


Bild 41: Hystereseverhalten des Ausgangssignals der Kraftmeßvorrichtung im Stillstand

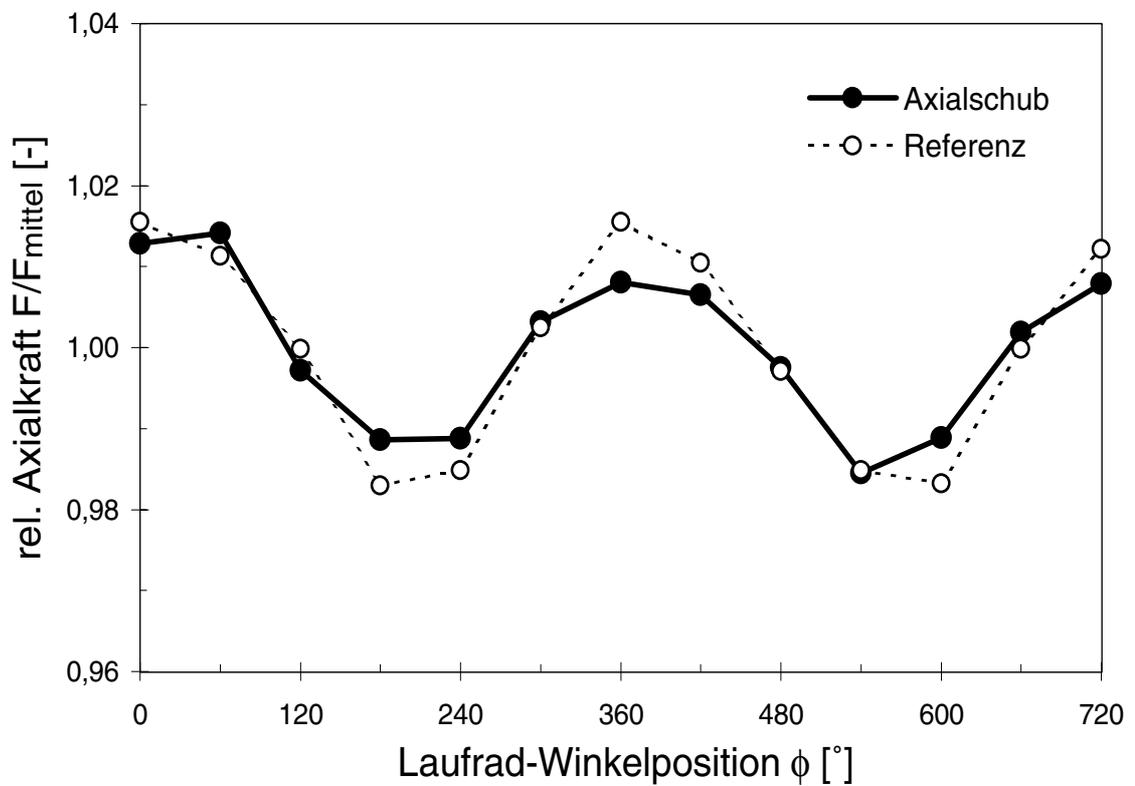


Bild 42: Kraftsignal in Abhängigkeit der Winkelstellung des Laufrades im Stillstand,  
 $F_{ref} = 300 \text{ N}$

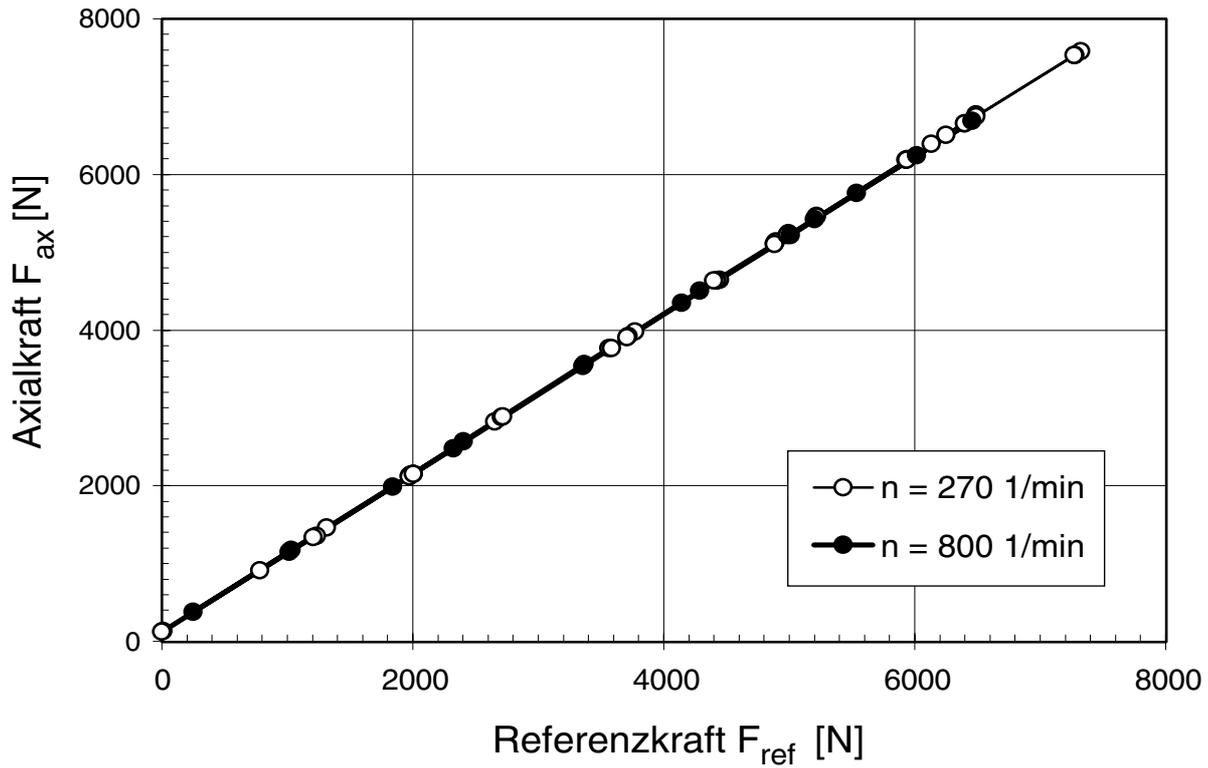


Bild 43: Kalibrierkurve der Kraftmeßvorrichtung bei  $n = 270$  1/min und  $n = 800$  1/min

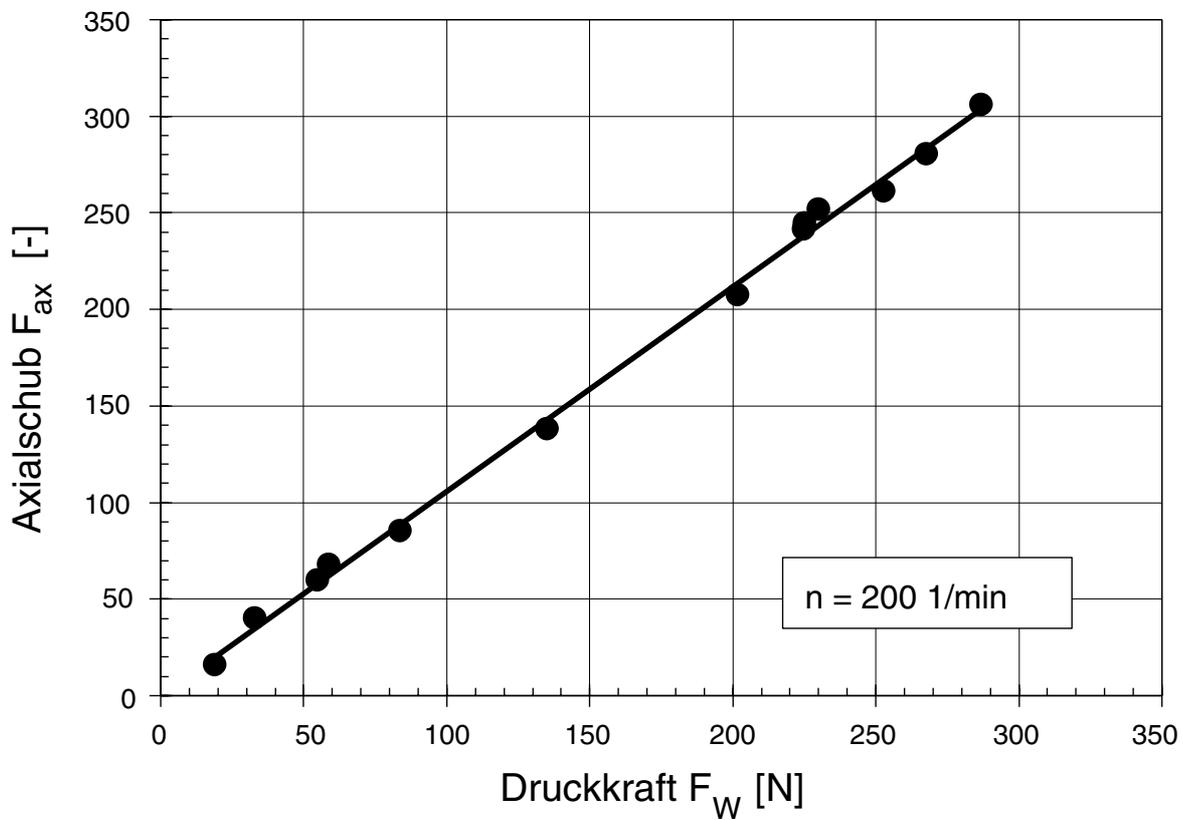


Bild 44: Axialschub infolge der auf den Wellenquerschnitt wirkenden Druckkraft

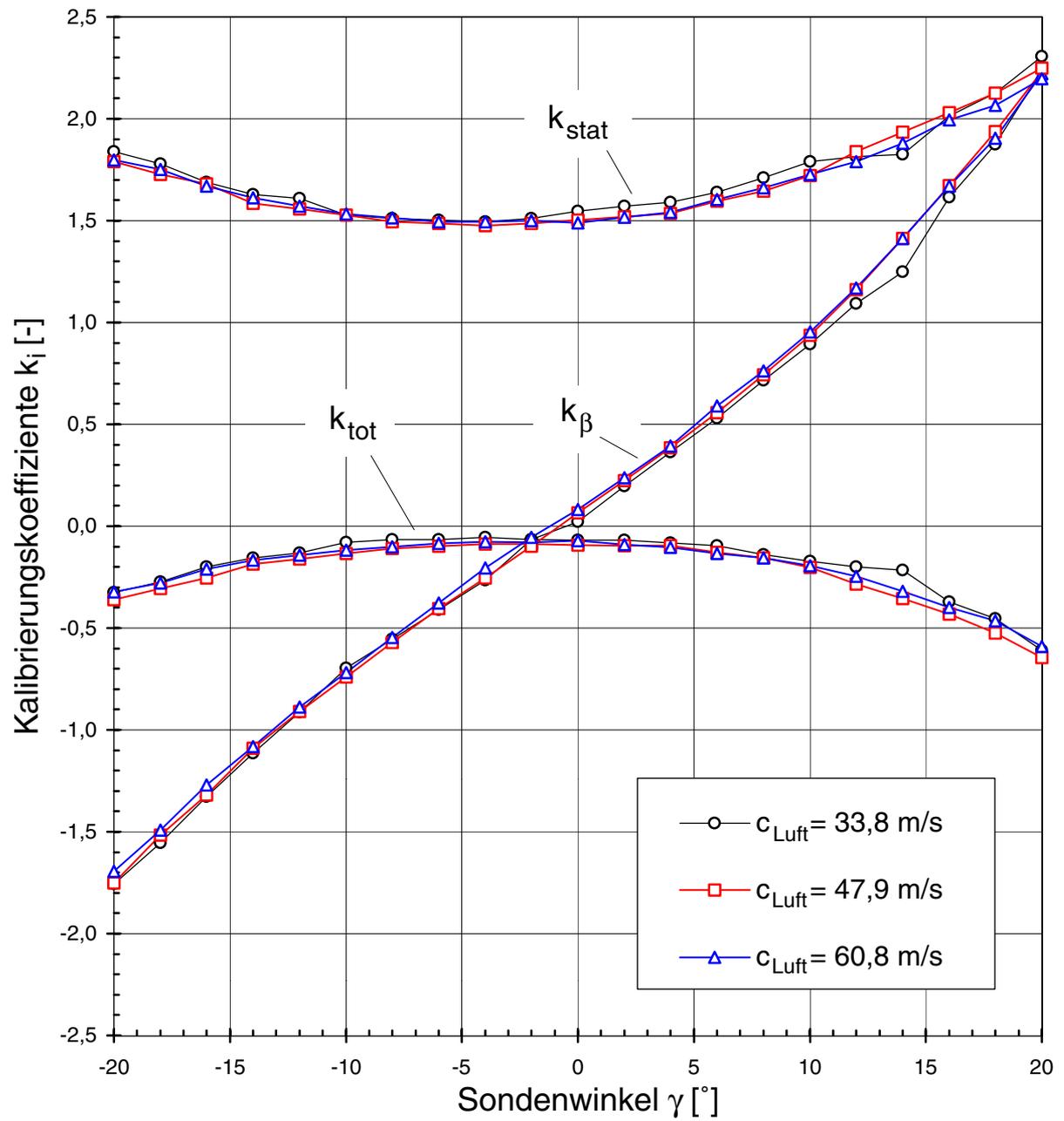


Bild 45: Kalibrierkurven der verwendeten Dreiloch-Kobrasonde (Luft)

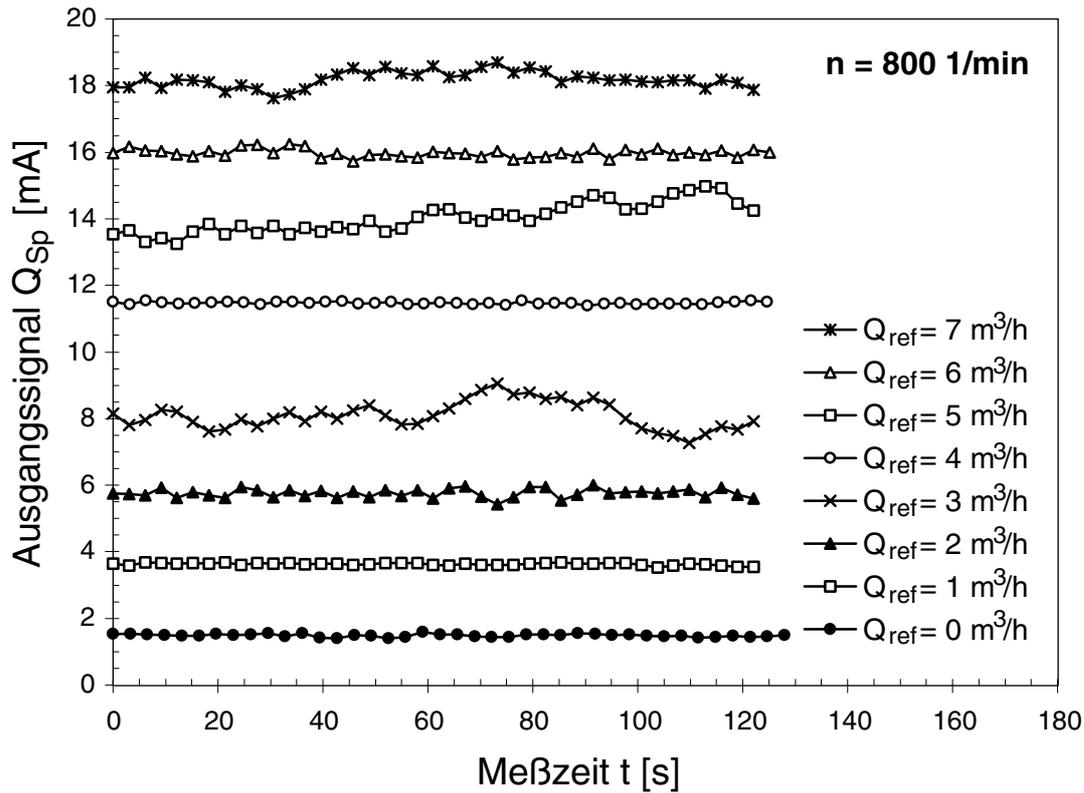


Bild 46: Ausgangssignal des Meßringes über die Zeit bei  $n = 800 \text{ 1/min}$  und verschiedenen Spaltdurchflüssen

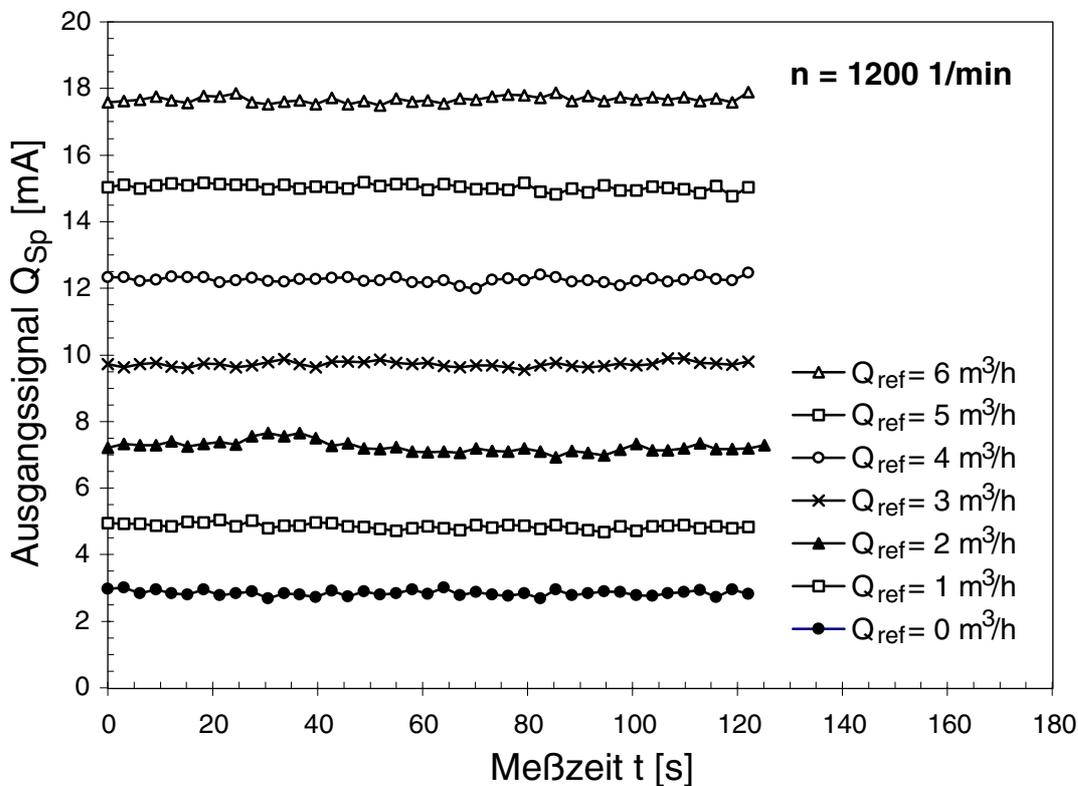


Bild 47: Ausgangssignal des Meßringes über die Zeit bei  $n = 1200 \text{ 1/min}$  und verschiedenen Spaltdurchflüssen

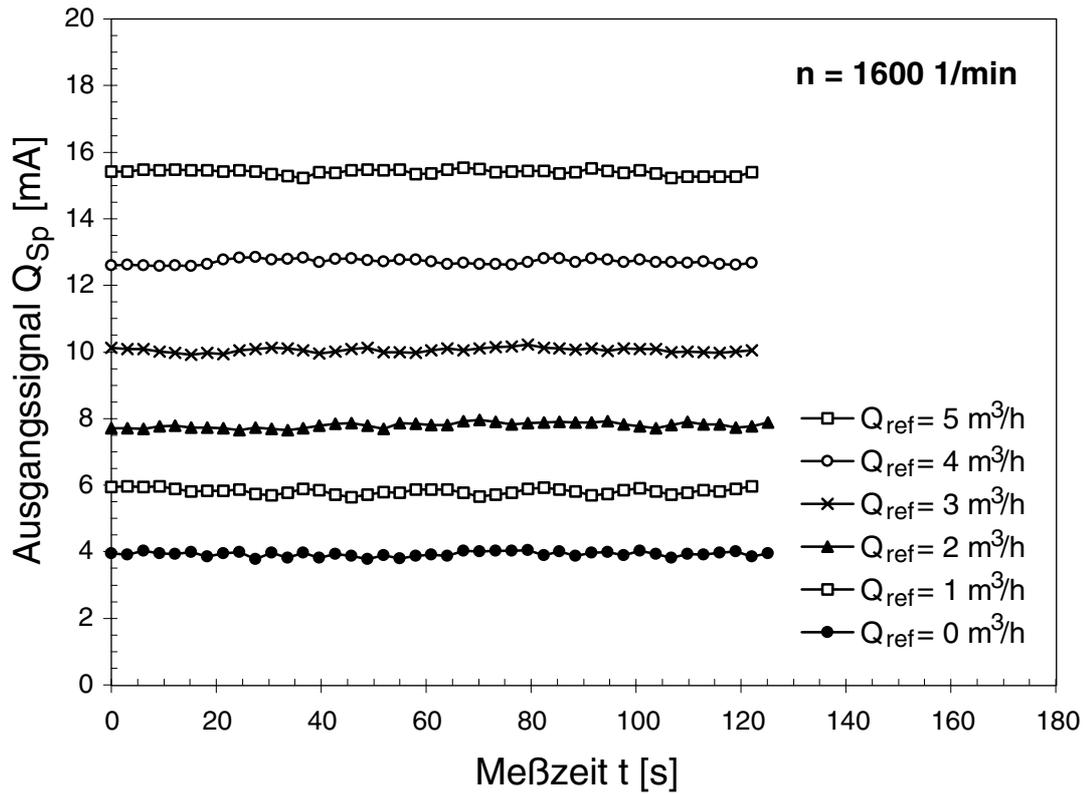


Bild 48: Ausgangssignal des Meßringes über die Zeit bei  $n = 1600$  1/min und verschiedenen Spaltdurchflüssen

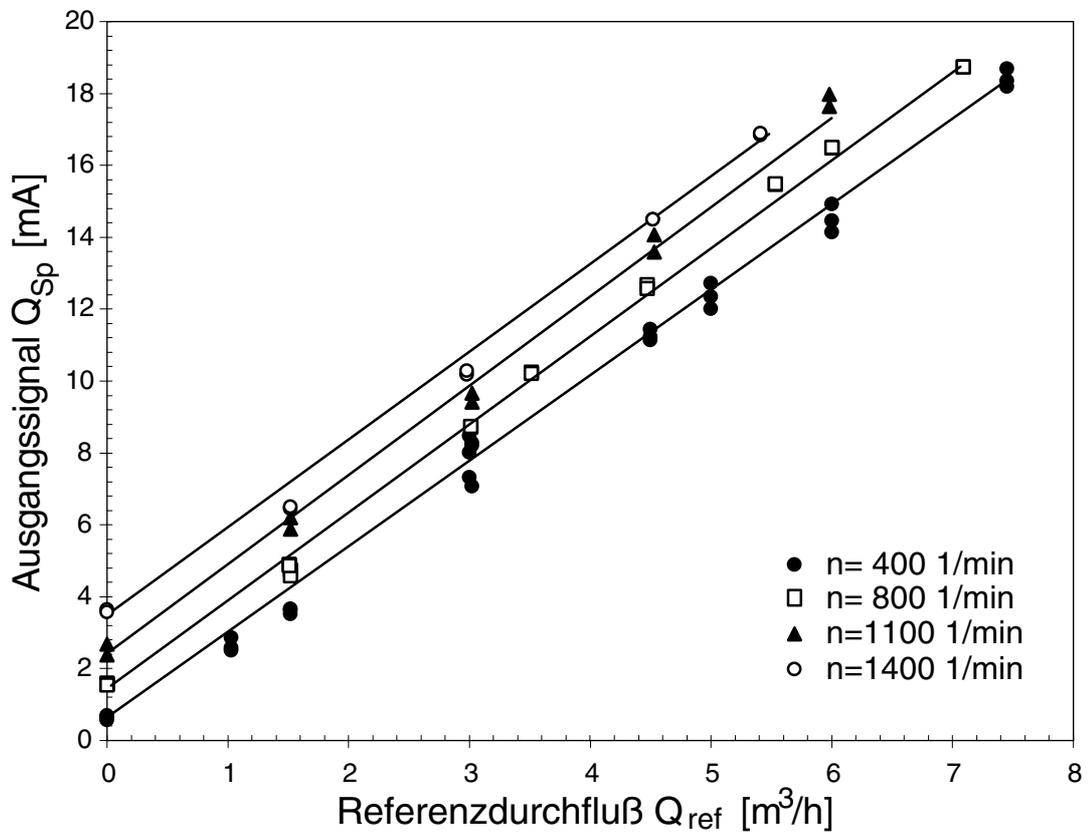


Bild 49: Beispiel für Kalibriergeraden des induktiven Meßringes (IMR) für vier Drehzahlen

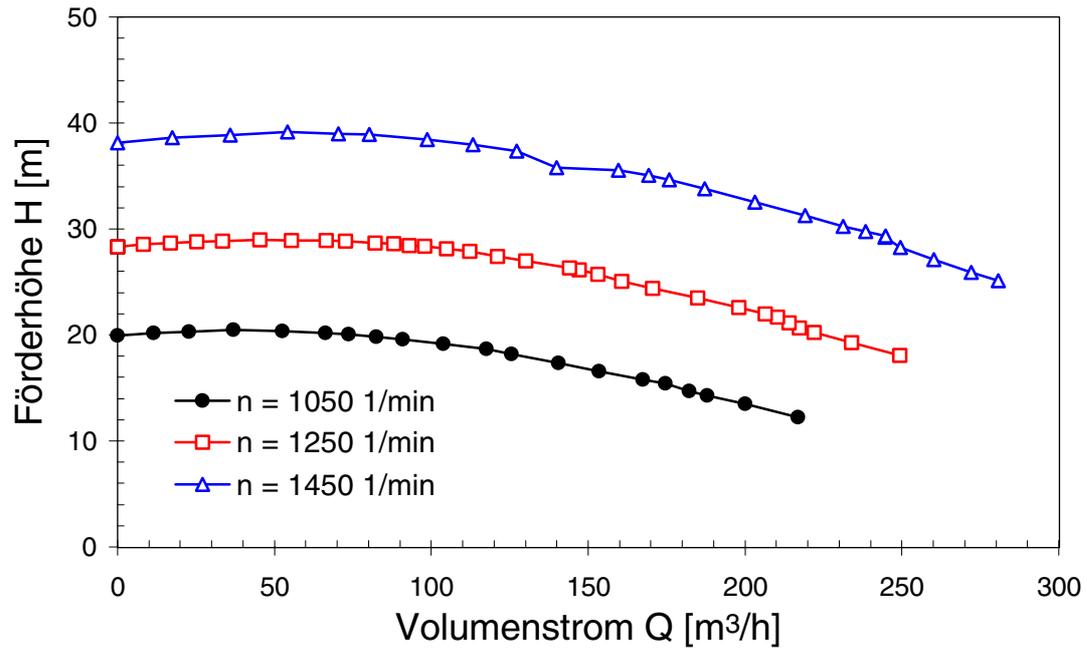
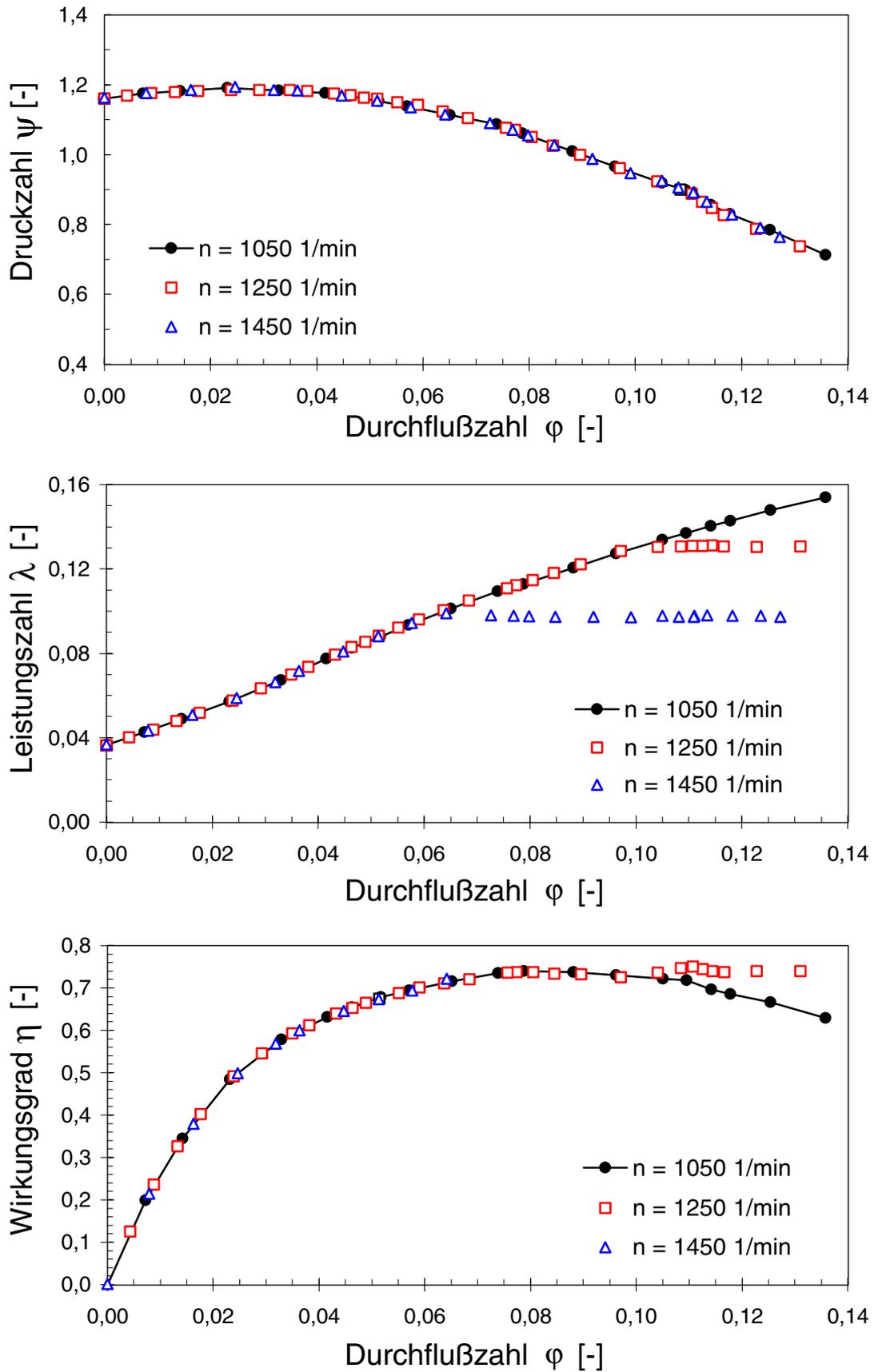


Bild 50: Dimensionsbehaftete Kennlinien der Versuchspumpe für die untersuchten Drehzahlen  $n = 1050, 1250$  und  $1450$  1/min

Bild 51: Dimensionslose Kennlinien  $\psi$ ,  $\lambda$  und  $\eta$  über  $\phi$  für alle gemessenen Drehzahlen

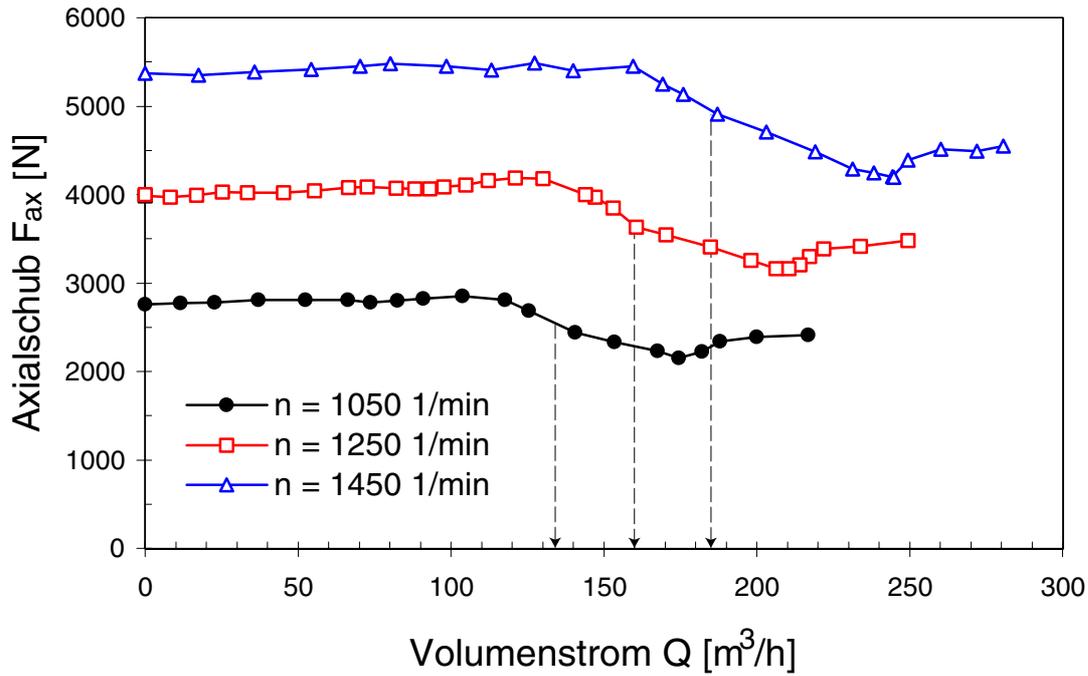


Bild 52: Gemessener Axialschub bei  $n = 1050, 1250$  und  $1450$  1/min über dem Durchfluß

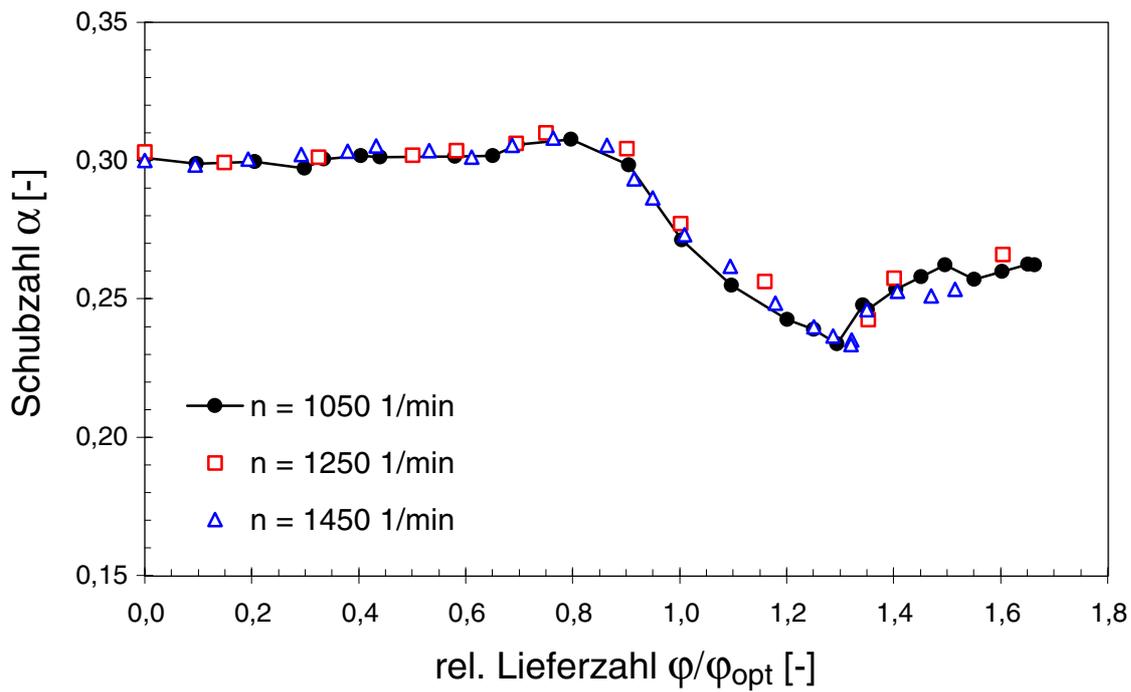


Bild 53: Schubzahl  $\alpha$  über die relative Lieferzahl  $\phi/\phi_{opt}$

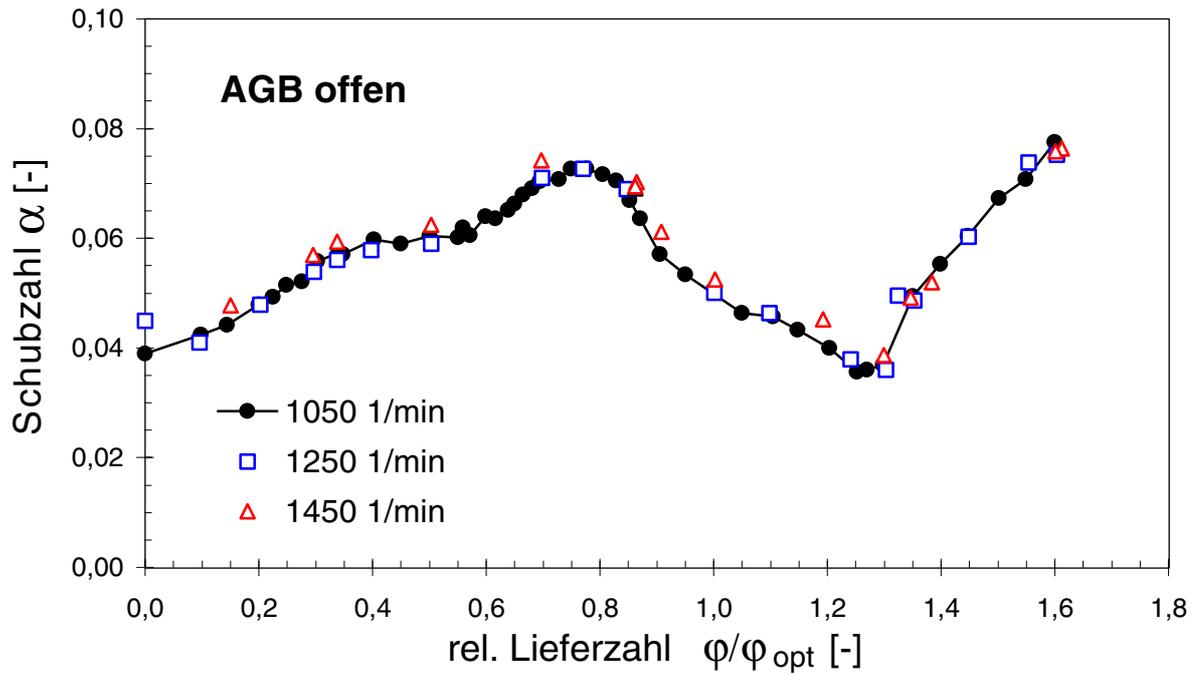


Bild 54: Axialschubverhalten bei offenen Druckausgleichsbohrungen (AGB) für drei Drehzahlen  $n = 1050, 1250$  und  $1450$  1/min

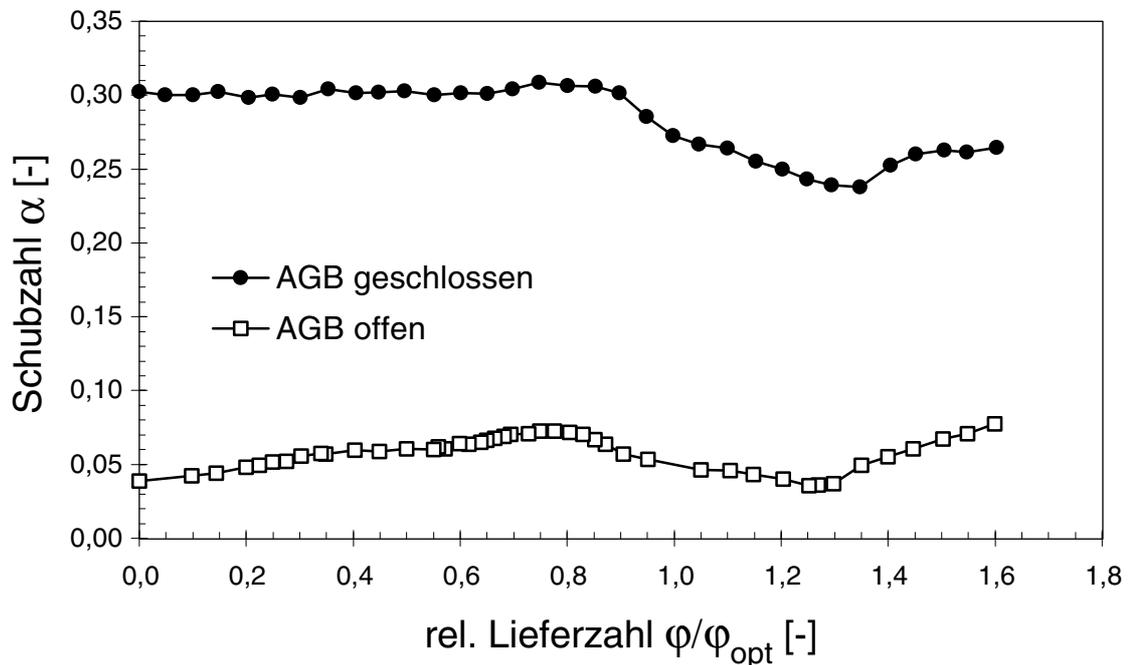


Bild 55: Vergleich des Axialschubverhaltens bei offenen und geschlossenen Druckausgleichsbohrungen (AGB)

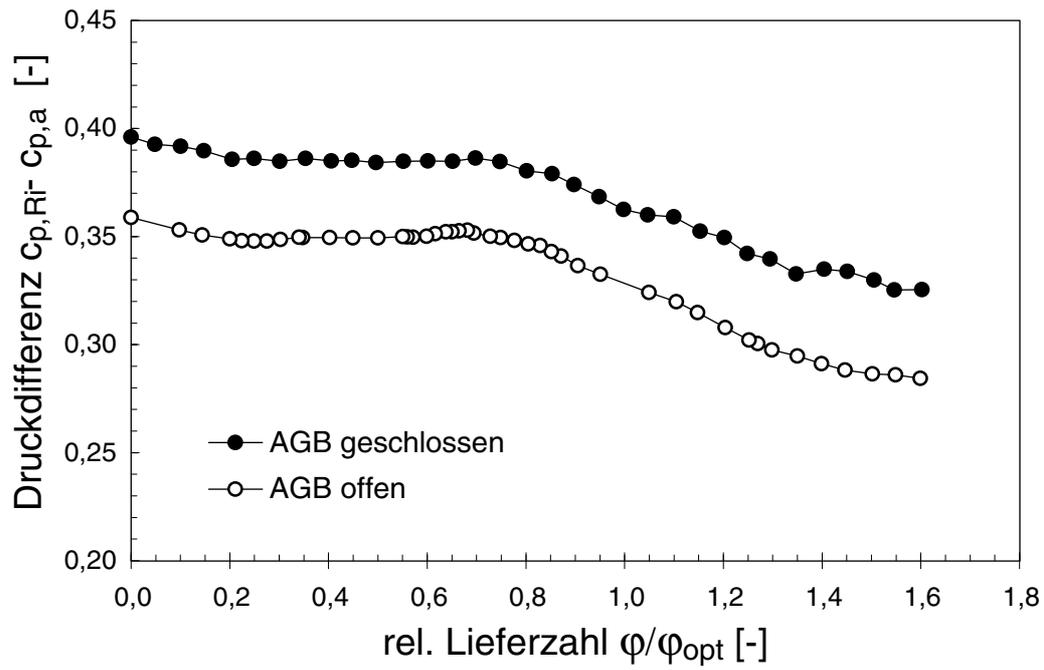


Bild 56: Vergleich der Druckdifferenzen zwischen Meßstellen  $Ri$  und  $a$  bei offenen und geschlossenen Ausgleichsbohrungen (AGB)

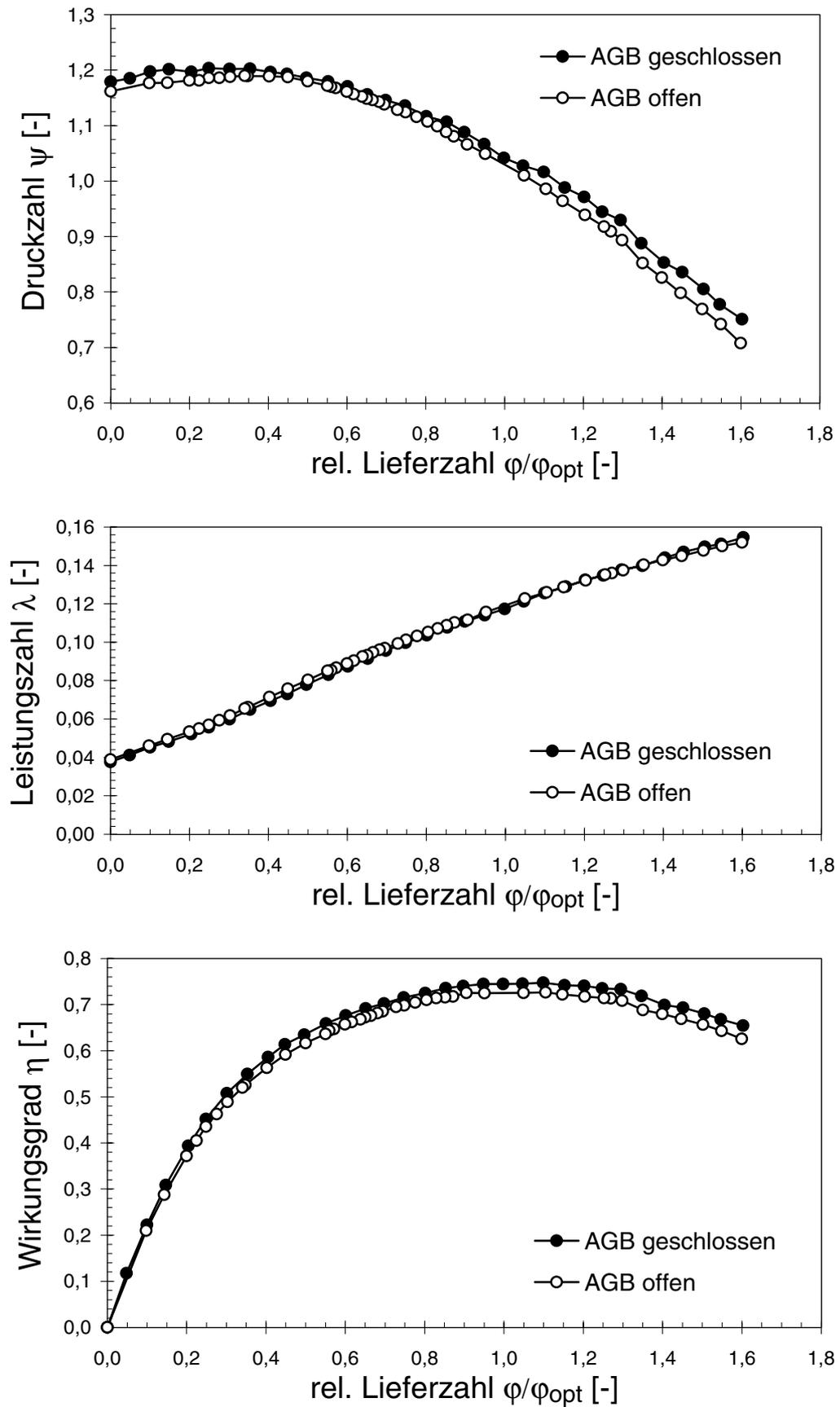


Bild 57: Vergleich der dimensionslosen Kennlinien bei offenen und geschlossenen Druckausgleichsbohrungen (AGB)

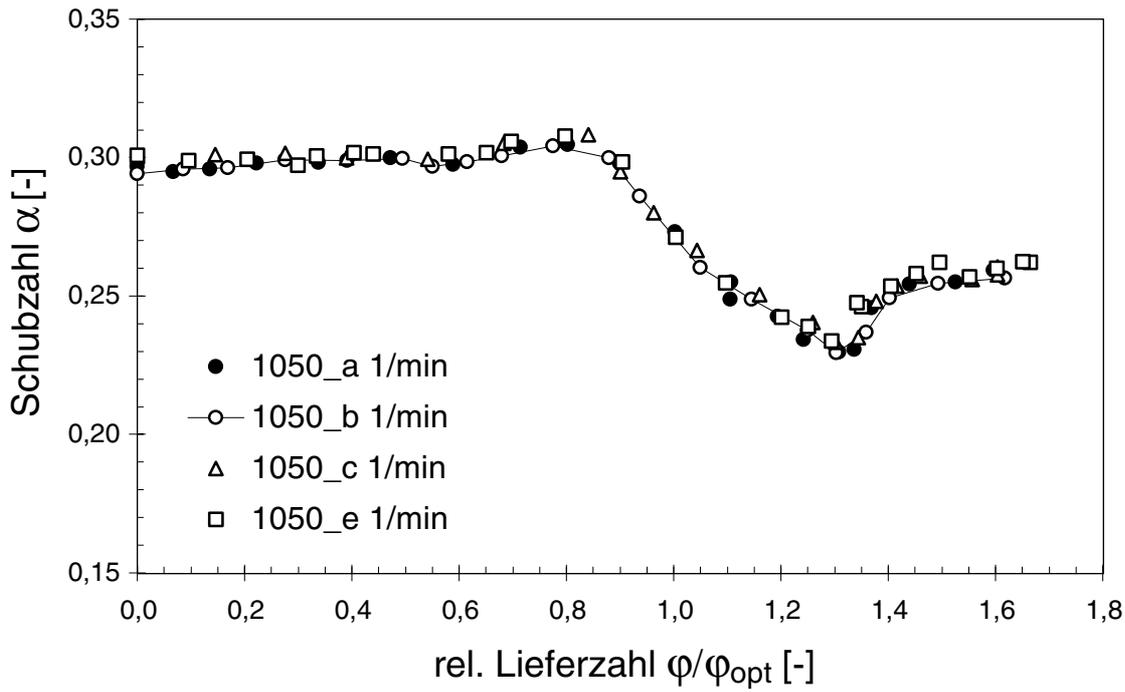


Bild 58: Schubzahlverhalten bei Änderung des statischen Druckes am Laufradeintritt

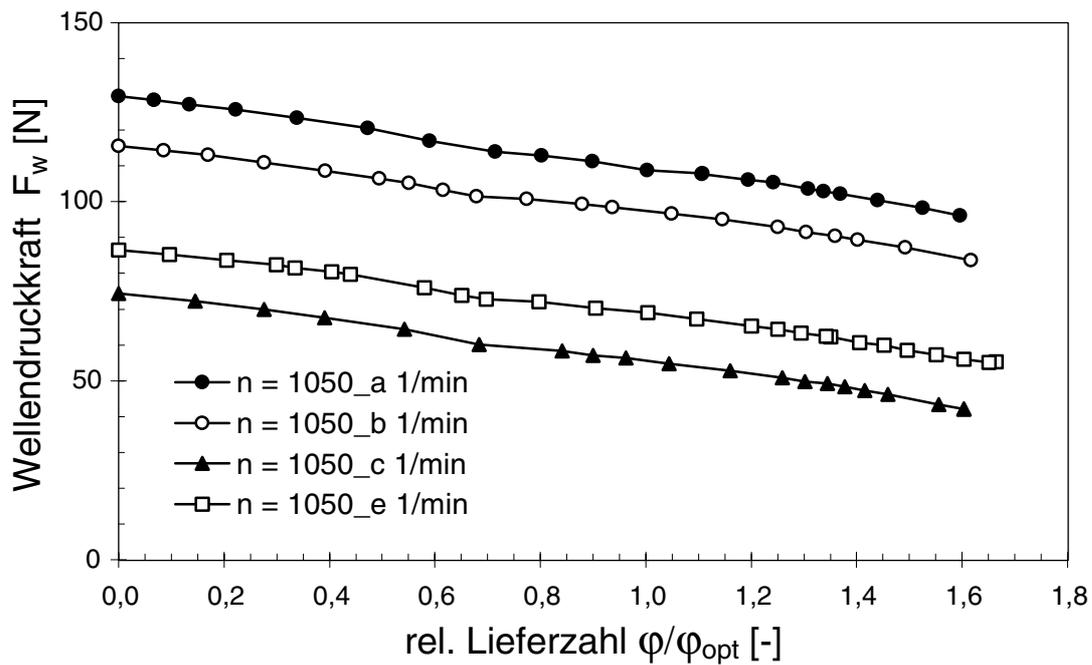


Bild 59: Errechnete Kraft  $F_w$  auf die Welle infolge Änderungen des statischen Druckes am Eintritt des Laufrades

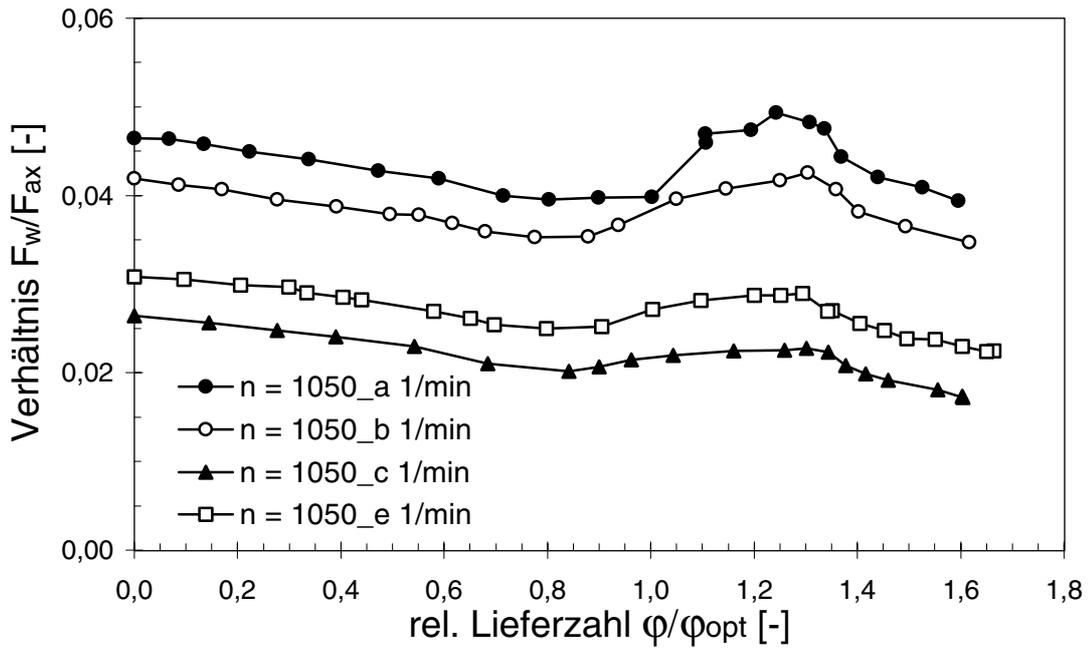


Bild 60: Verhältnis der Wellendruckkraft  $F_W$  zum Axial Schub  $F_{ax}$  bei Änderung des statischen Druckes am Laufradeintritt für  $n = 1050$  1/min

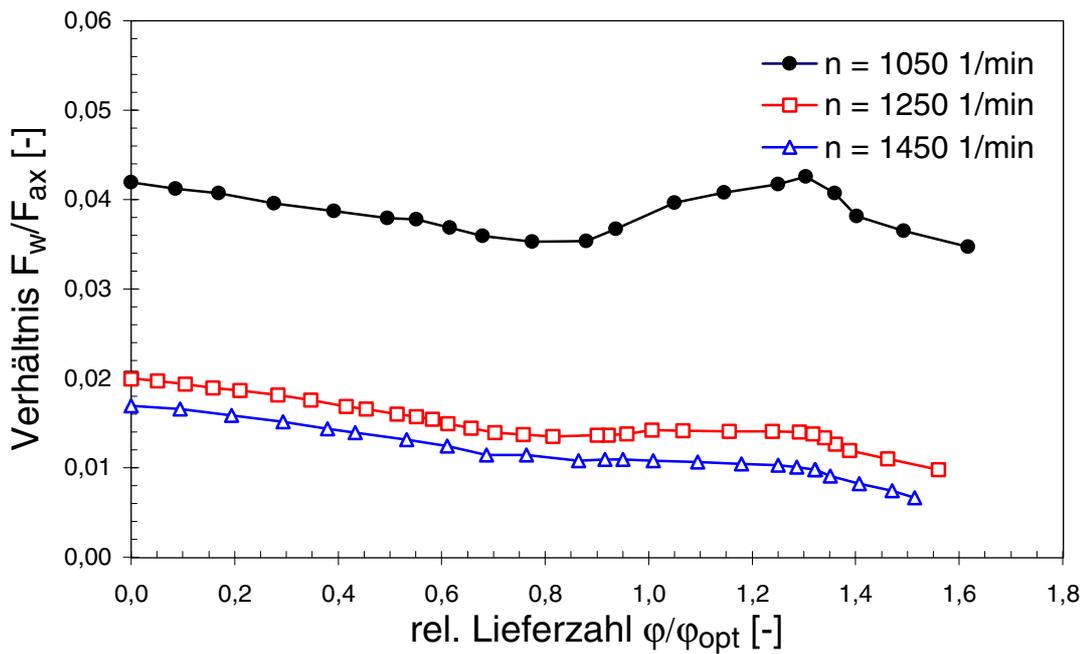


Bild 61: Verhältnis der Wellendruckkraft  $F_W$  zum Axial Schub  $F_{ax}$  bei  $n = 1050, 1250$  und  $1450$  1/min

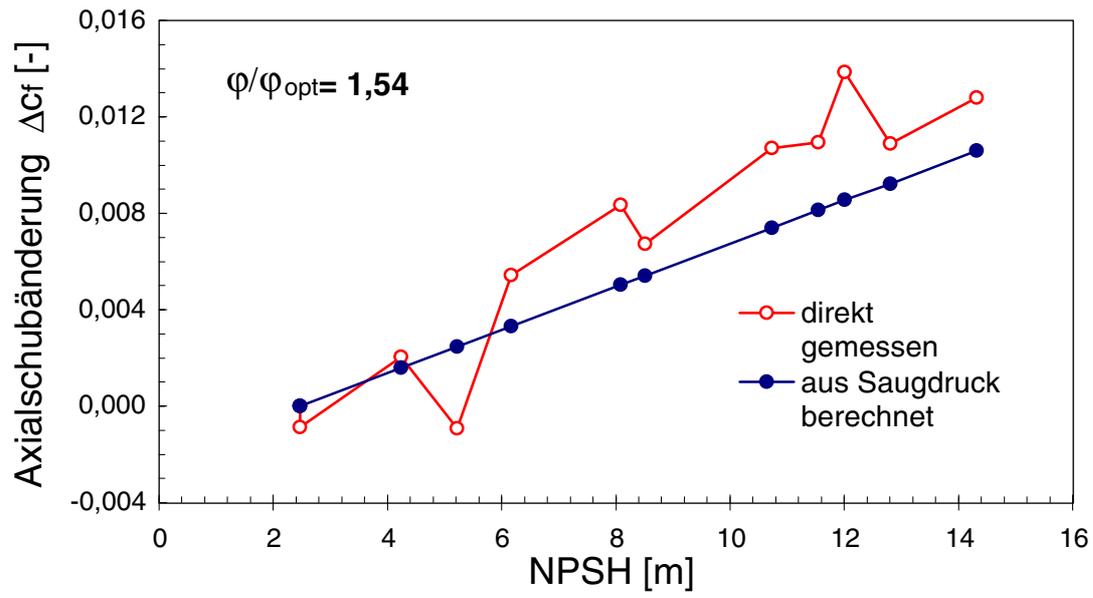


Bild 62: Änderung des Axialschubs bei Variation des NPSH-Wertes

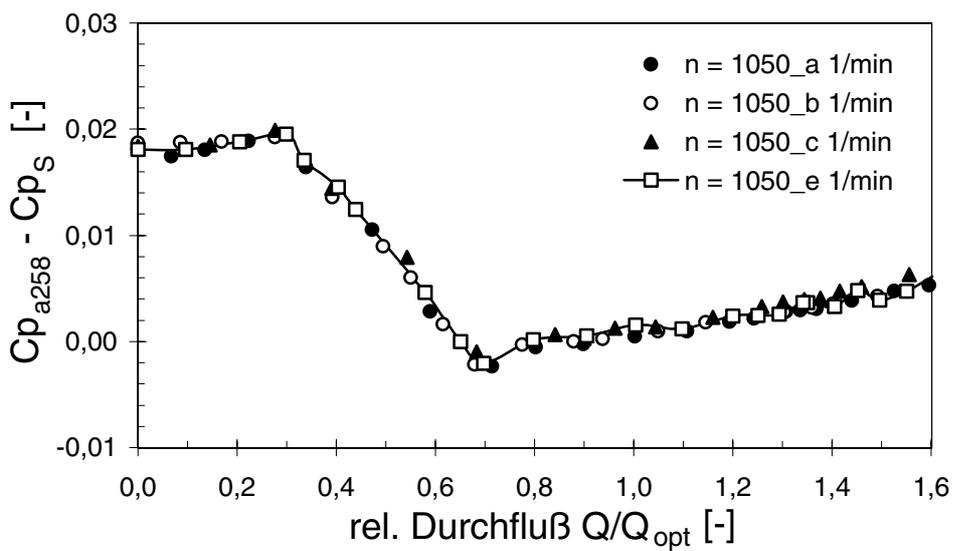
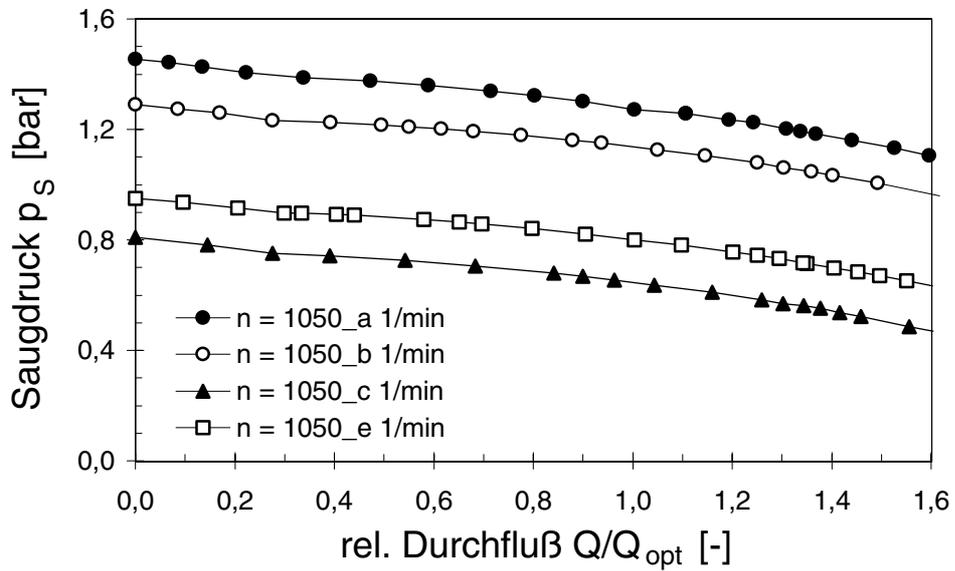
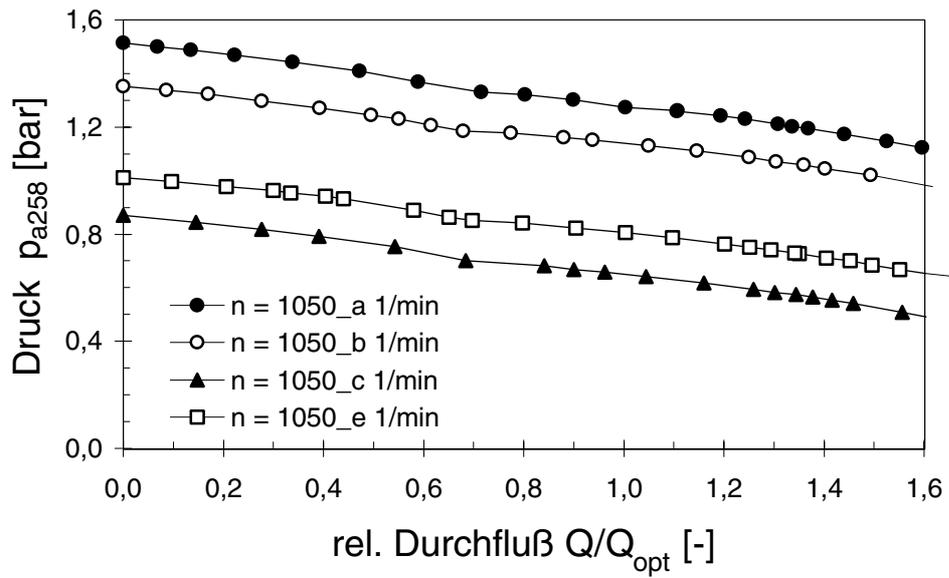


Bild 63: Verlauf der statischen Drücke an zwei verschiedenen Meßstellen im Saugstutzen bei  $n = 1050$  1/min

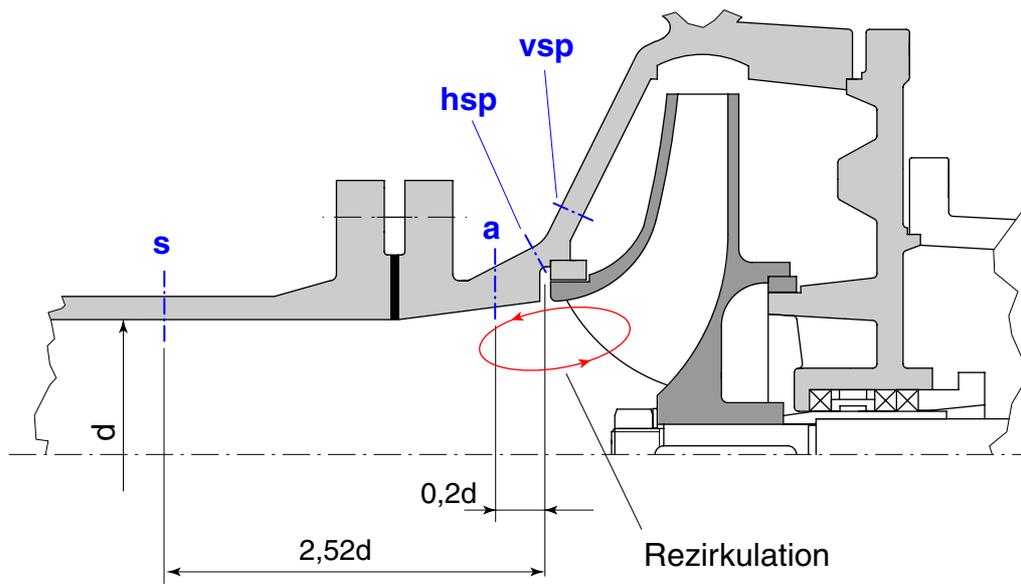


Bild 64: Relative Lage der Meßstellen in der Saugleitung zum Laufradeintritt

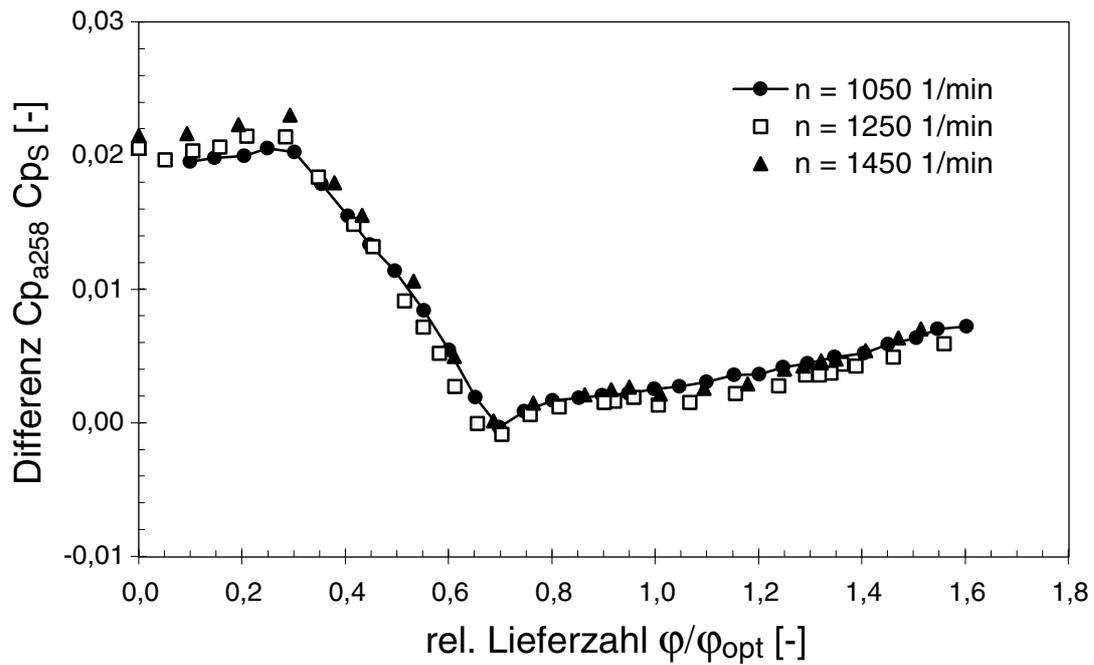


Bild 65: Dimensionslose Druckdifferenz zwischen zwei vom Laufradeintritt verschieden entfernten Meßstellen

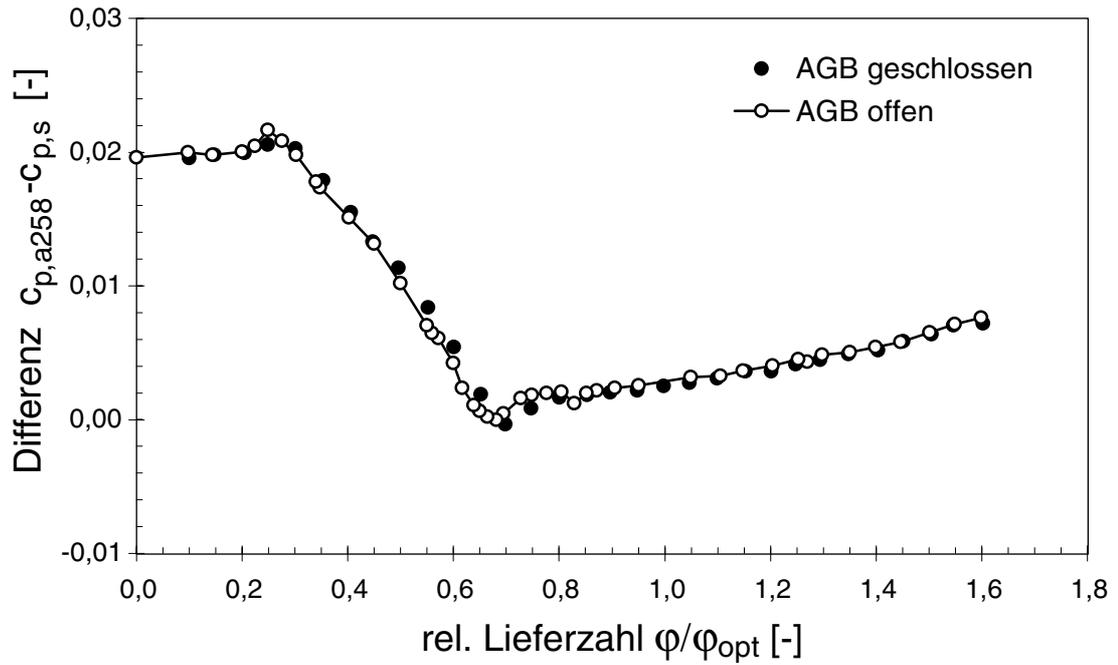


Bild 66: Differenz der statischen Drücke zwischen den Meßstellen  $a258$  und  $s$  bei offenen und geschlossenen Druckausgleichsbohrungen (AGB)

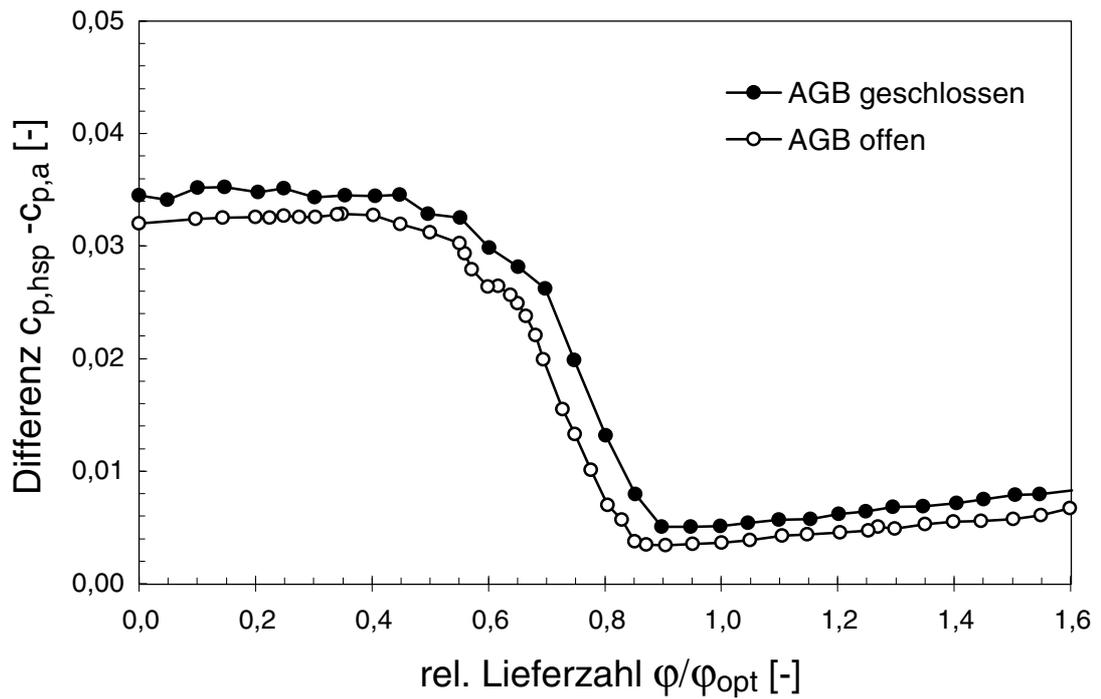


Bild 67: Dimensionslose Druckdifferenz zwischen den Meßstellen  $hsp0^\circ$  und  $a258$

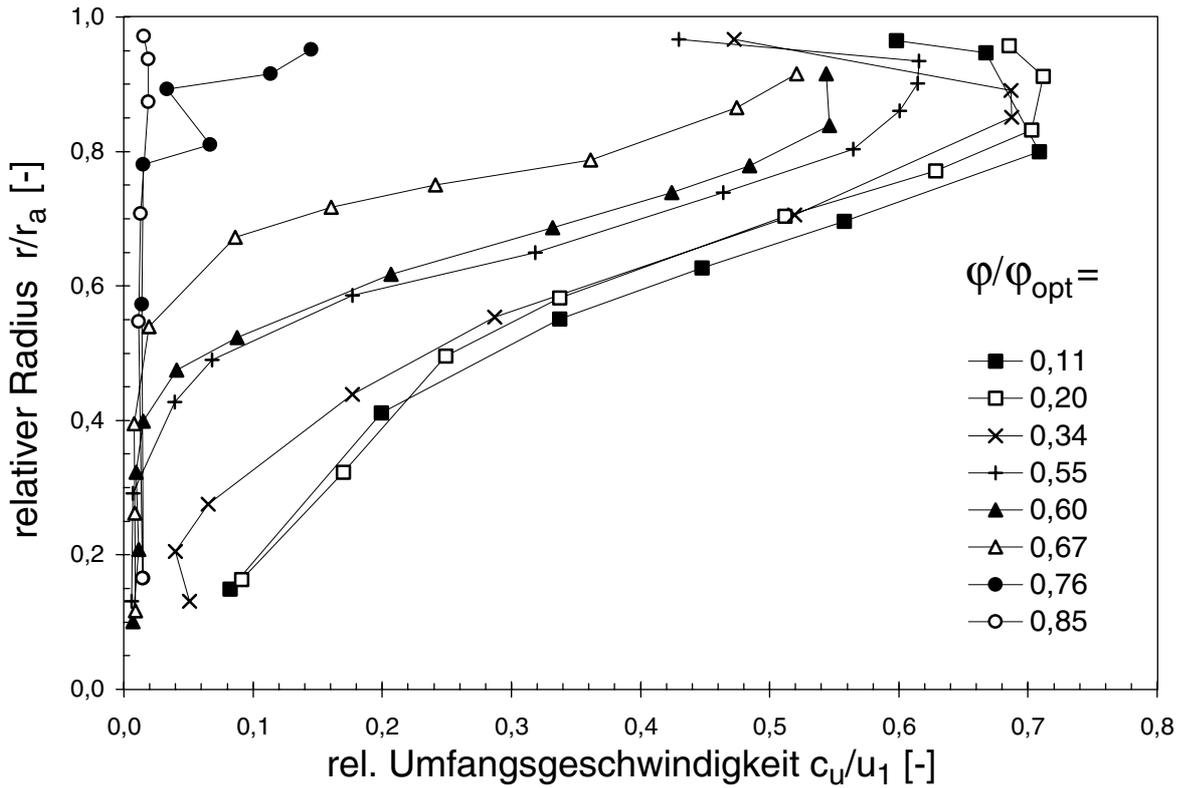


Bild 68: Umfangsgeschwindigkeit  $c_u$  über dem Radius am Laufradeintritt (Meßstelle a18) für verschiedene Betriebspunkte bei Teillast

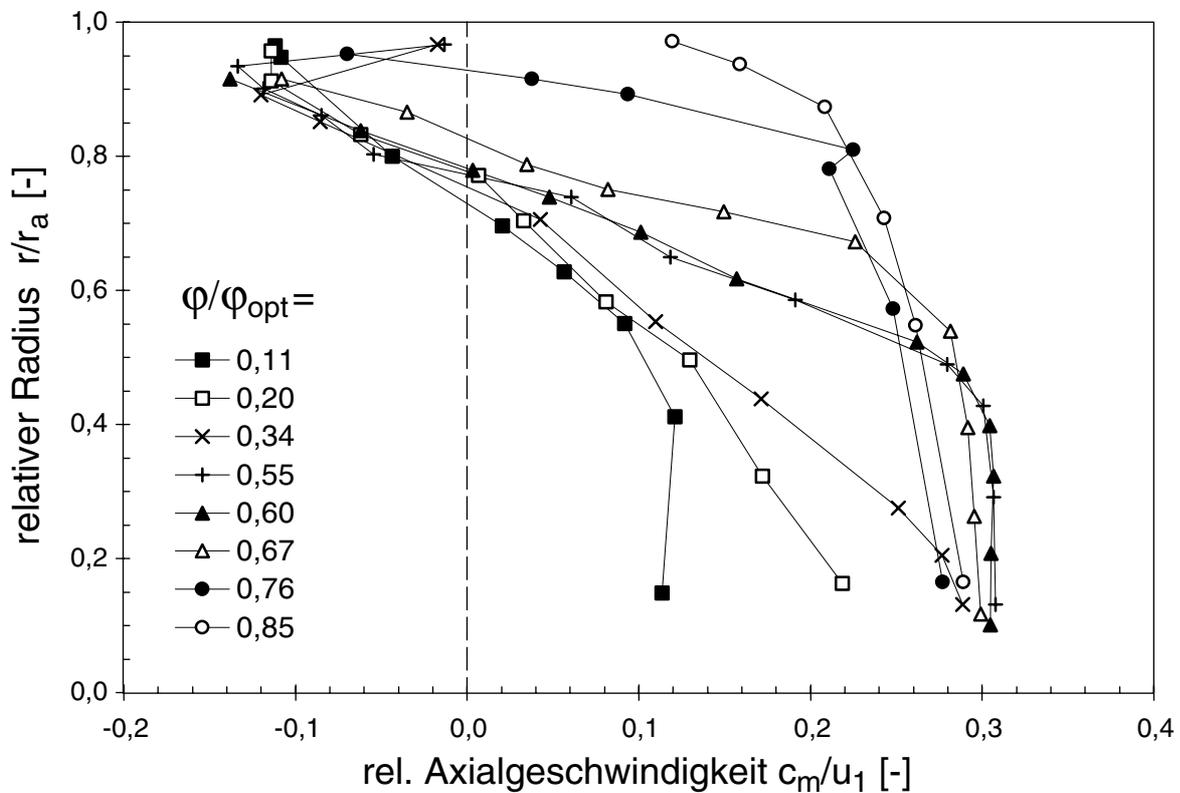


Bild 69: Meridiangeschwindigkeit  $c_m$  über dem Radius am Laufradeintritt (Meßstelle a18) für verschiedene Betriebspunkte bei Teillast

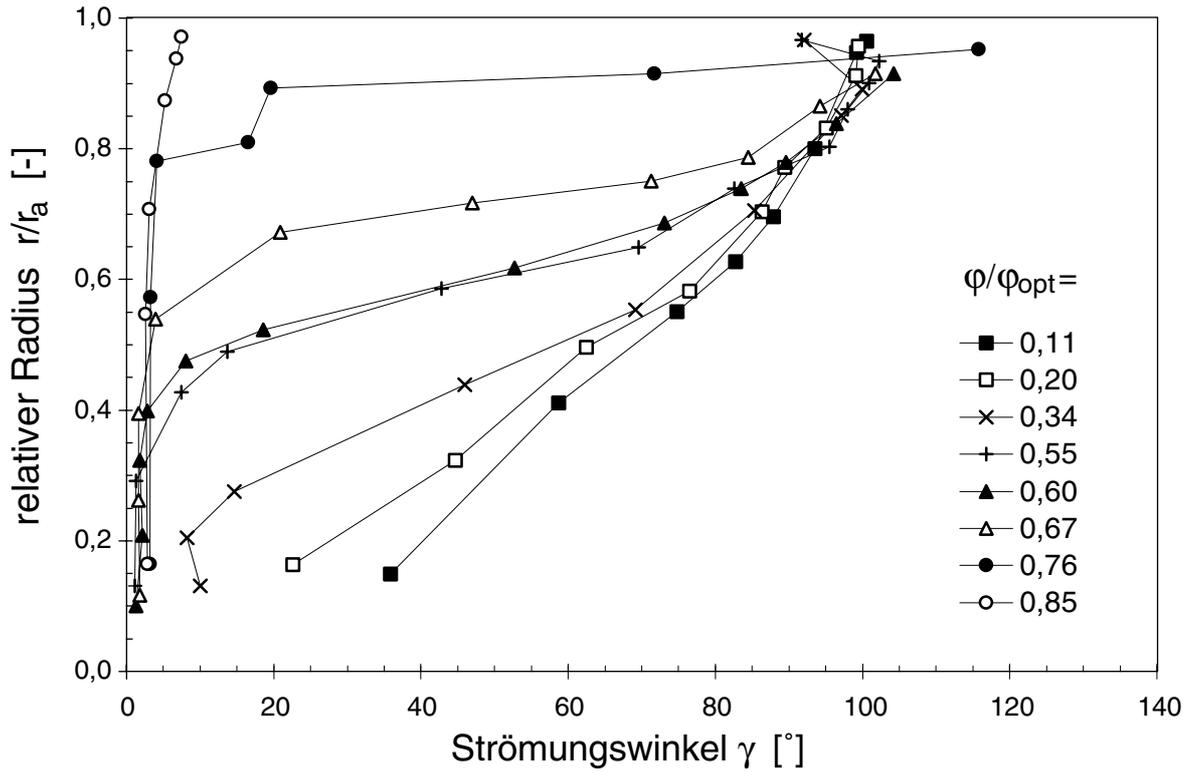


Bild 70: Strömungswinkel  $\gamma$  vor dem Laufradeintritt (Meßstelle a18) für verschiedene Betriebspunkte bei Teillast

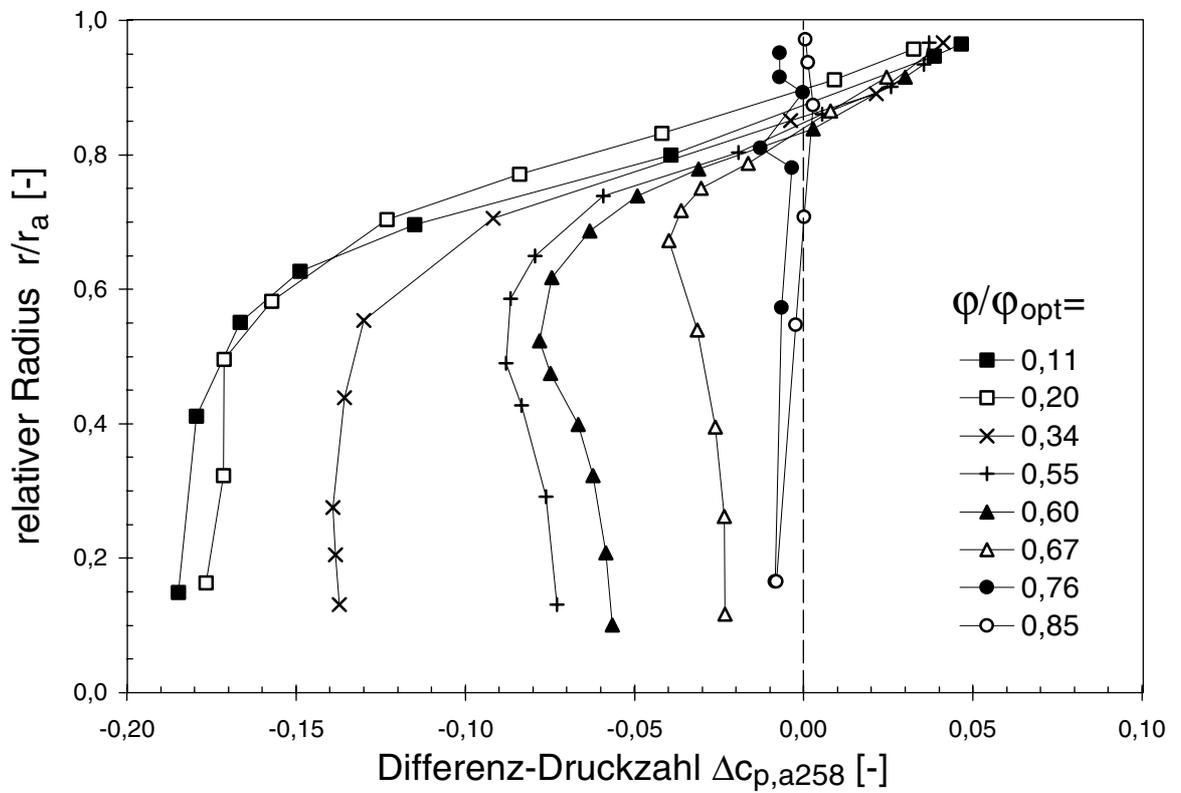


Bild 71: Abweichung des statischen Druckes in der Einlaufströmung gegenüber dem statischen Druck an der Saugrohrwand

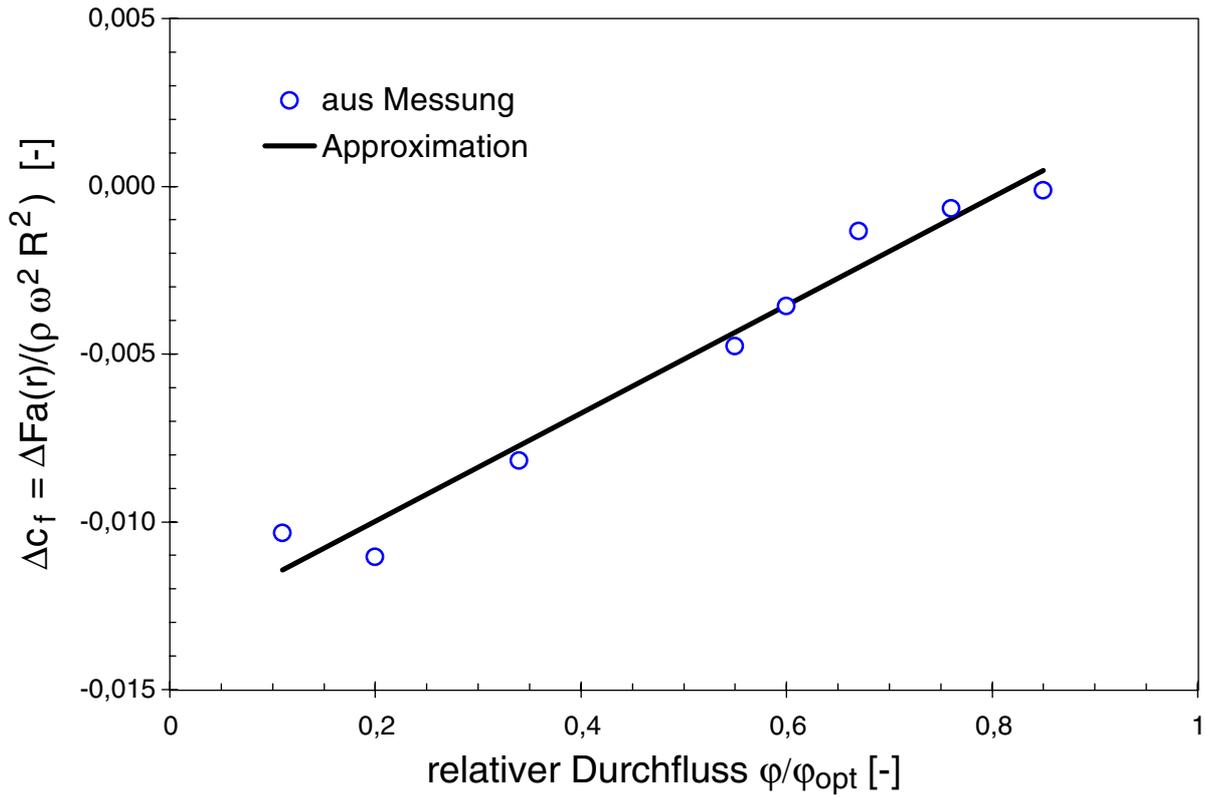


Bild 72: Differenz der aus der Druckverteilung nach Bild 71 ermittelten Druckkraft  $F_{a(r)}$  zur mittleren Druckkraft  $\bar{F}_{a258}$  am Laufradeintritt

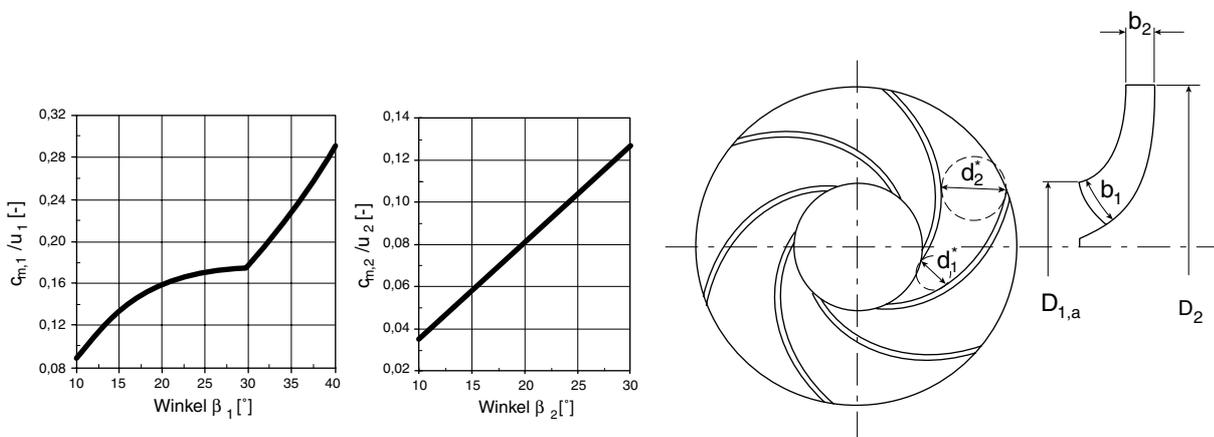


Bild 73: Definitionen geometrischer Größen und kritische Durchflüsse nach FRASER [39]

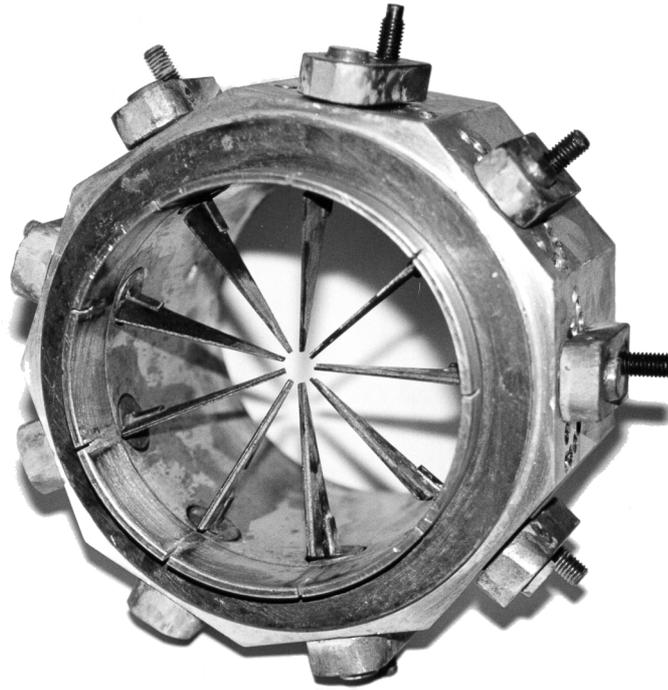


Bild 74: Apparatur mit Leitschaufeln zur Änderung des Eintrittsdrales (Vorleitgitter)

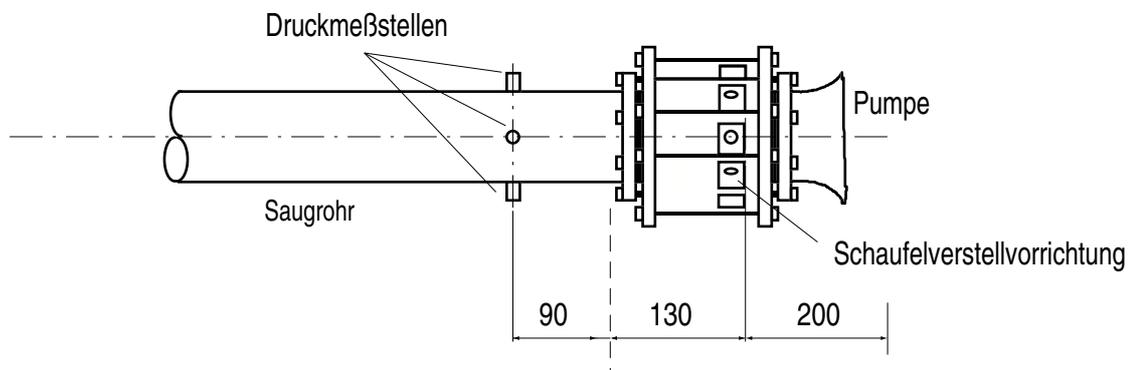


Bild 75: Einbau des Vorleitgitters in der Saugleitung der Versuchspumpe

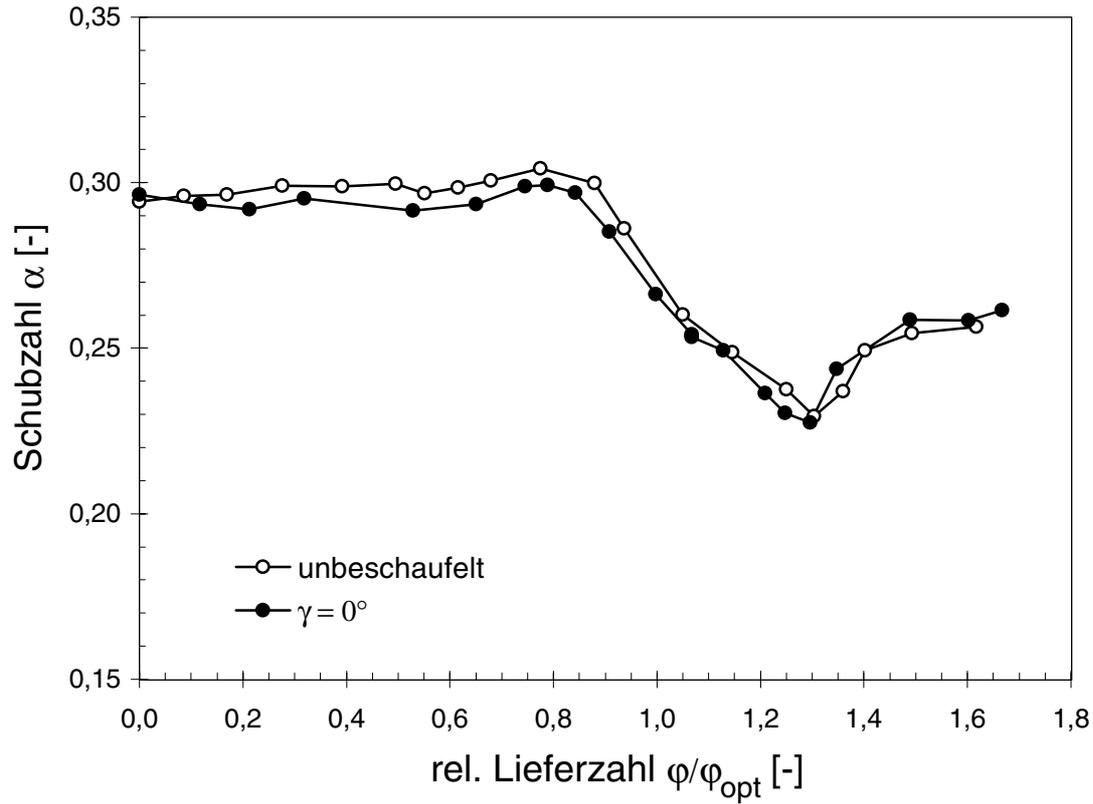


Bild 76: Vergleich des Axialschubverhaltens mit und ohne Vorleitgitter

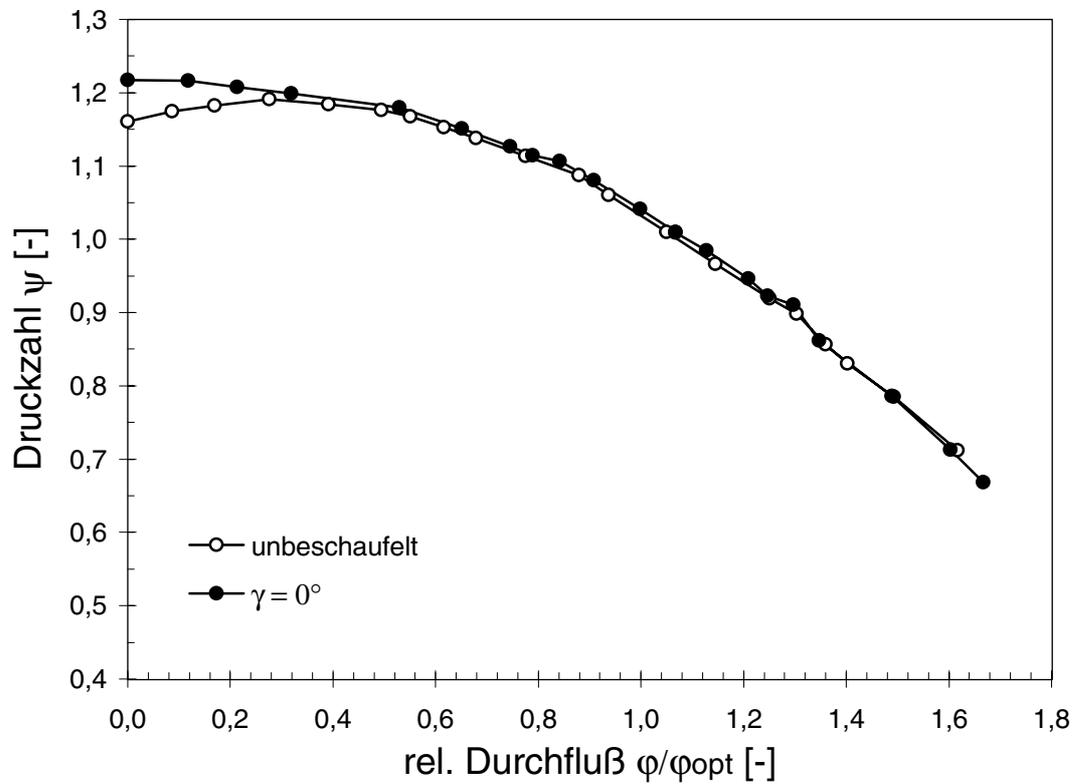


Bild 77: Vergleich der Druckzahl mit und ohne Vorleitgitter

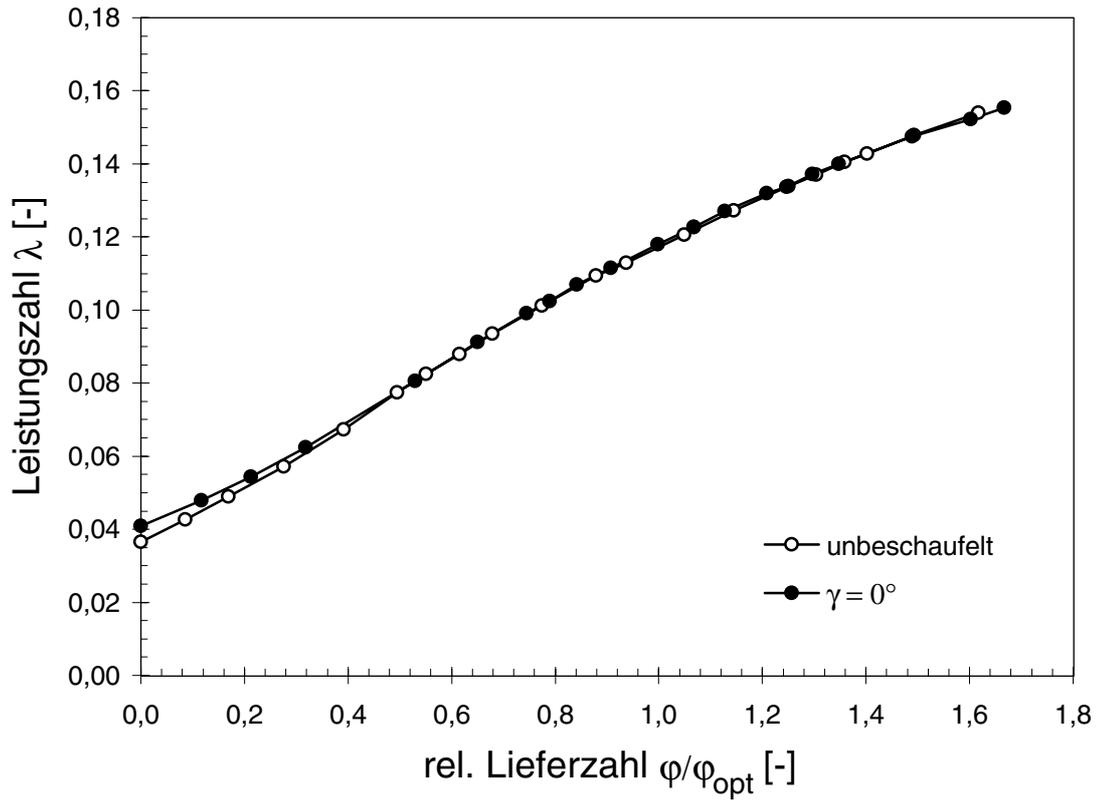


Bild 78: Vergleich der Leistungsaufnahme mit und ohne Vorleitgitter

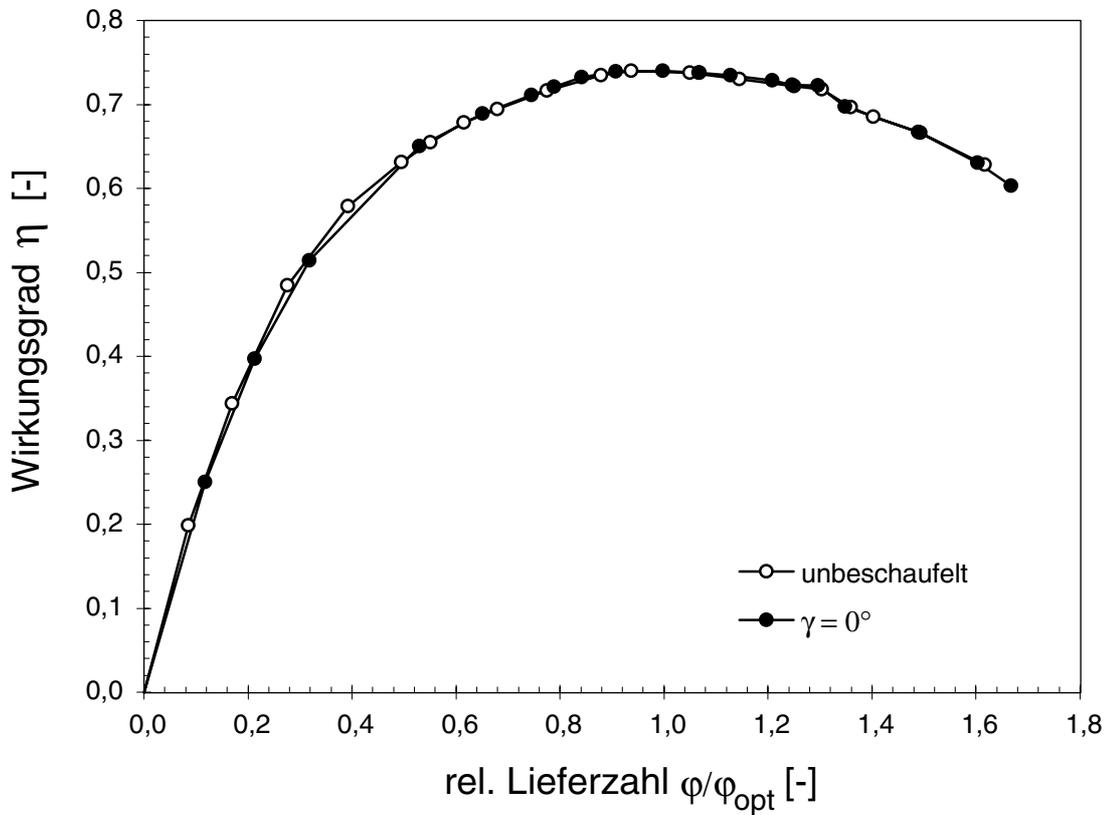


Bild 79: Vergleich des Wirkungsgrades mit und ohne Vorleitgitter

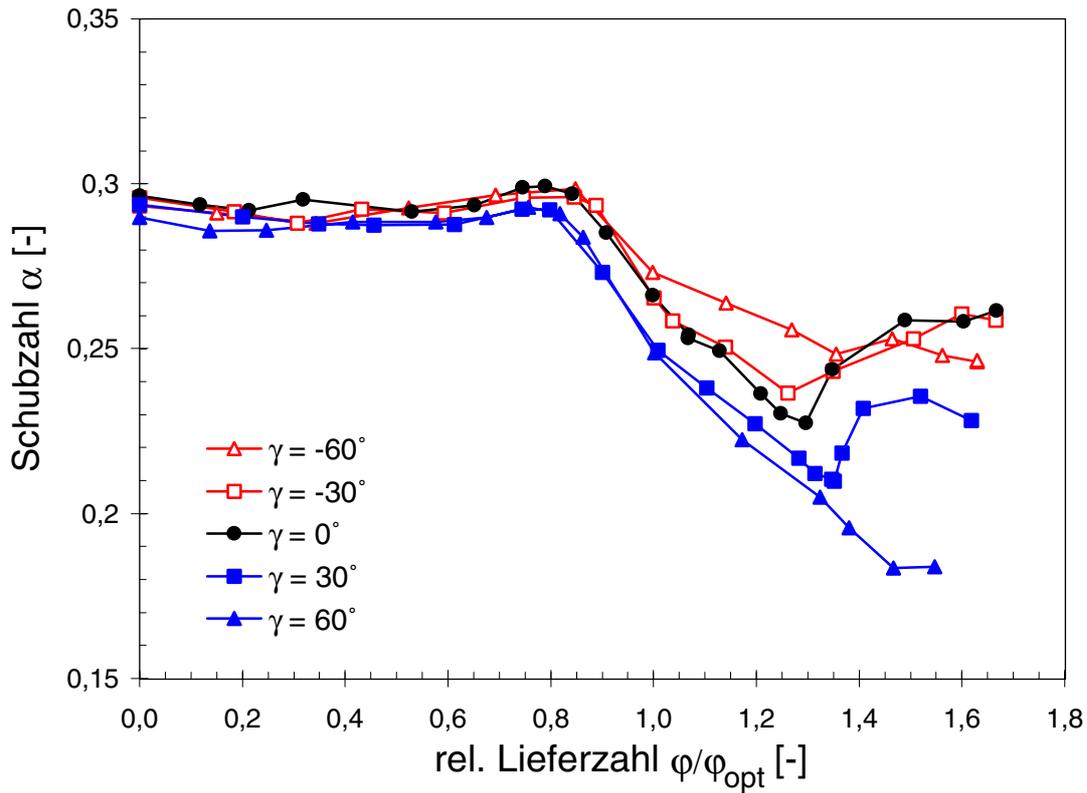


Bild 80: Einfluß der Winkelstellung ( $\gamma = \text{const}$ ) der Vorleitschaufel auf den Axialschub  $\alpha$  im gesamten Arbeitsbereich

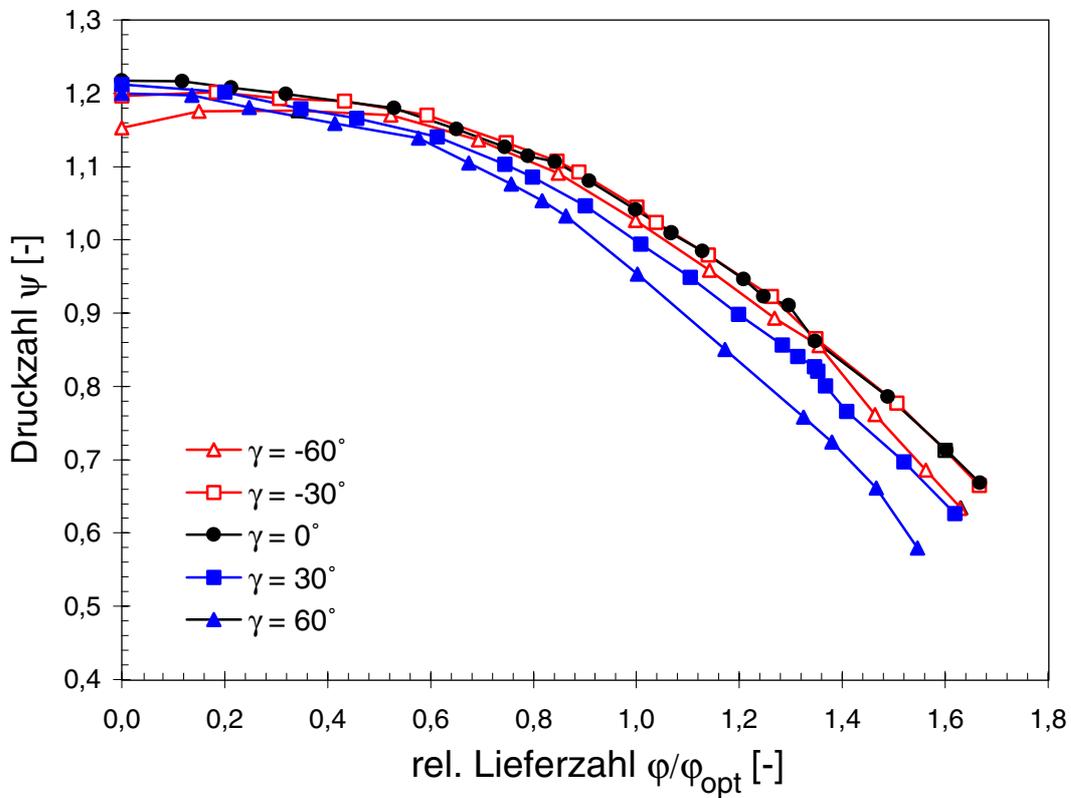


Bild 81: Einfluß der Winkelstellung ( $\gamma = \text{const}$ ) der Vorleitschaufel auf die Druckzahl  $\psi$  im gesamten Arbeitsbereich

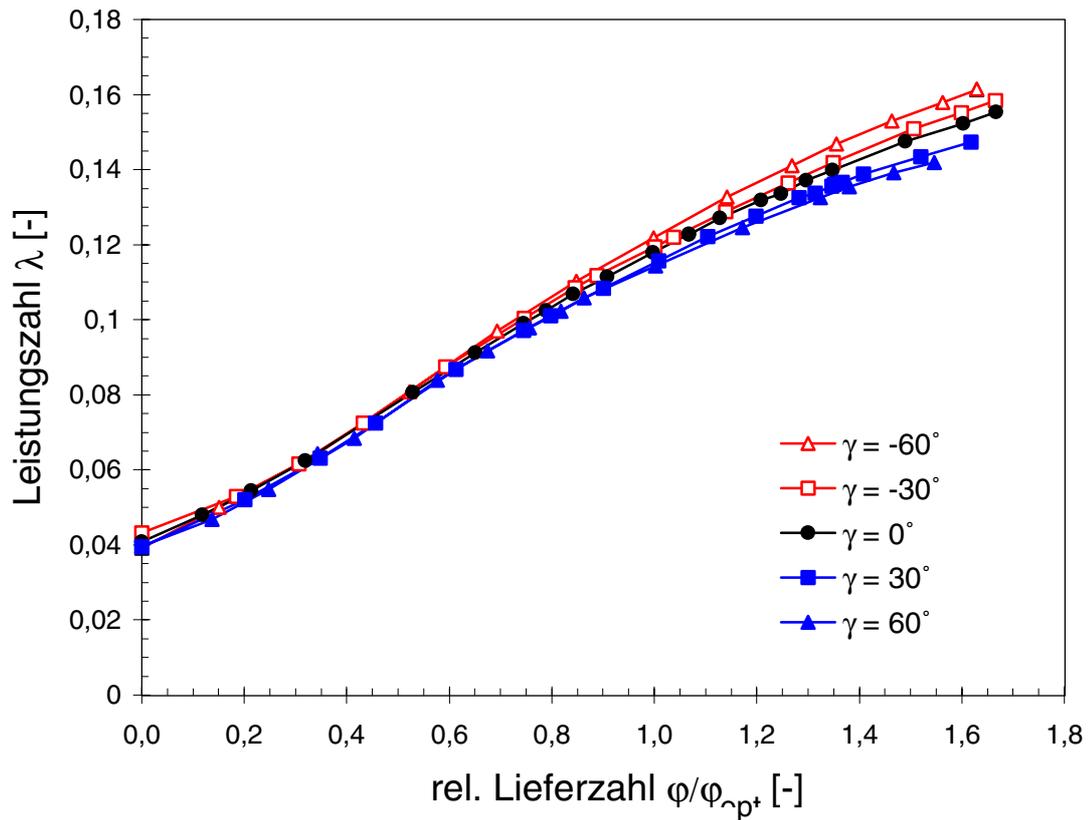


Bild 82: Einfluß der Winkelstellung ( $\gamma = \text{const}$ ) der Vorleitschaufel auf die Leistungszahl  $\lambda$  im gesamten Arbeitsbereich

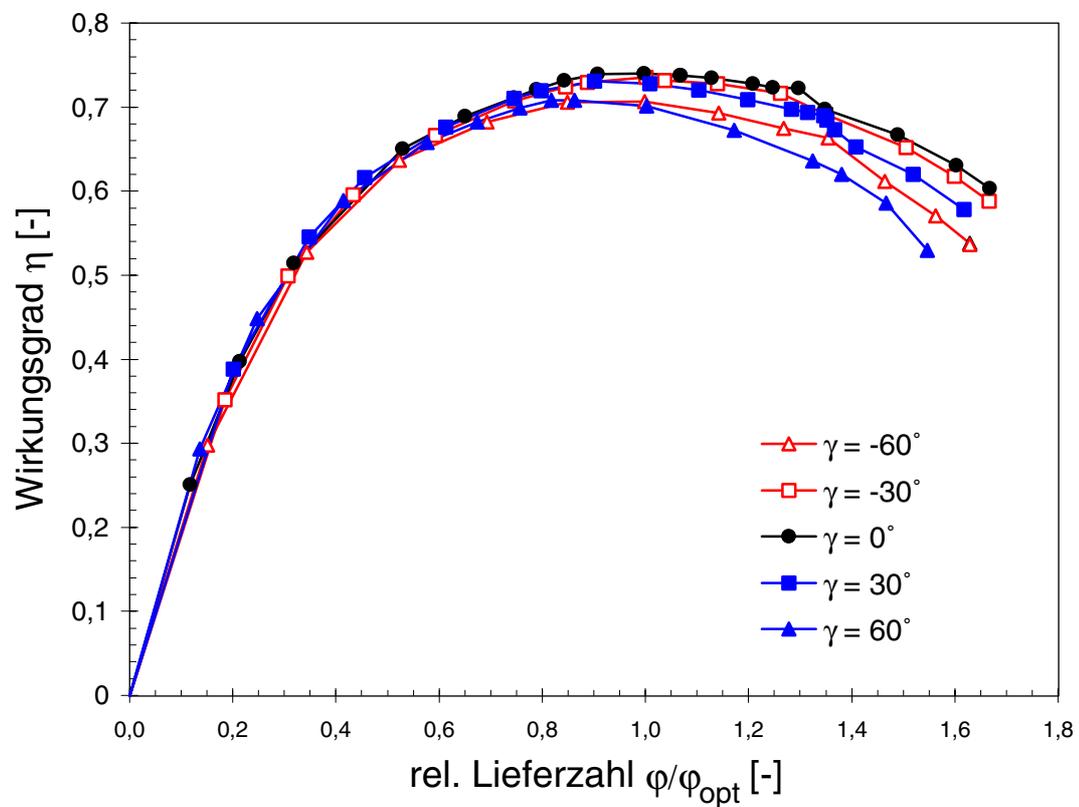


Bild 83: Einfluß der Winkelstellung ( $\gamma = \text{const}$ ) der Vorleitschaufel auf den Wirkungsgrad  $\eta$  im gesamten Arbeitsbereich

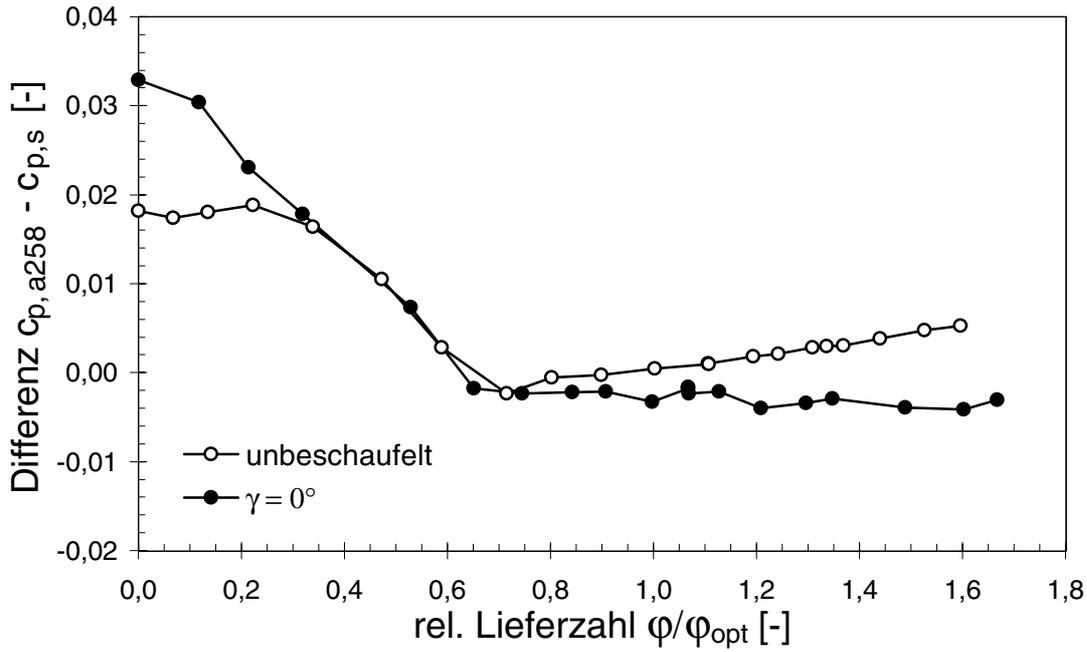


Bild 84: Abfall des statischen Druckes (dimensionslos) zwischen den Meßstellen  $a_{258}$  und  $s$  beim Betrieb ohne und mit Vorleitgitter ( $\gamma = 0$ )

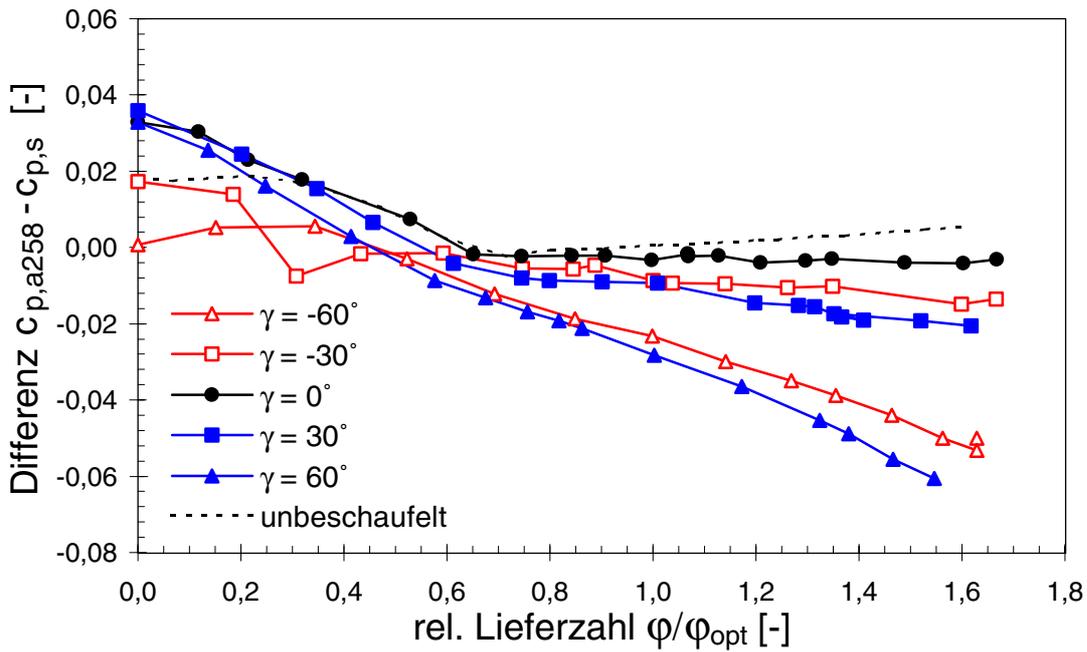


Bild 85: Abfall des statischen Druckes (dimensionslos) zwischen den Meßstellen  $s$  und  $a_{258}$  bei verschiedenen Schaufelstellungen des Vorleitgitters

	$Q/Q_{opt} < 1$	$Q/Q_{opt} = 1$	$Q/Q_{opt} > 1$
ohne Vorleitrad			
$\gamma = 0^\circ$ (drallfrei)			
$\gamma < 0^\circ$ (Gegendrall)			
$\gamma > 0^\circ$ (Mitdrall)			

Bild 86: Ideale Geschwindigkeitsdreiecke am Laufradeintritt bei freier Zuströmung und mit Vordrall bei unterschiedlichen Betriebszuständen

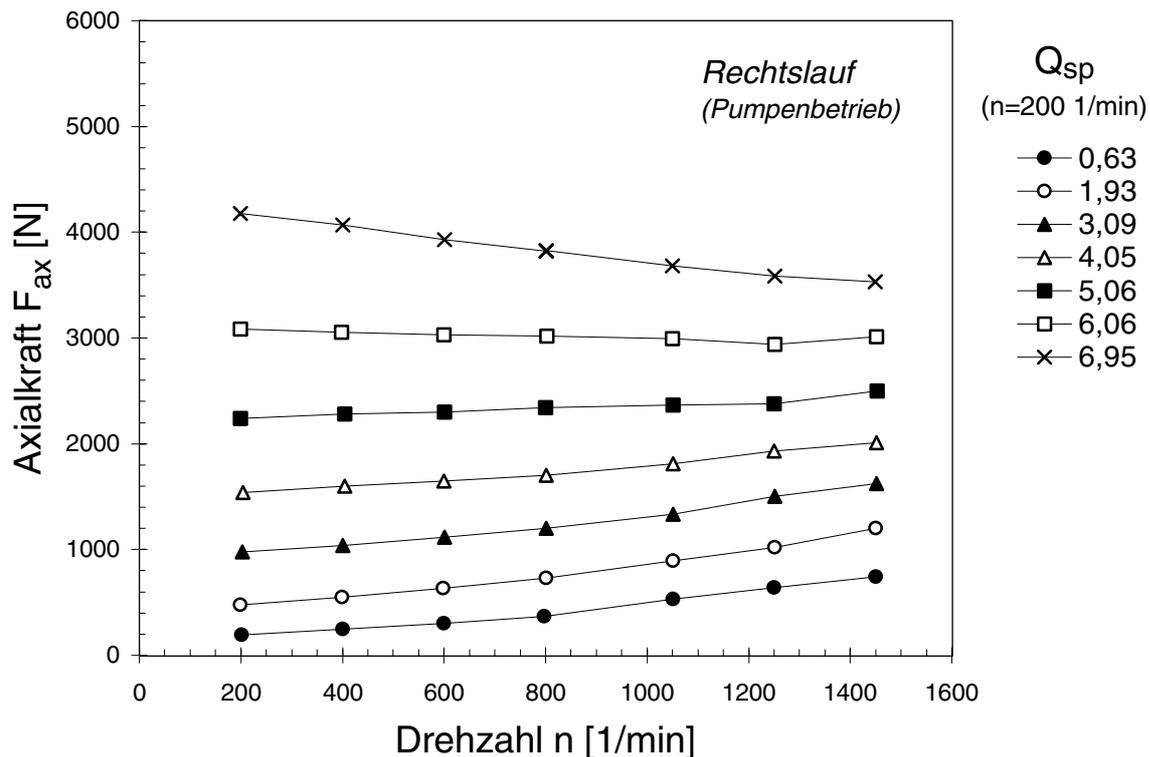


Bild 87: Gemessener Axial Schub  $F_{ax}$  in Abhängigkeit der Drehzahl  $n$  mit dem Spaltstrom  $Q_{Sp}$  als Parameter bei abgedecktem Laufrad im Rechtslauf

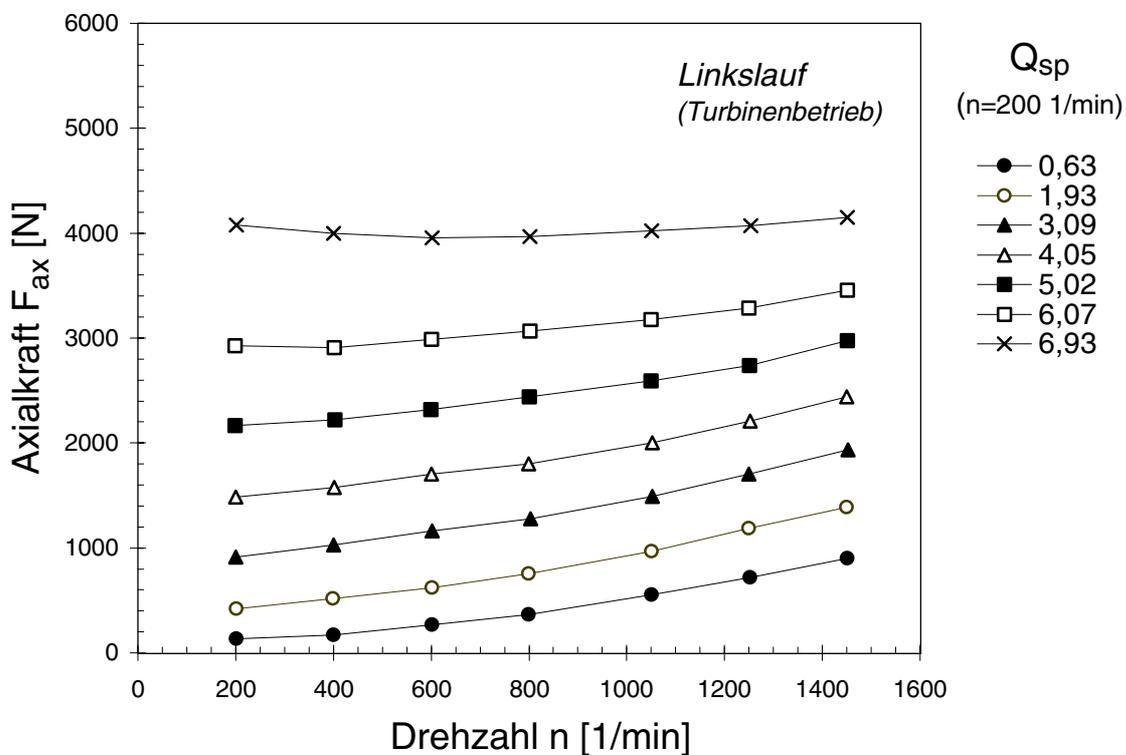


Bild 88: Gemessener Axial Schub  $F_{ax}$  in Abhängigkeit der Drehzahl  $n$  mit dem Spaltstrom  $Q_{Sp}$  als Parameter bei abgedecktem Laufrad im Linkslauf

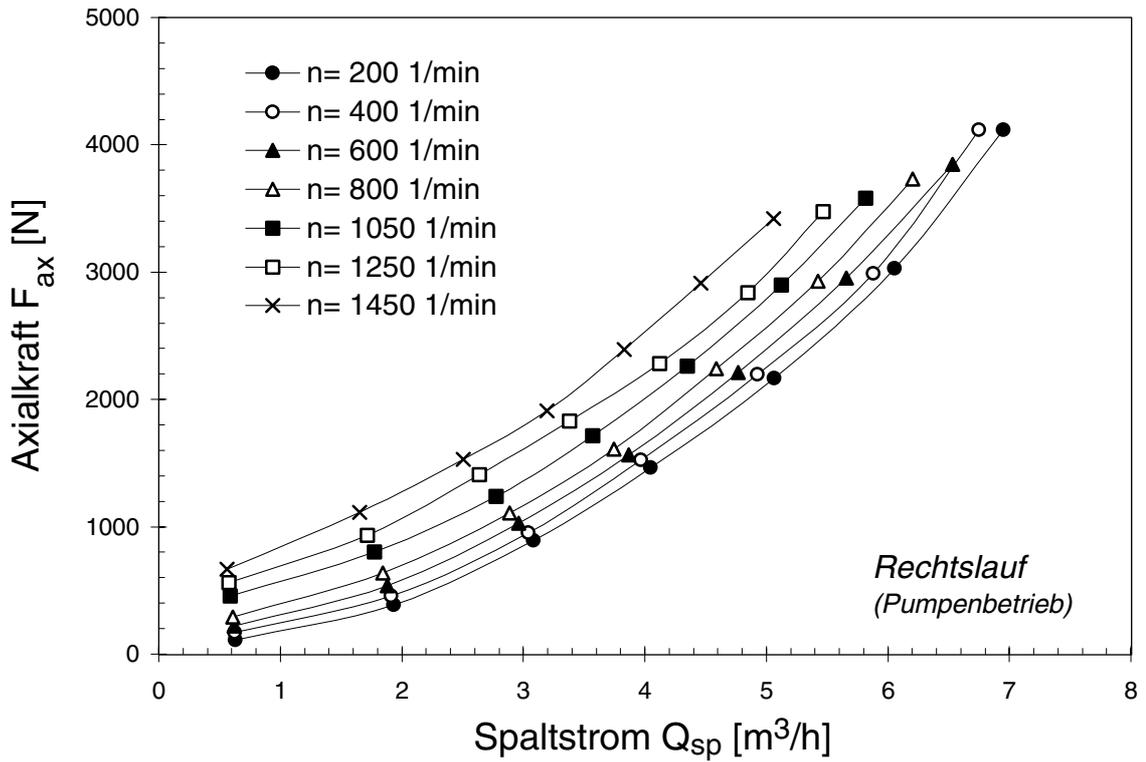


Bild 89: Gemessener Axial Schub  $F_{ax}$  in Abhängigkeit des Spaltstromes  $Q_{Sp}$  mit der Drehzahl  $n$  als Parameter bei abgedecktem Laufrad im Rechtslauf

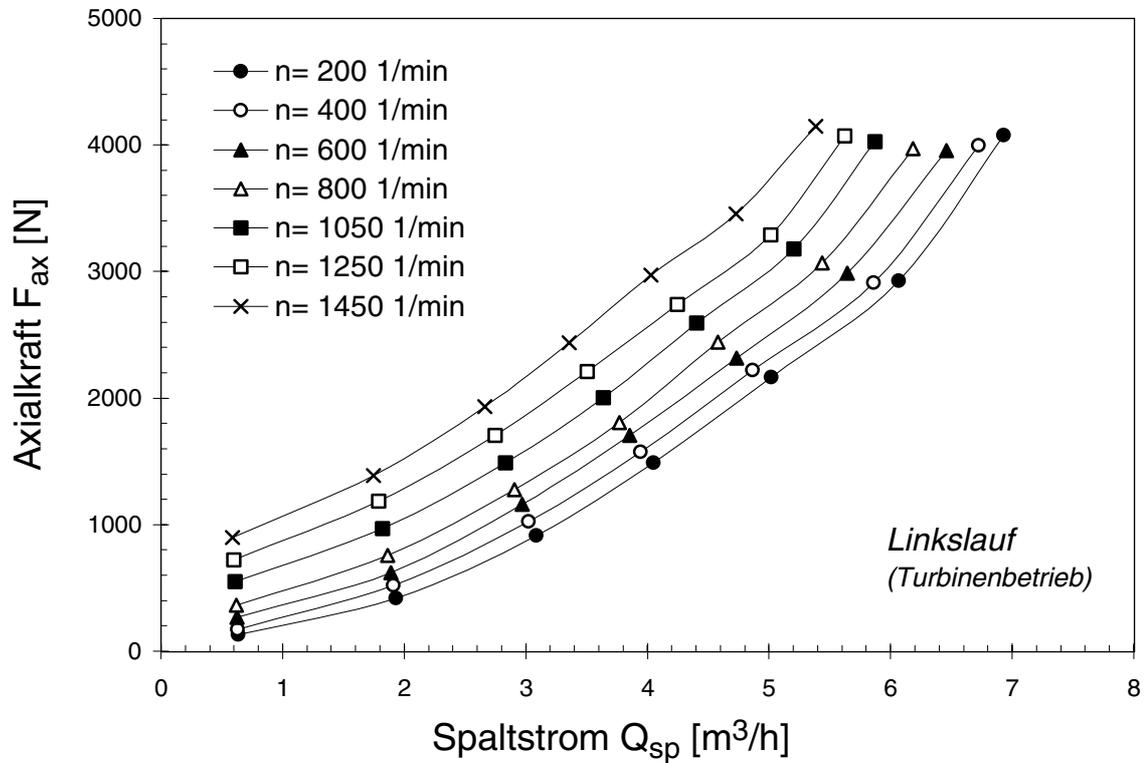


Bild 90: Gemessener Axial Schub  $F_{ax}$  in Abhängigkeit des Spaltstromes  $Q_{Sp}$  mit der Drehzahl  $n$  als Parameter bei abgedecktem Laufrad im Linkslauf

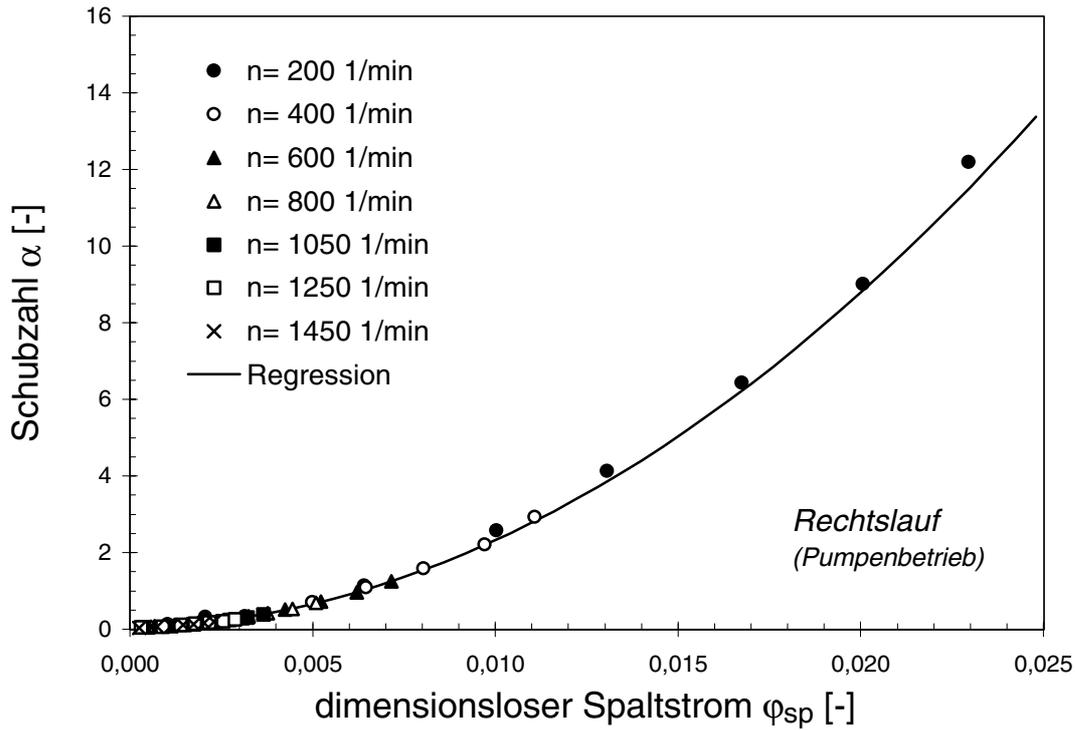


Bild 91: Dimensionslose Darstellung der Ergebnisse aus Bild 87 und 89 (Rechtslauf)

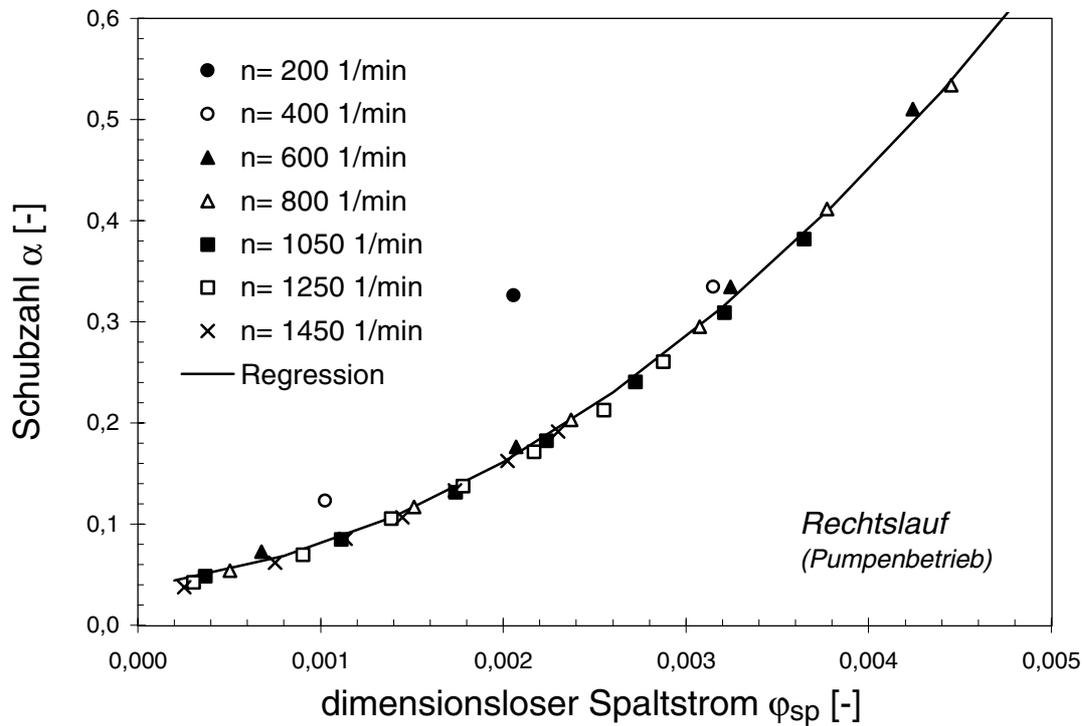


Bild 92: Ausschnitt aus Bild 91 (Rechtslauf)

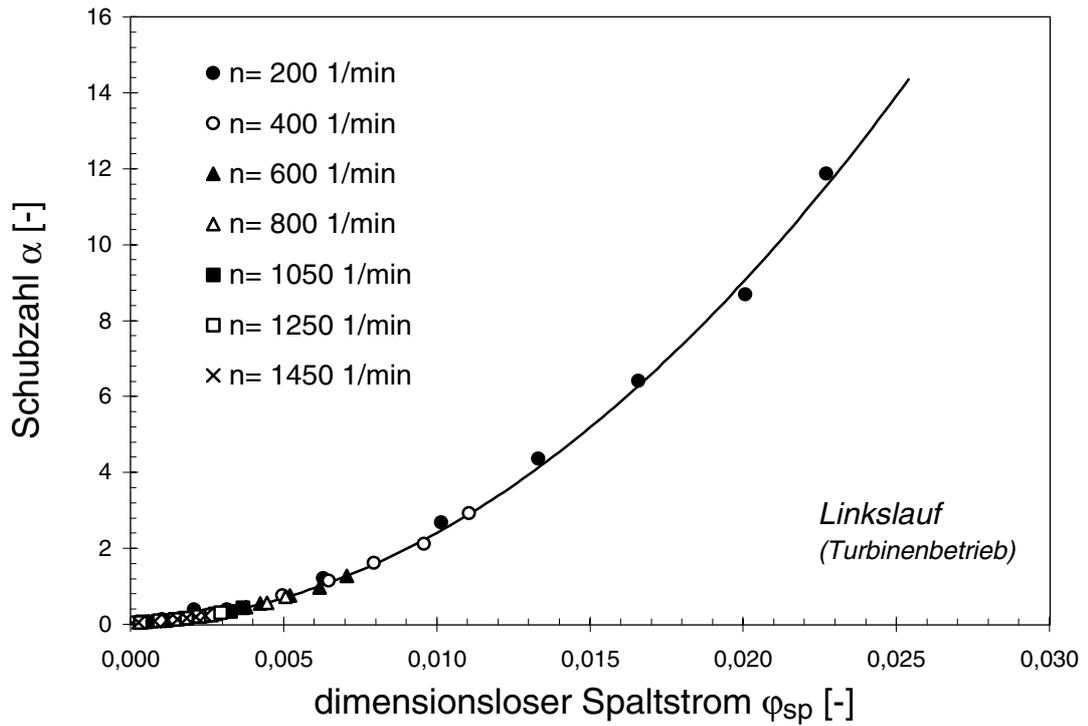


Bild 93: Dimensionslose Darstellung der Ergebnisse aus Bild 89 und 90 (Linkslauf)

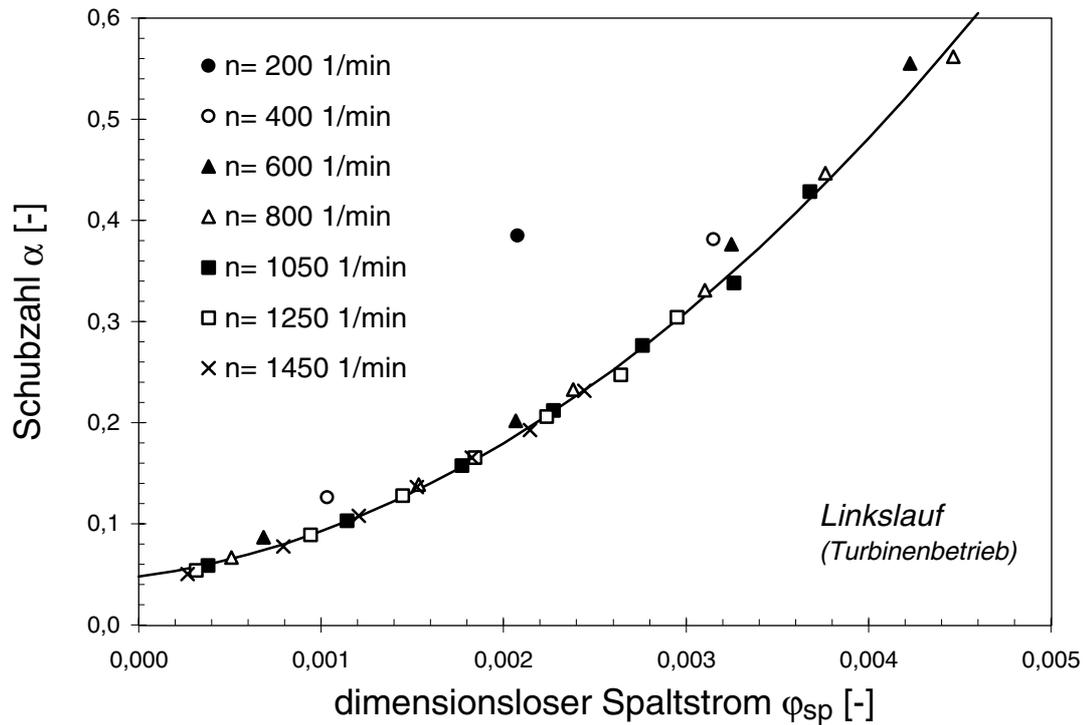


Bild 94: Ausschnitt aus Bild 93 für den Bereich höherer Drehzahlen (Linkslauf)

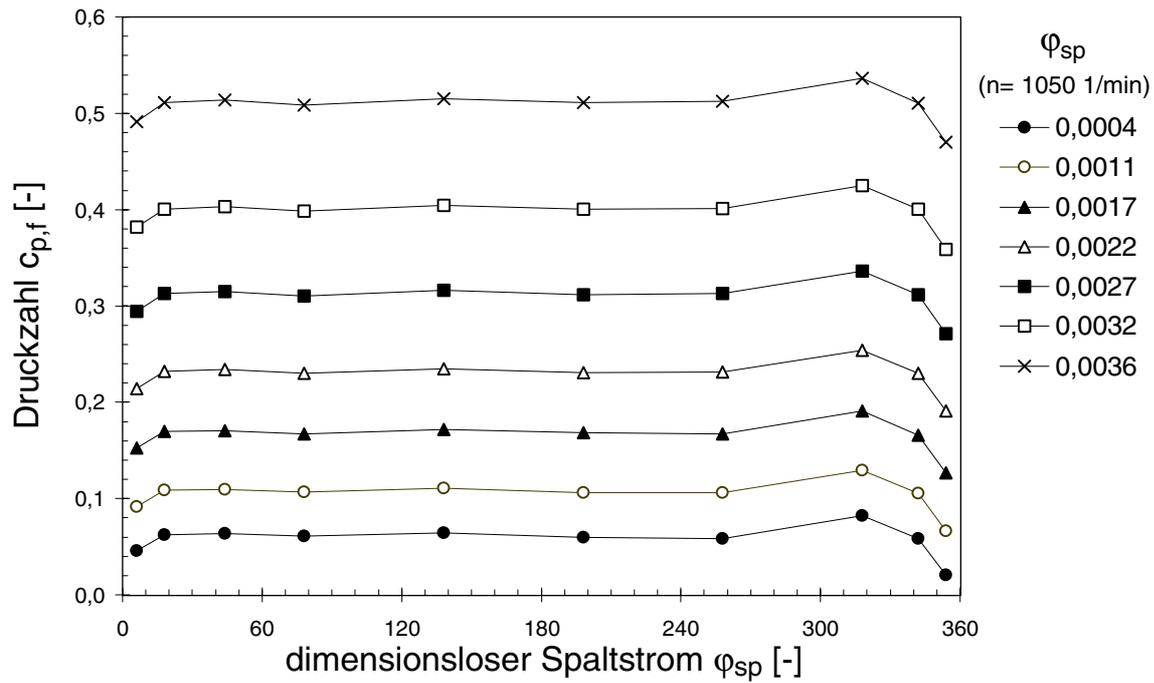


Bild 95: Periphere Druckverteilung bei  $r/r_2 = 1,0$  und unterschiedlichen Spaltströmen  $\varphi_{sp}$  mit abgedecktem Laufrad bei der Drehzahl  $n = 1050$  1/min (Rechtslauf)

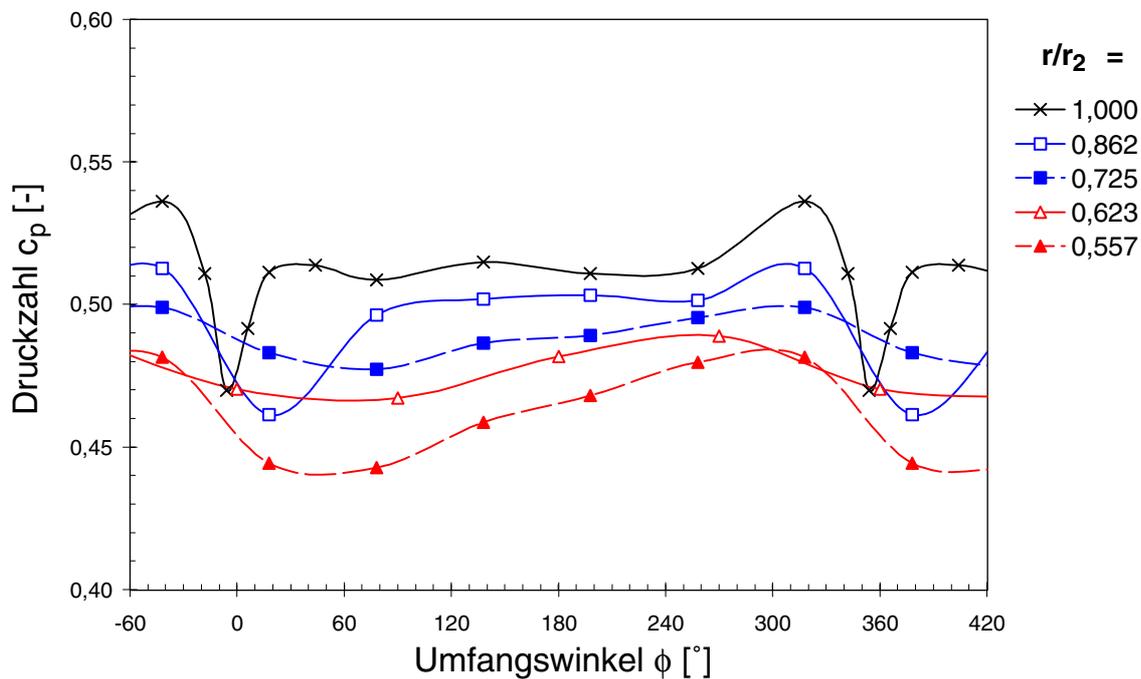


Bild 96: Periphere Druckverteilung an verschiedenen Radien des saugseitigen Radseitenraumes bei  $\varphi_{sp} = 0,0036$  mit abgedecktem Laufrad bei  $n = 1050$  1/min im Rechtslauf (mit *Spline*-Interpolation)

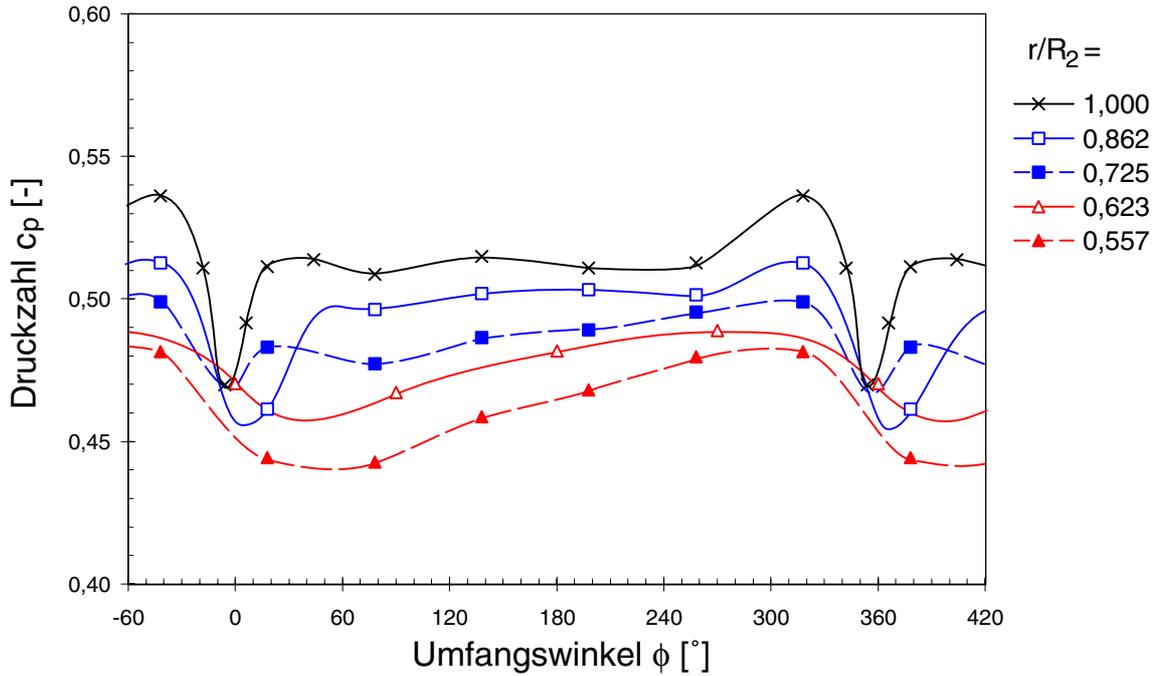


Bild 97: Gemessene periphere Druckverteilung an verschiedenen Radien des saugseitigen Radseitenraumes bei  $\varphi_{sp} = 0,0036$  mit abgedecktem Laufrad bei  $n = 1050$  1/min im Rechtslauf mit hypothetischem Verlauf der Interpolationswerte

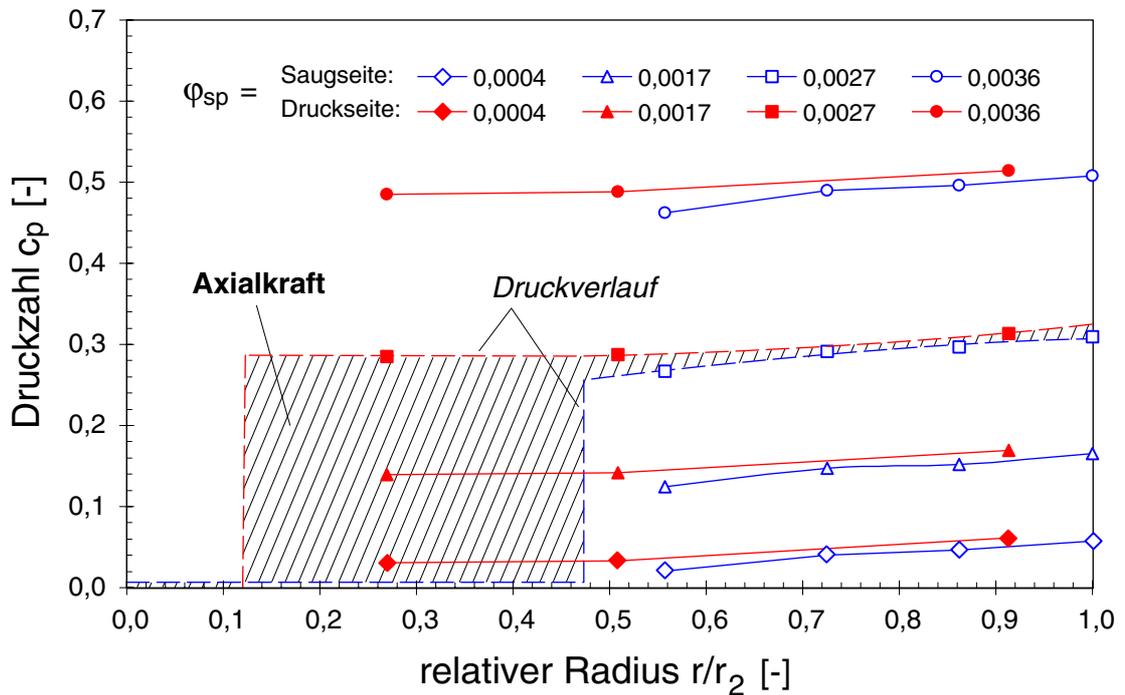


Bild 98: Messung und Approximation der radialen Druckverteilung in beiden Radseitenräumen zur Bestimmung der Druckkräfte beim abgedecktem Laufrad am Beispiel des Rechtslaufs

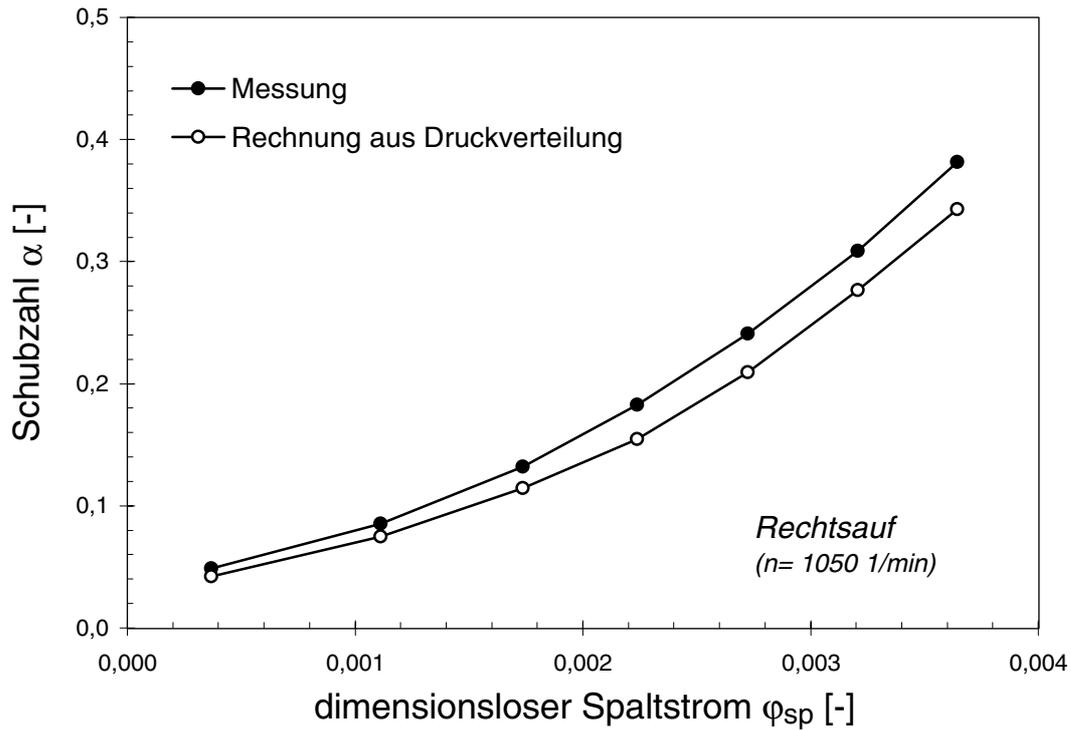


Bild 99: Gemessene und aus der Intergration der radialen Druckverteilung gerechnete Schubzahl (abgedecktes Laufrad im Rechtslauf)

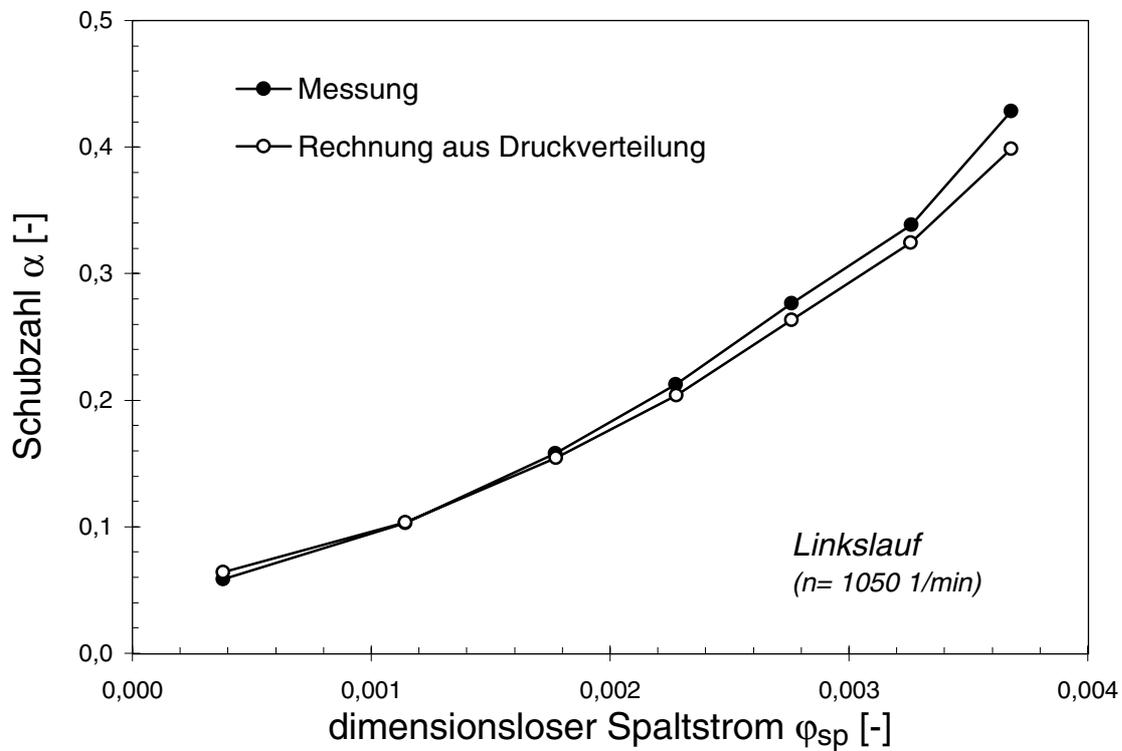


Bild 100: Gemessene und aus der Intergration der radialen Druckverteilung gerechnete Schubzahl (abgedecktes Laufrad im Linkslauf)

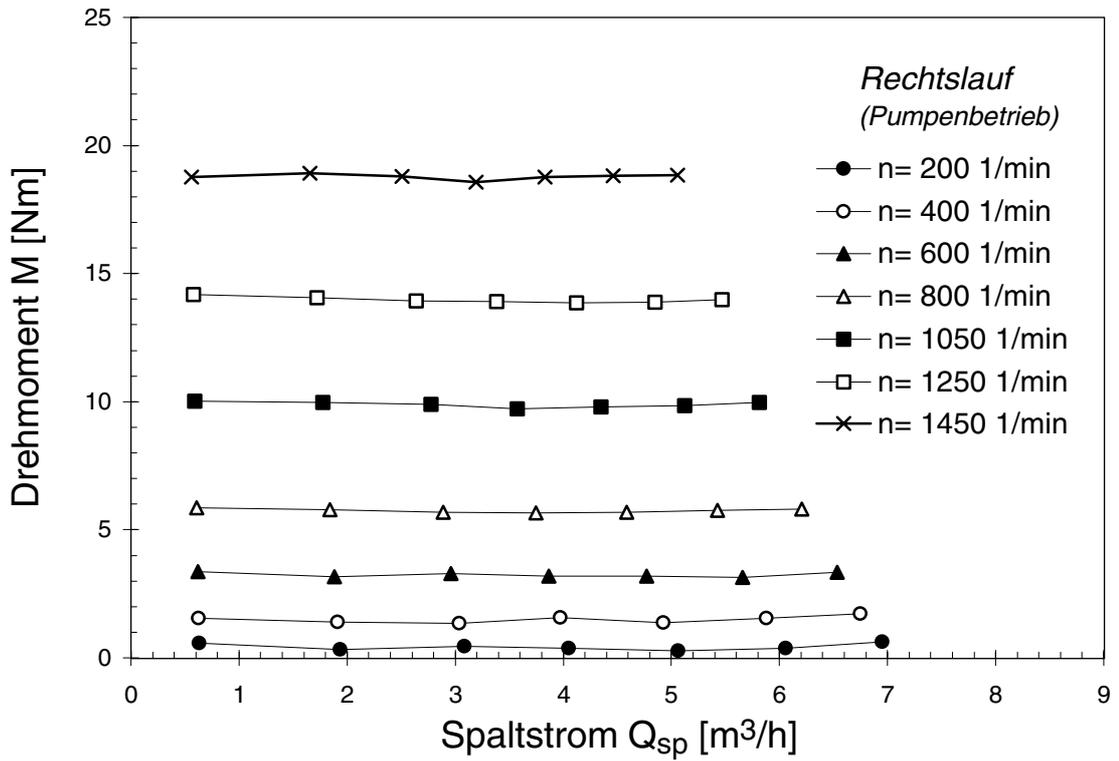


Bild 101: Drehmoment  $M$  in Abhängigkeit des Spaltstromes  $Q_{Sp}$  bei verschiedenen Drehzahlen im Rechtslauf

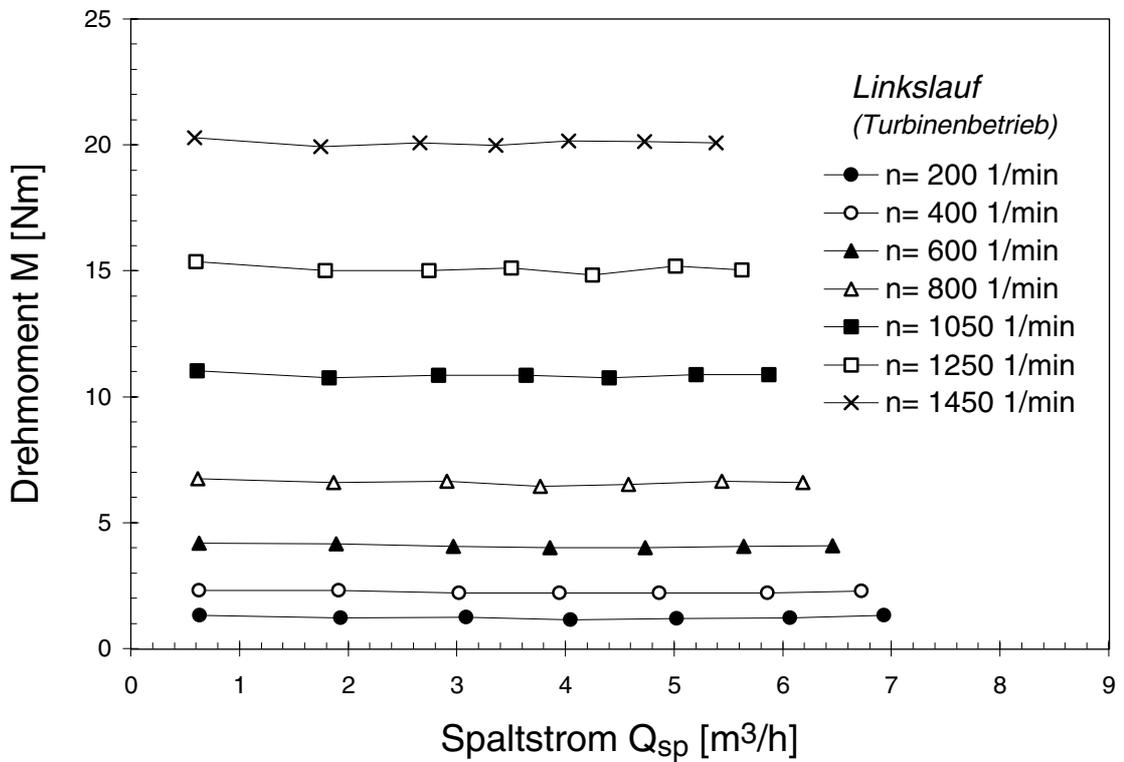


Bild 102: Drehmoment  $M$  in Abhängigkeit des Spaltstromes  $Q_{Sp}$  bei verschiedenen Drehzahlen im Linkslauf

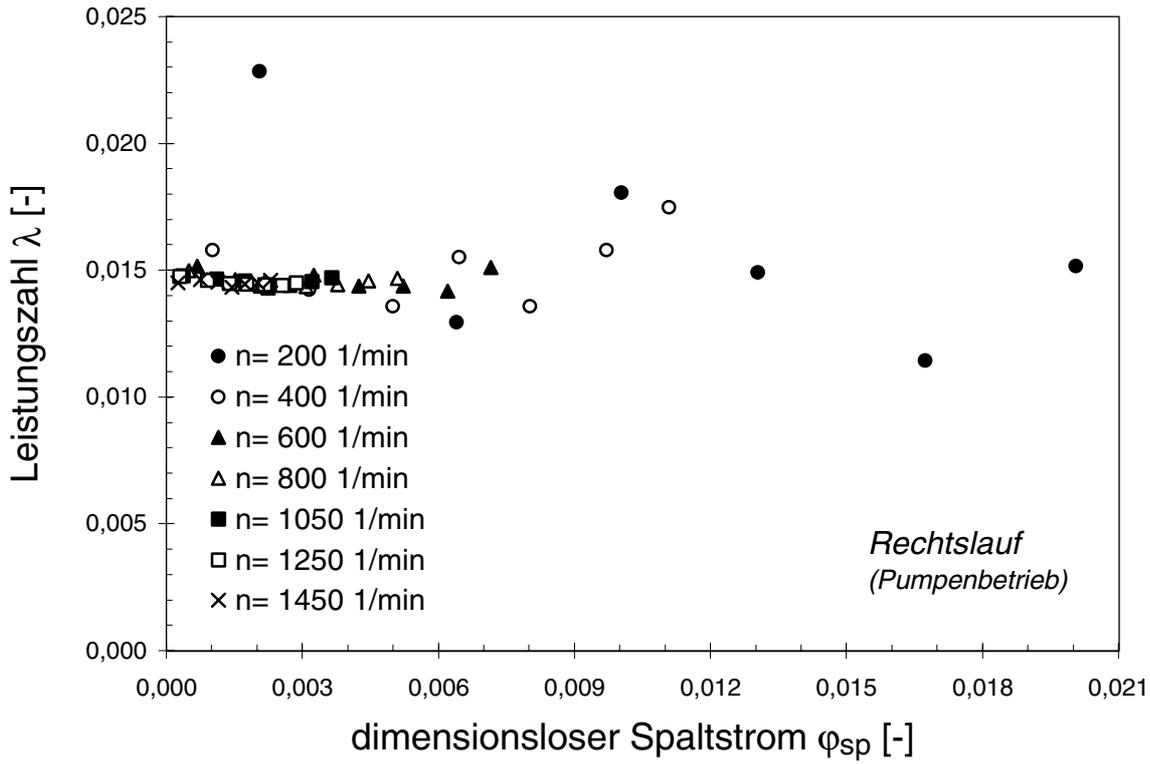


Bild 103: Leistungsaufnahme (dimensionslos) mit abgedecktem Laufrad im Rechtslauf

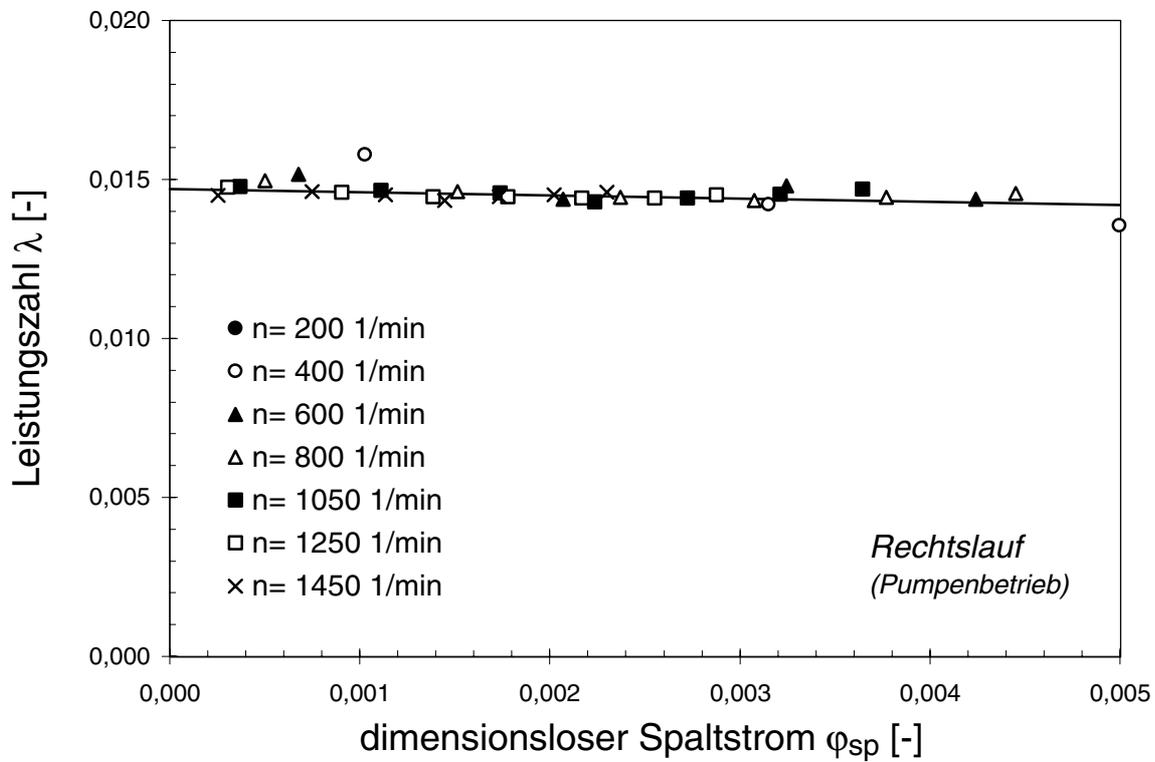


Bild 104: Ausschnitt aus Bild 103 für höhere Drehzahlen

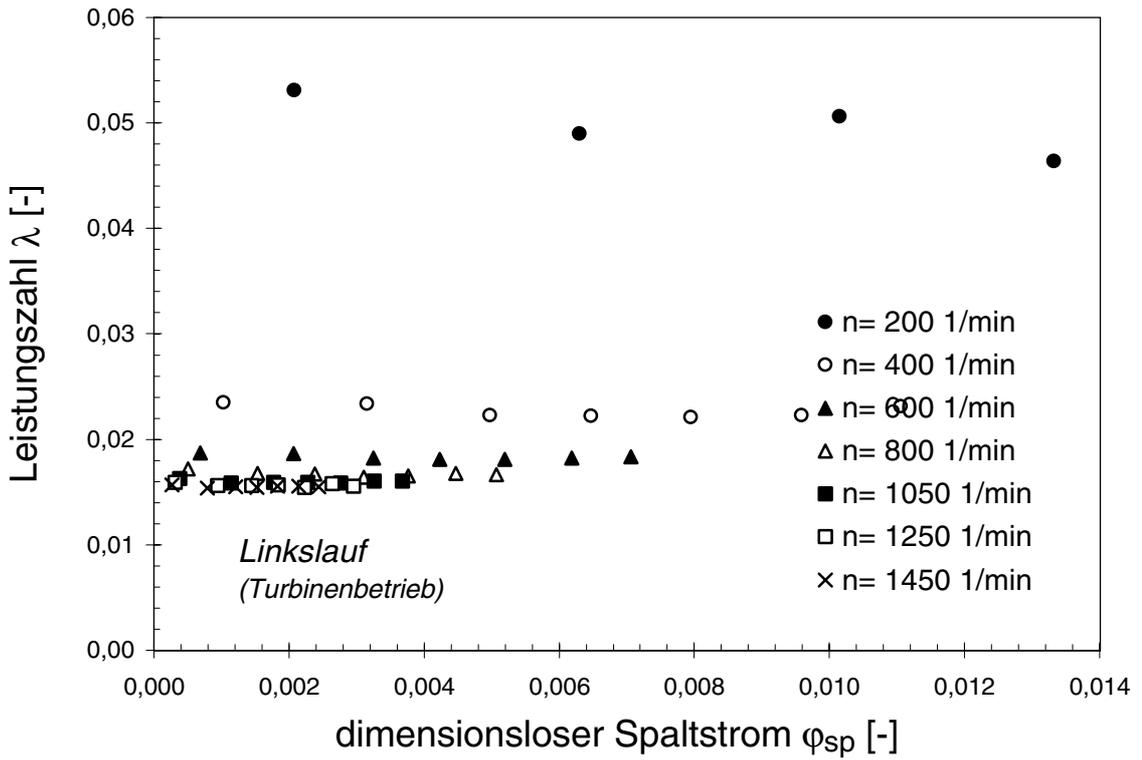


Bild 105: Leistungsaufnahme (dimensionslos) mit abgedecktem Laufrad im Linkslauf

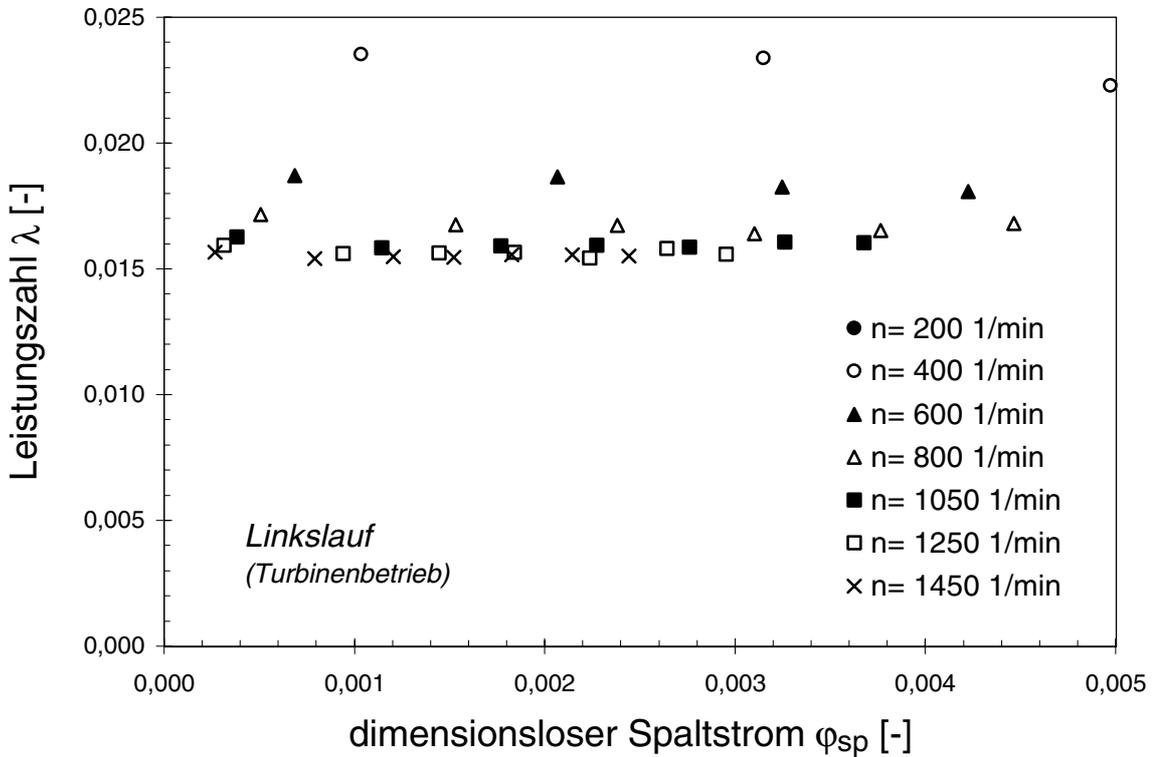


Bild 106: Ausschnitt aus Bild 105 für höhere Drehzahlen

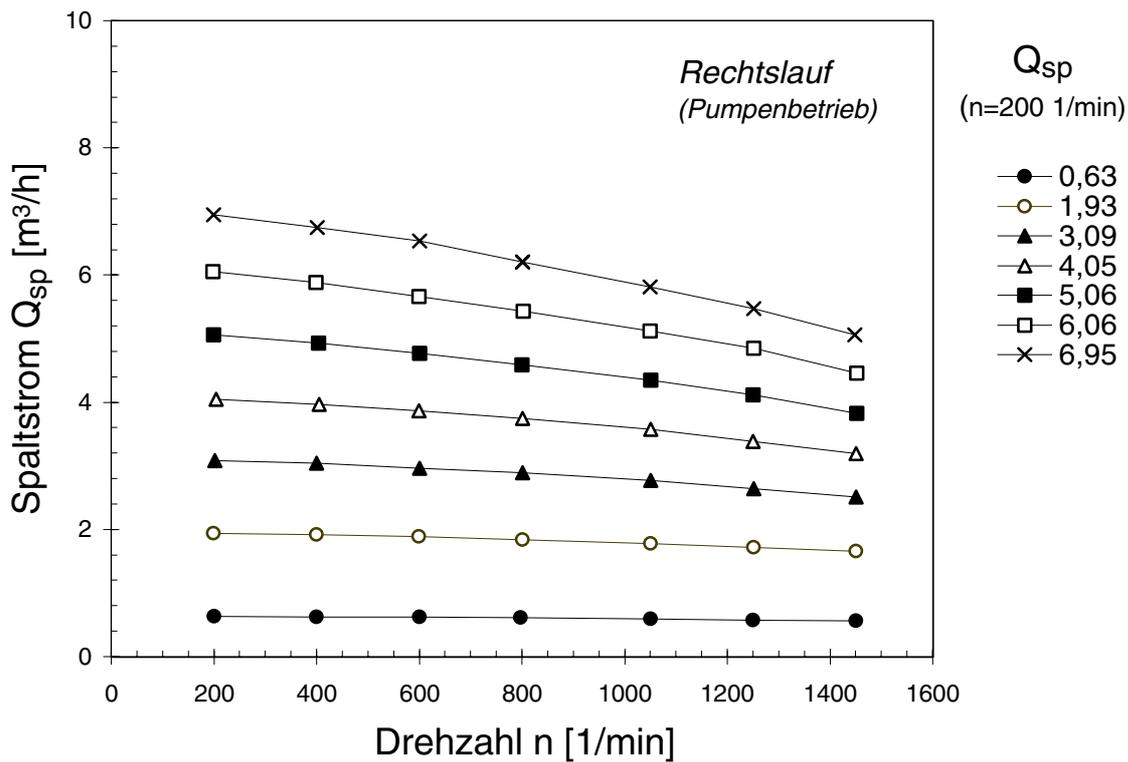


Bild 107: Spaltstromverhalten bei Änderung der Drehzahl im Rechtslauf

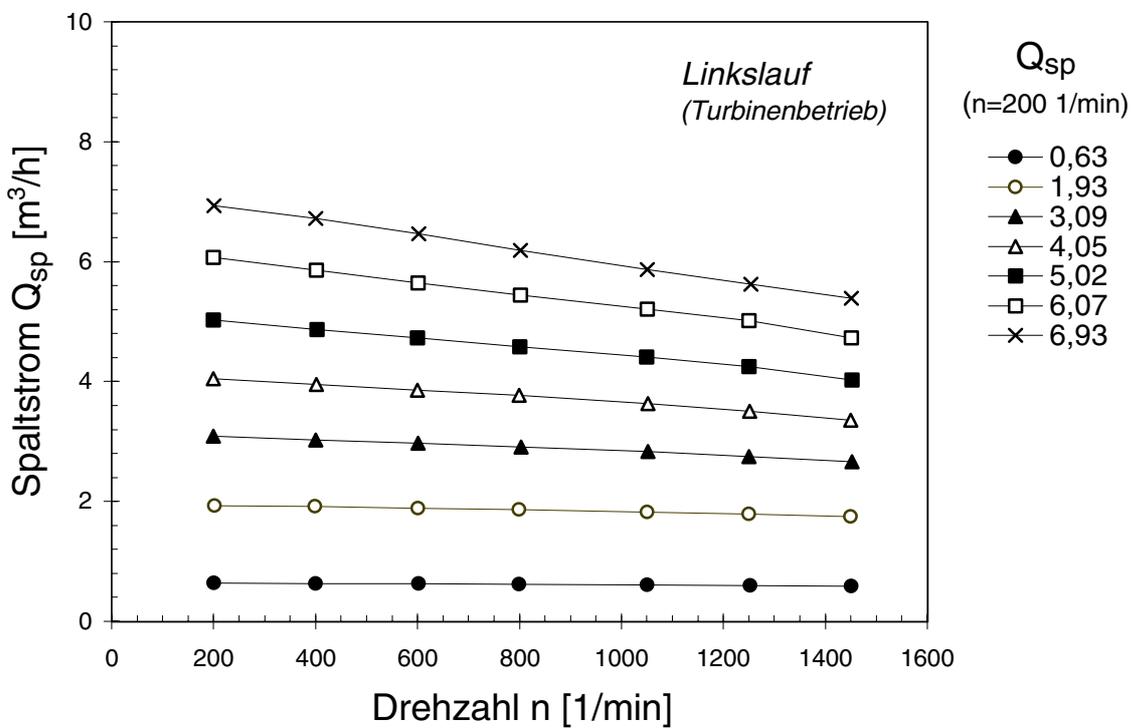


Bild 108: Spaltstromverhalten bei Änderung der Drehzahl im Linkslauf

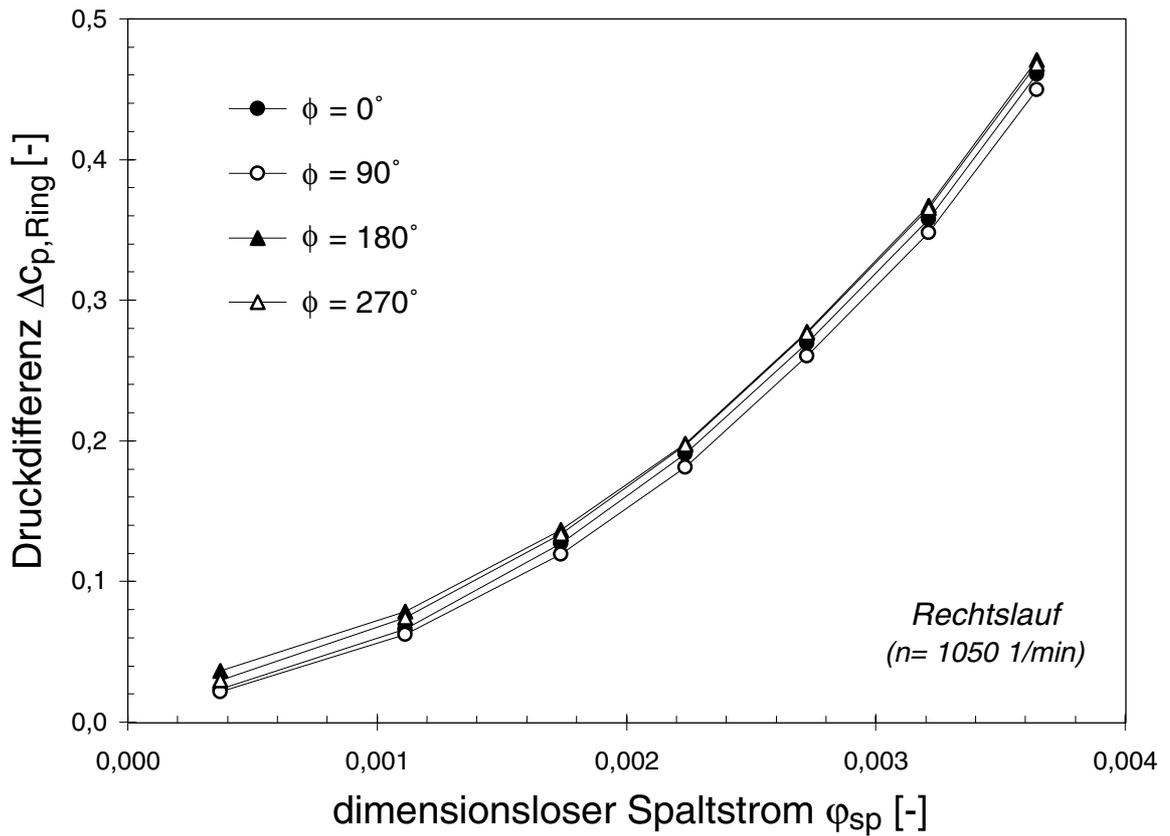


Bild 109: Druckabfall am Ringspalt  $\Delta c_{p,Ring}$  im Rechtslauf bei Änderung des Referenz-Spaltstromes  $Q_{ref}$

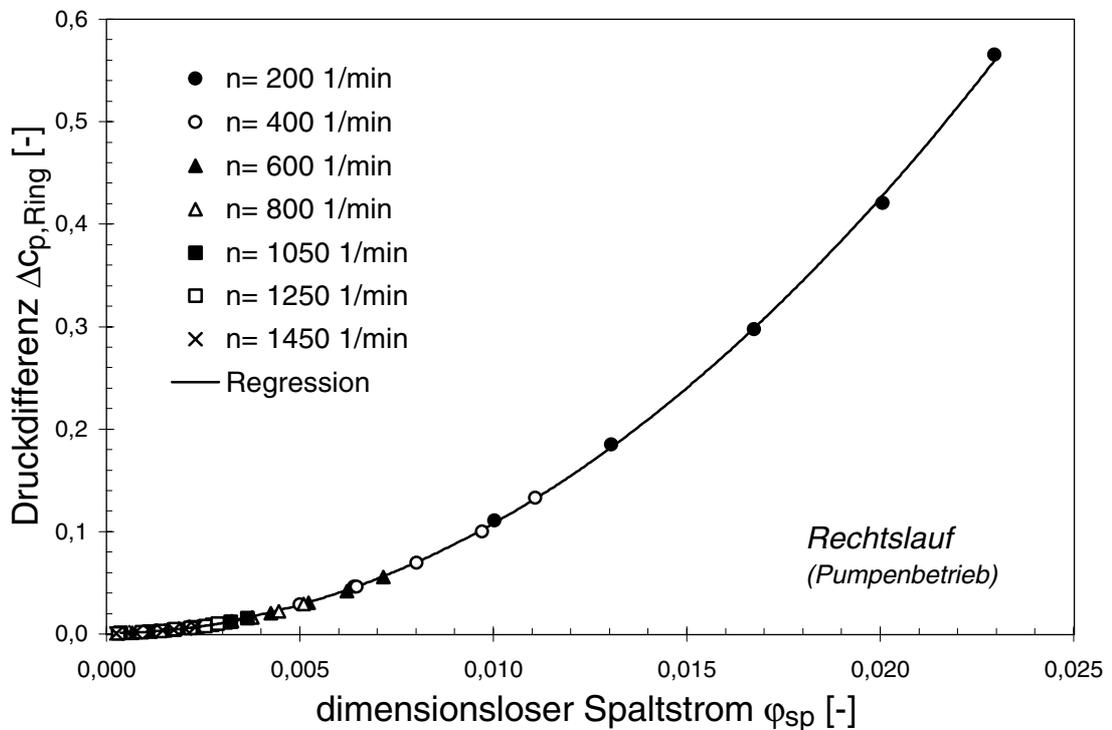


Bild 110: Druckabfall am saugseitigen Spaltring (Mittelwert) über dem Spaltstrom in dimensionsloser Darstellung (Rechtslauf)

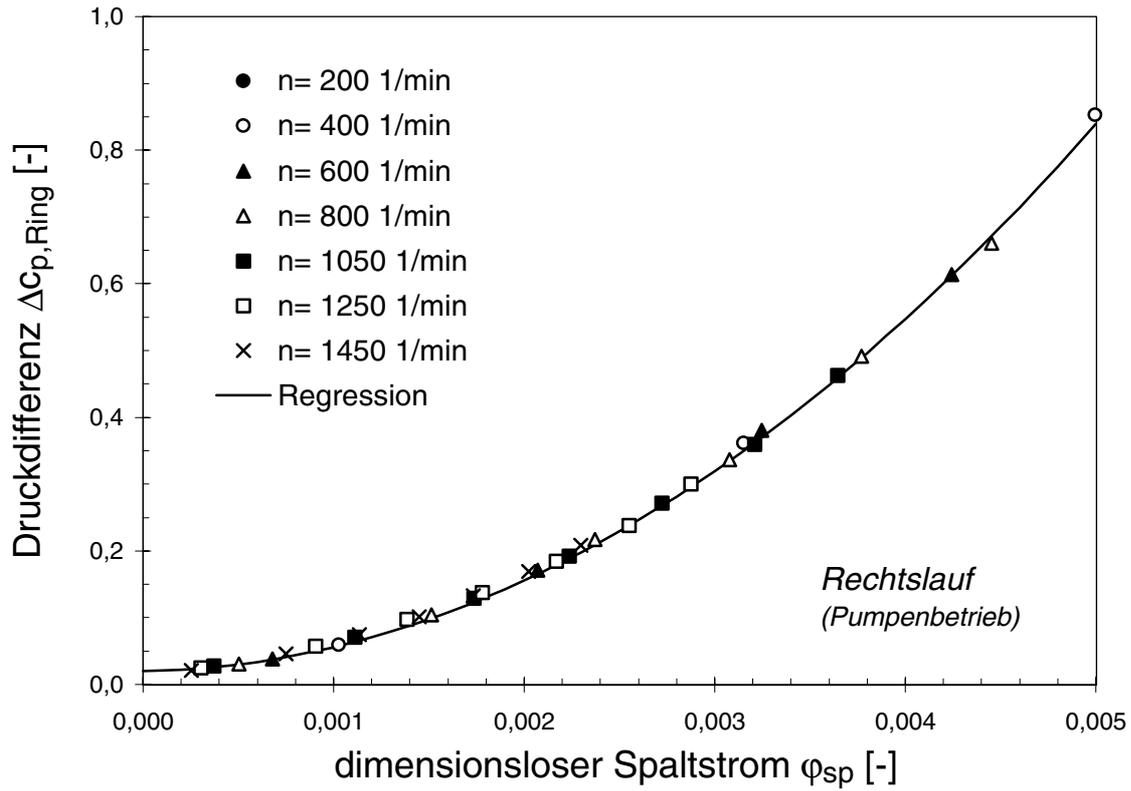


Bild 111: Ausschnitt aus Bild 110 für den Bereich höherer Drehzahlen

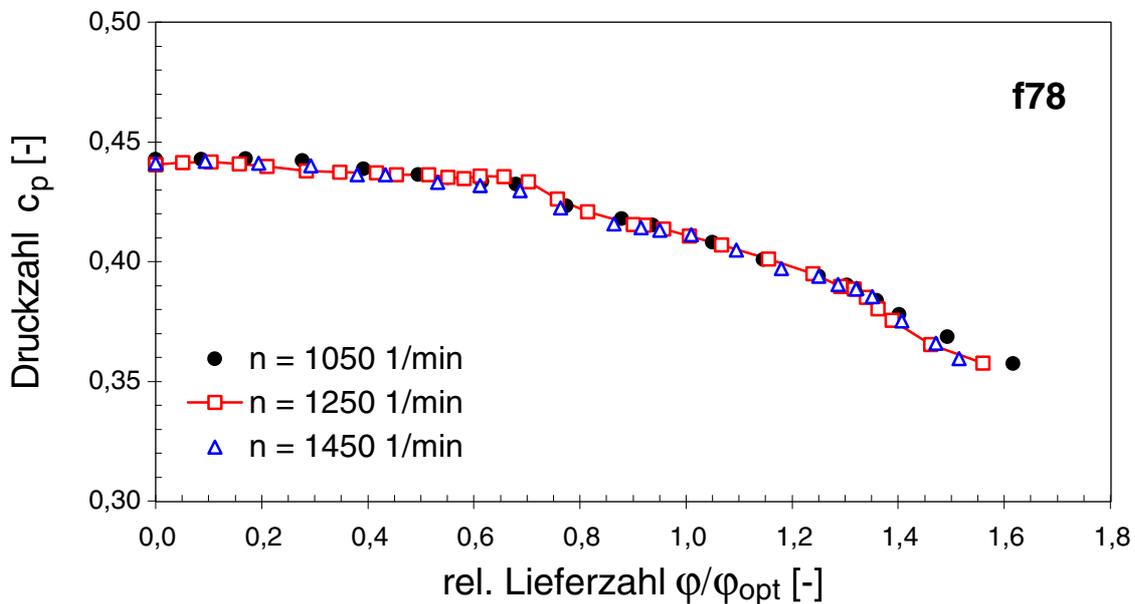


Bild 112: Statischer Druck (dimensionslos) an der Gehäusewand des saugseitigen Radseitenraumes, Meßstelle f78 für n = 1050, 1250 und 1450 1/min

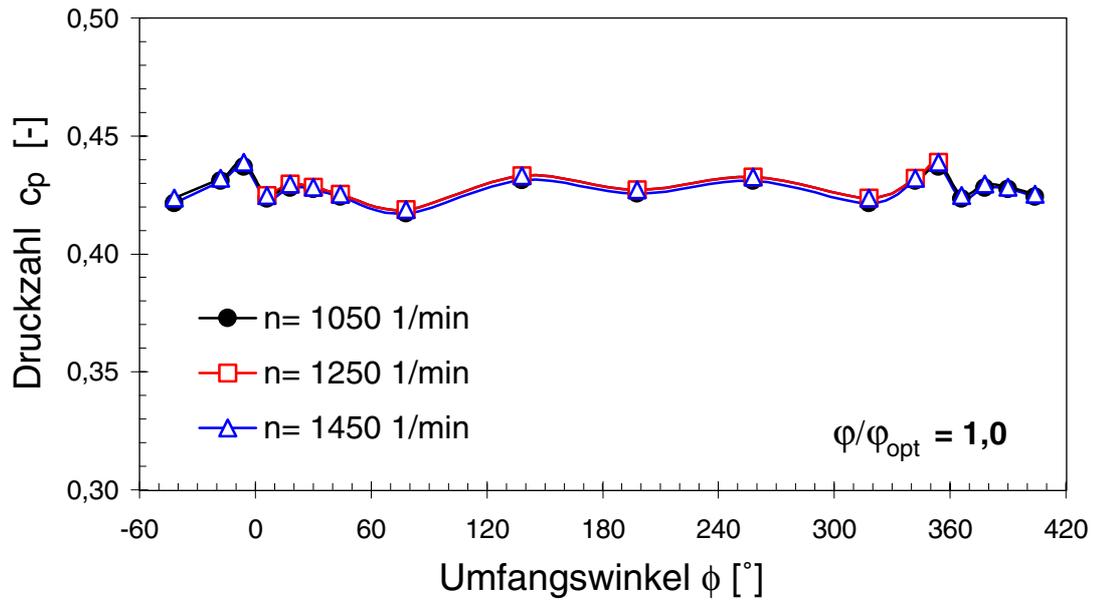


Bild 113: Peripherer Verlauf der Druckzahl  $c_p$  am Eintritt des Radseitenraumes ( $r/r_2 = 1,0$ ) im Bestpunkt ( $\phi/\phi_{opt} = 1,0$ ) bei den Drehzahlen  $n = 1050, 1250$  und  $1450$  1/min

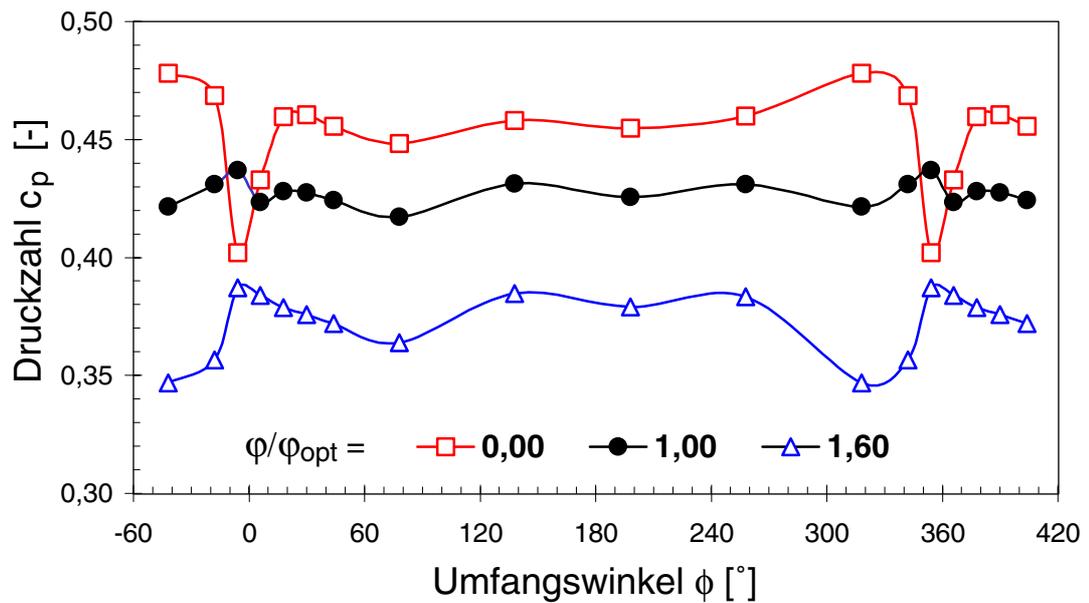


Bild 114: Vergleich des periphereren Verlaufes der Druckzahl  $c_p$  am Eintritt des Radseitenraumes ( $r/r_2 = 1,0$ ) für  $\phi/\phi_{opt} = 0, 1,0$  und  $1,6$  bei  $n = 1050$  1/min

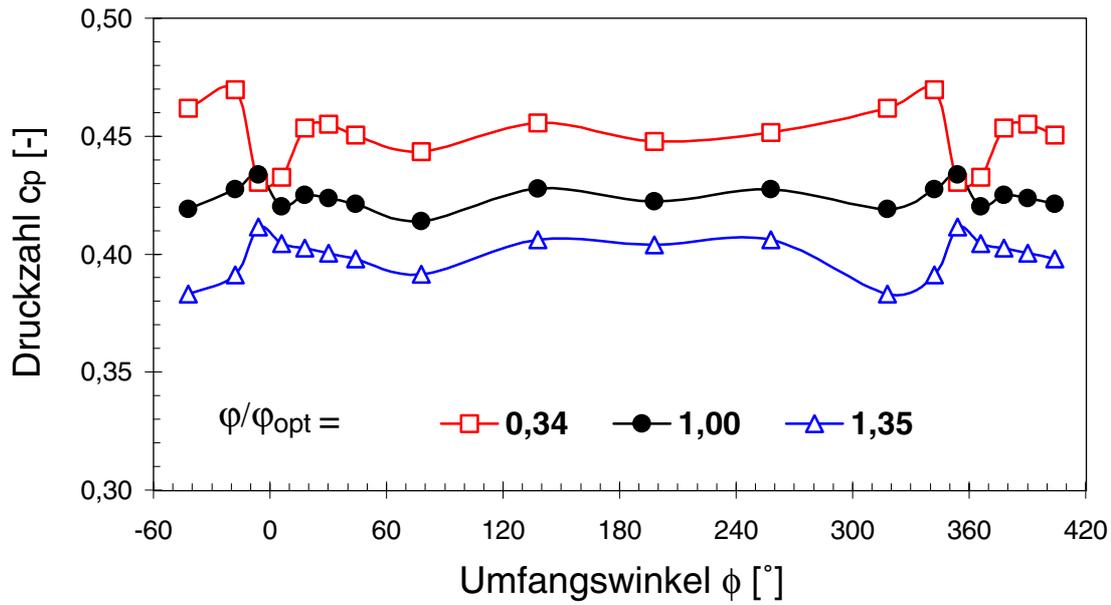


Bild 115: Vergleich des periphereren Verlaufes der Druckzahl  $c_p$  am Eintritt des Radseitenraumes ( $r/r_2 = 1,0$ ) für  $\phi/\phi_{opt} = 0,34, 1,0$  und  $1,35$  bei  $n = 1050$  1/min

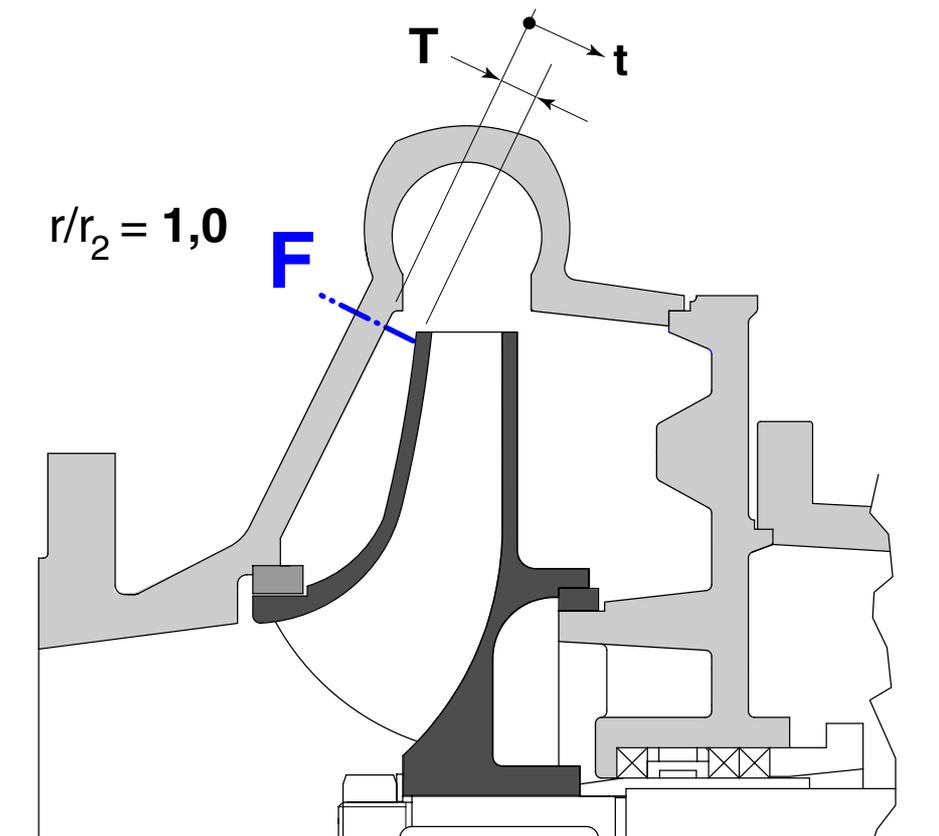


Bild 116: Beschreibung der geometrischen Verhältnisse bei den Sondenmessungen am Eintritt in den saugseitigen Radseitenraum

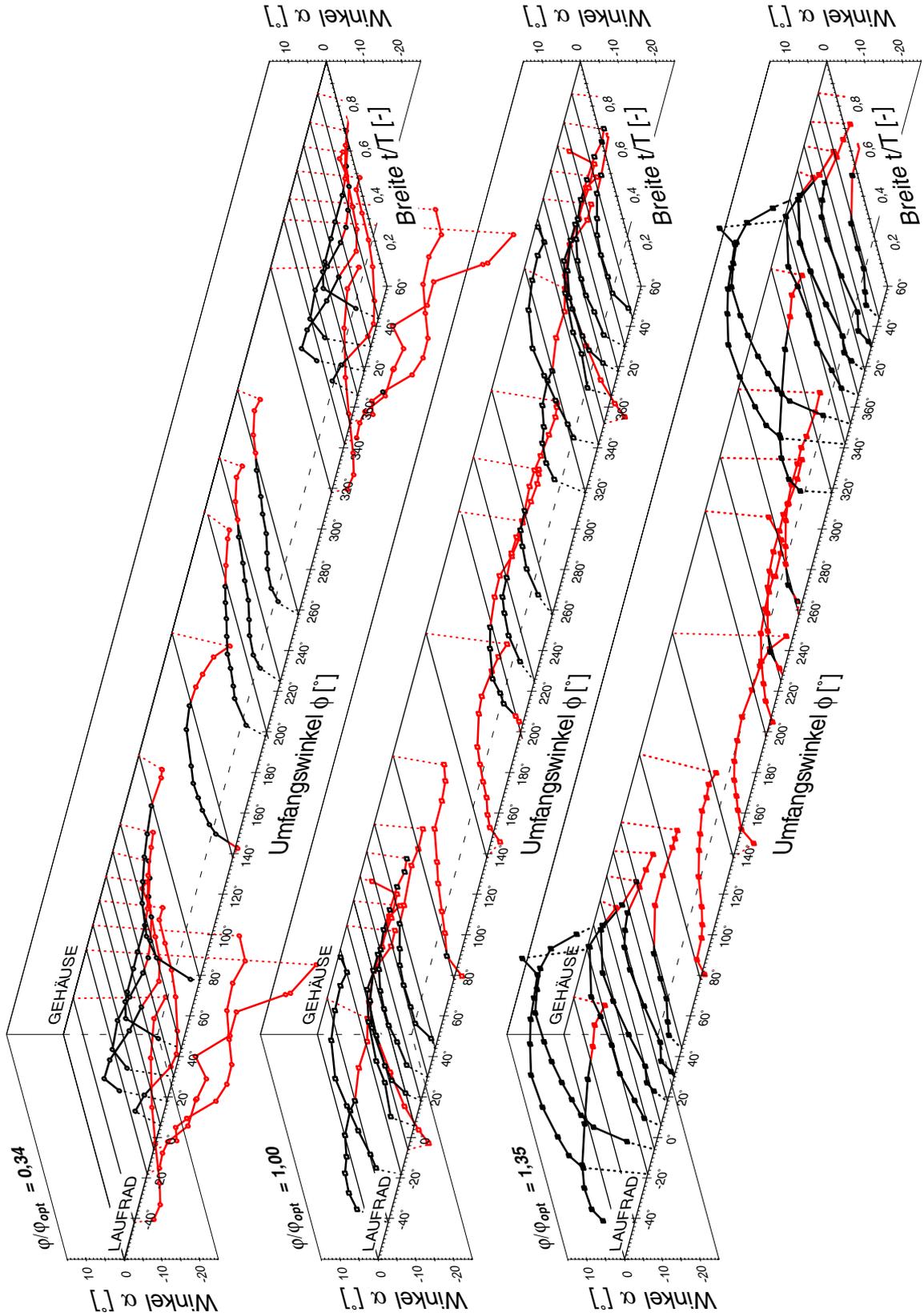


Bild 117: Gemessener Strömungswinkel  $\alpha$  über dem Umfang und die Radseitenraumbreite bei  $r/r_2 = 1,0$  für  $\phi/\phi_{opt} = 0,34, 1,0$  und  $1,35$

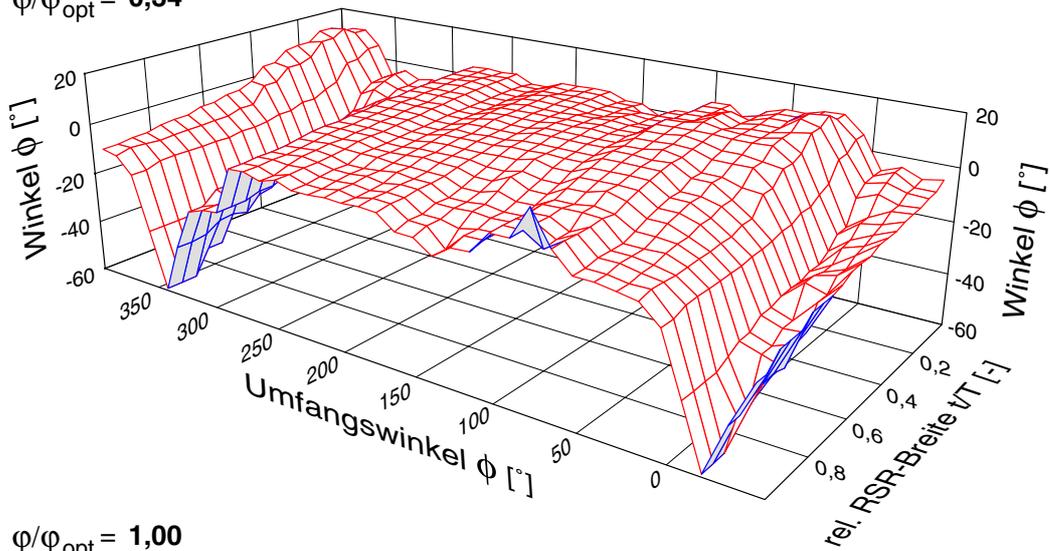
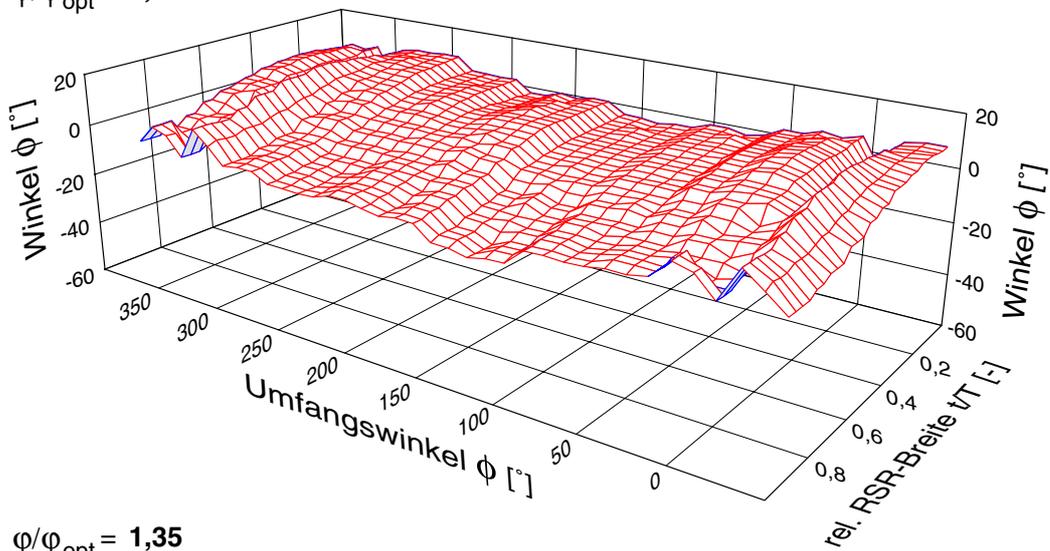
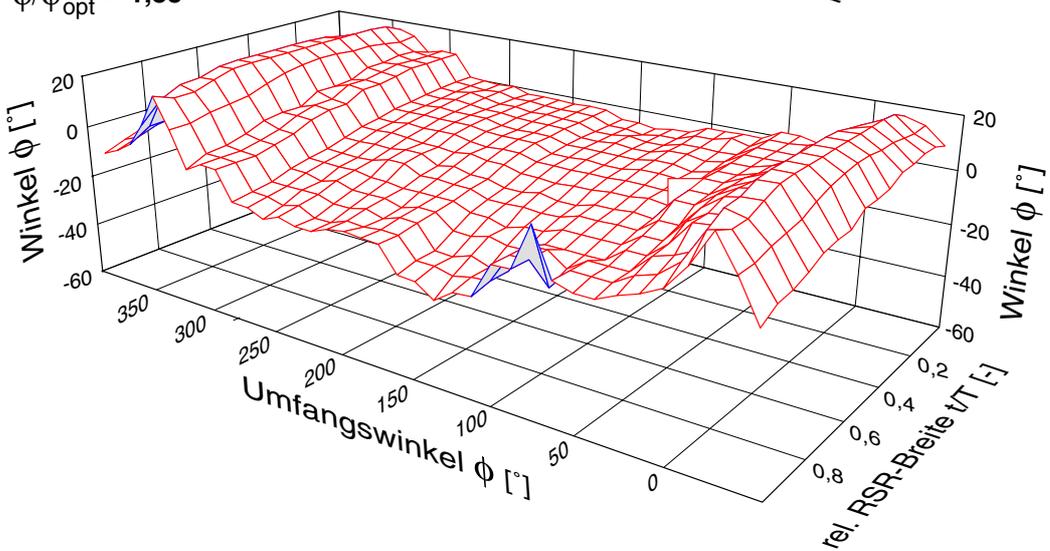
$\varphi/\varphi_{\text{opt}} = 0,34$ 

 $\varphi/\varphi_{\text{opt}} = 1,00$ 

 $\varphi/\varphi_{\text{opt}} = 1,35$ 


Bild 118: Approximationsergebnisse für den Strömungswinkel  $\alpha$  aus den Meßdaten nach Bild 117

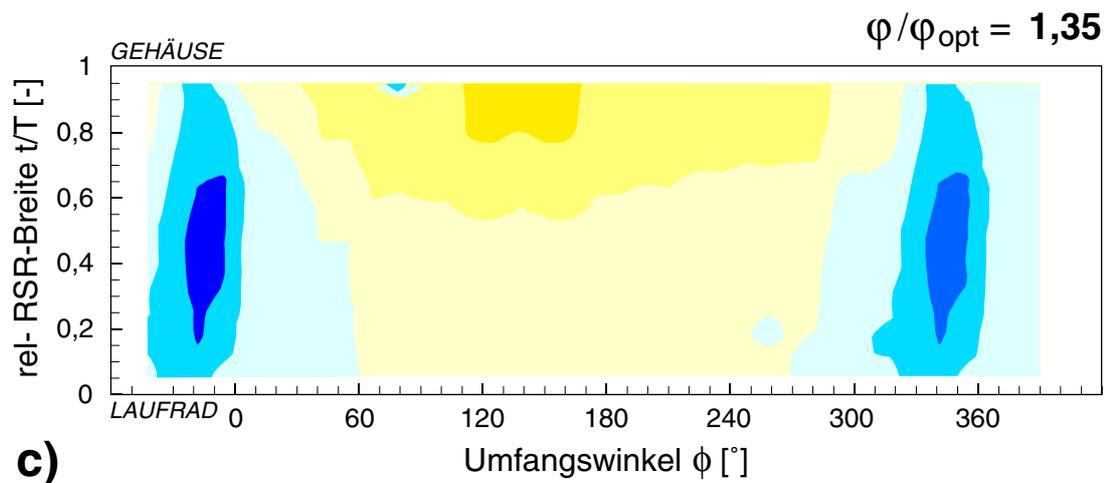
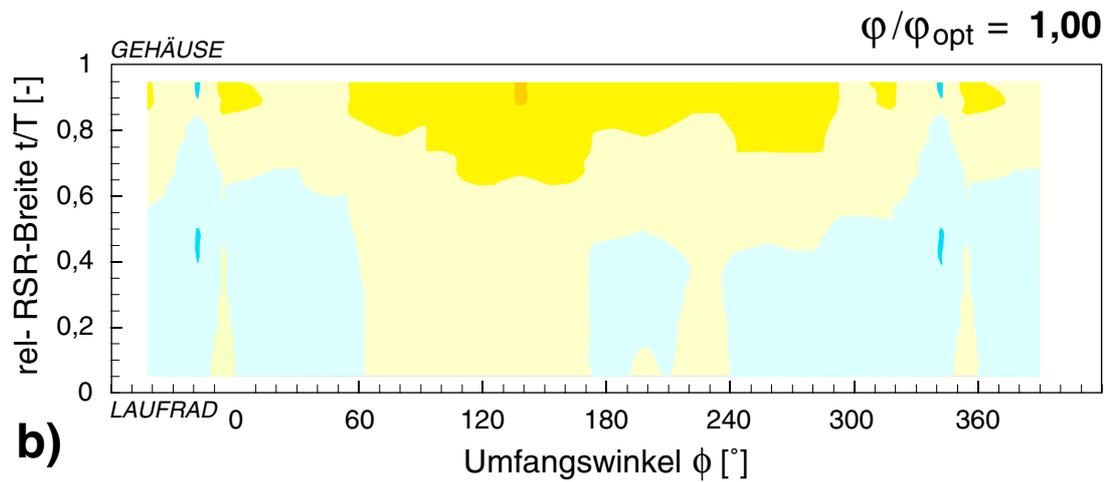
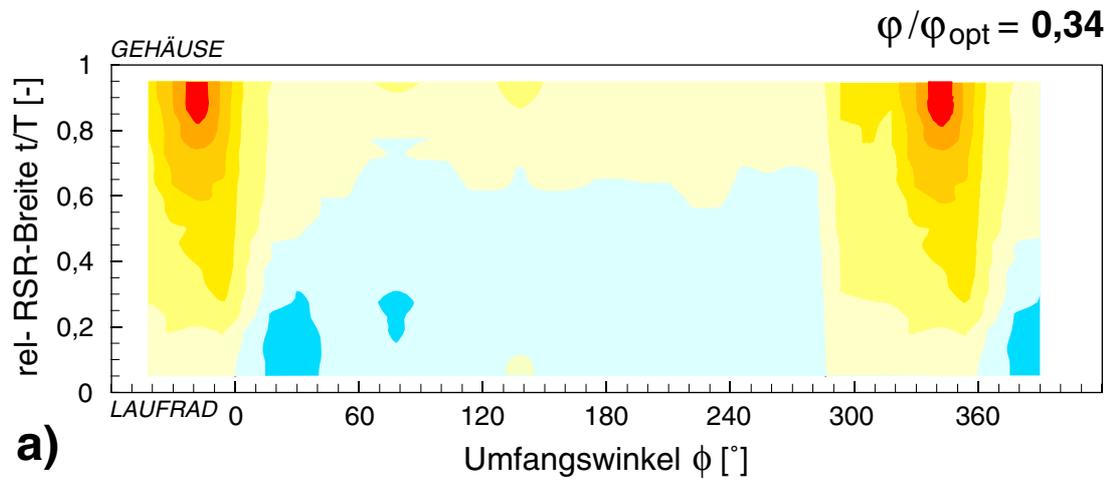
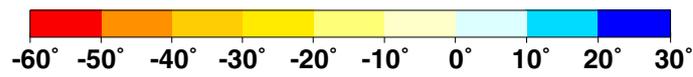
Strömungswinkel  $\alpha$  [°]

Bild 119: Isolinien für den Strömungswinkel  $\alpha$  aus den Meßergebnissen nach Bild 117 bei  $r/r_2 = 1,0$  für  $\varphi/\varphi_{\text{opt}} = 0,34, 1,0$  und  $1,35$

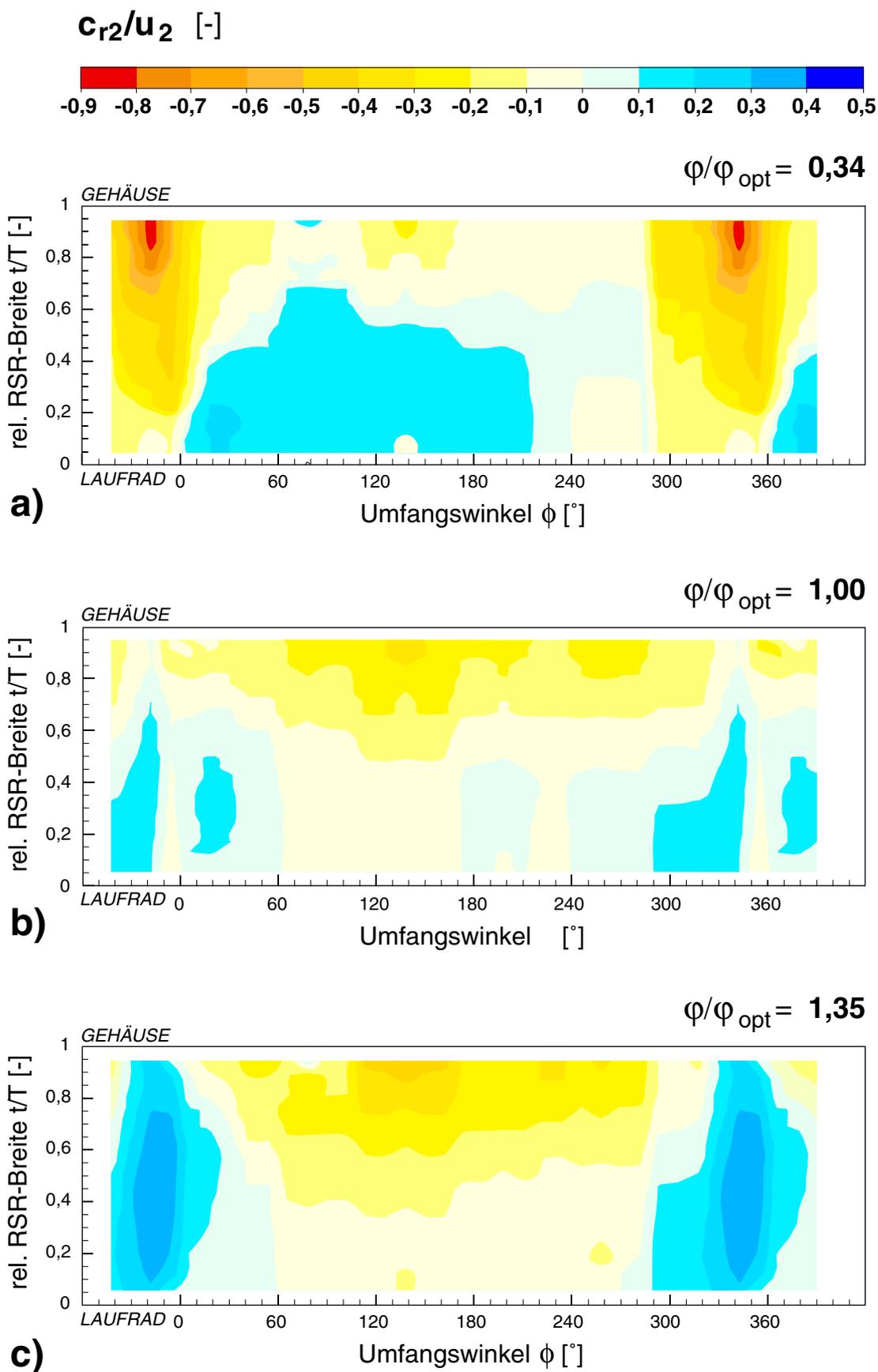


Bild 120: Isolinien für die relative Meridiangeschwindigkeit  $c_{r2}/u_2$  bei  $r/r_2 = 1,0$  für  $\varphi/\varphi_{opt} = 0,34, 1,0$  und  $1,35$

### Kernrotation $K = \beta/\omega$

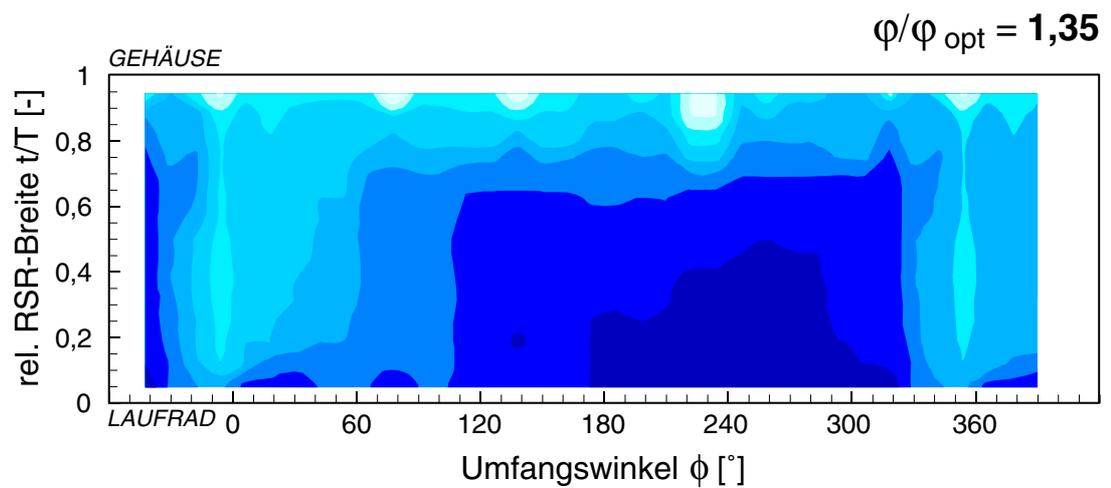
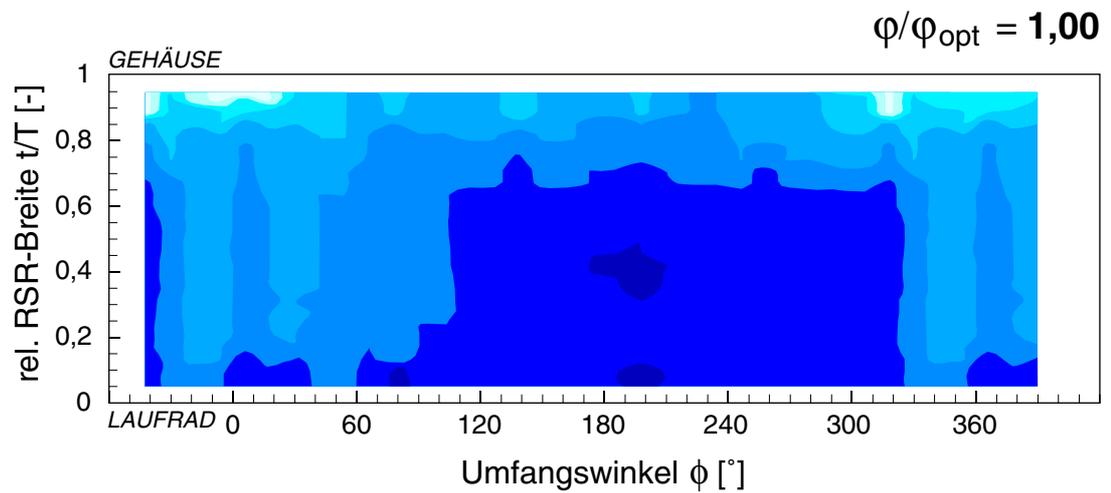
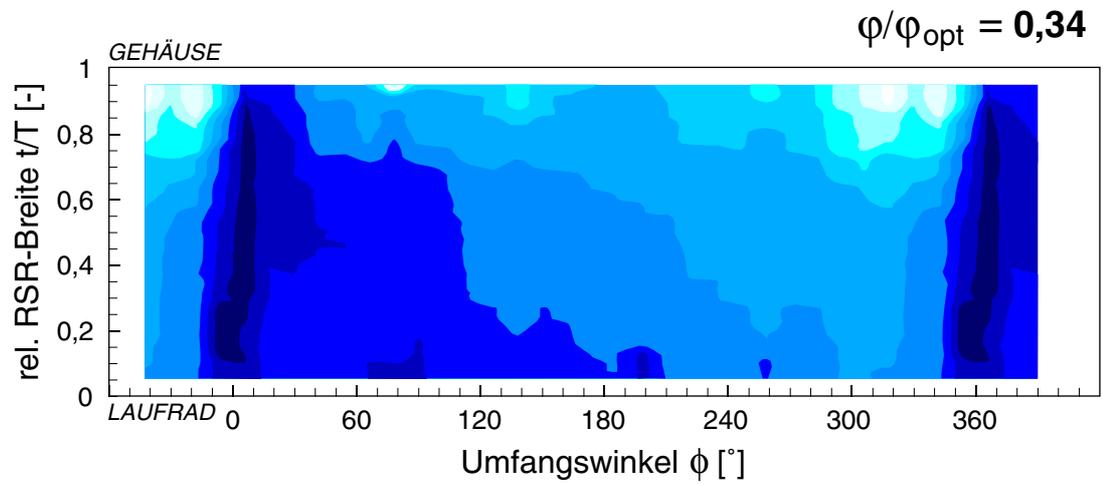
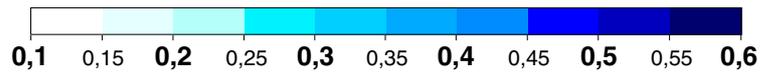


Bild 121: Isolinien für die Kernrotation  $K = \beta/\omega$  bei  $r/r_2 = 1,0$  für  $\varphi/\varphi_{\text{opt}} = 0,34, 1,0$  und  $1,35$

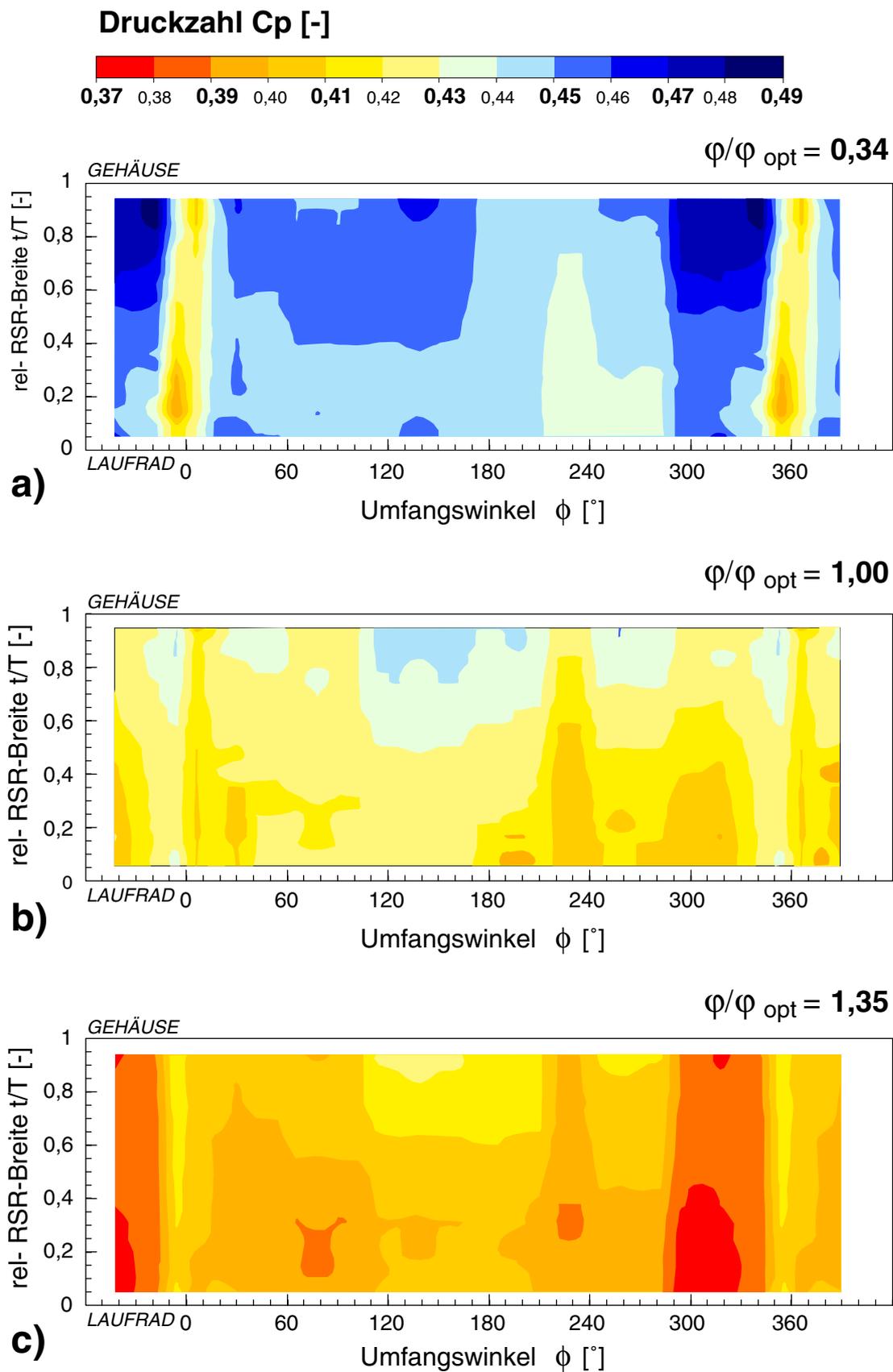


Bild 122: Isolinien für die Druckzahl  $c_p$  bei  $r/r_2 = 1.0$  für  $\varphi/\varphi_{\text{opt}} = 0,34, 1,0$  und  $1,35$

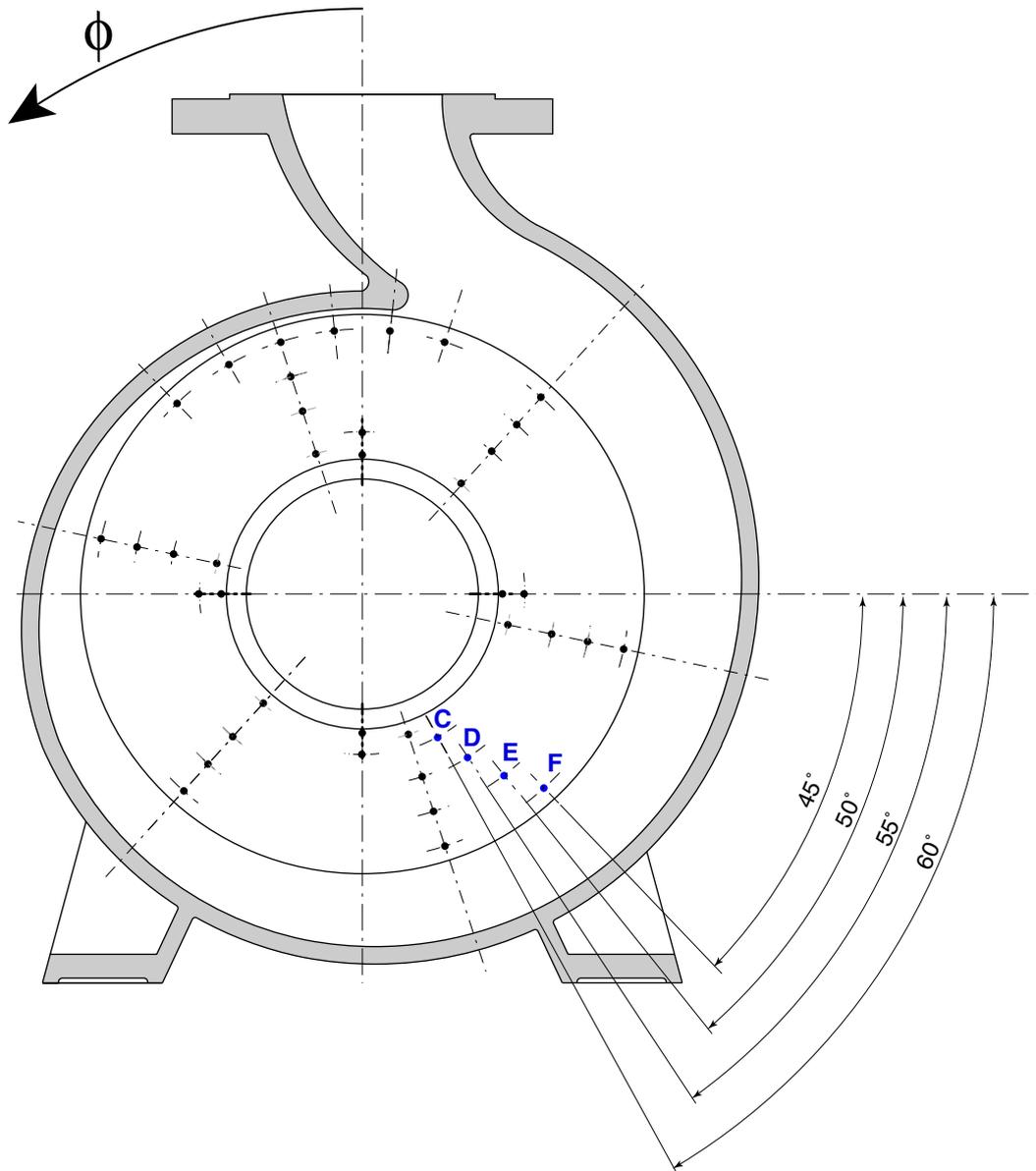


Bild 123: Position der vier Sondenmeßstellen zur Strömungsabastung im saugseitigen Radseitenraum

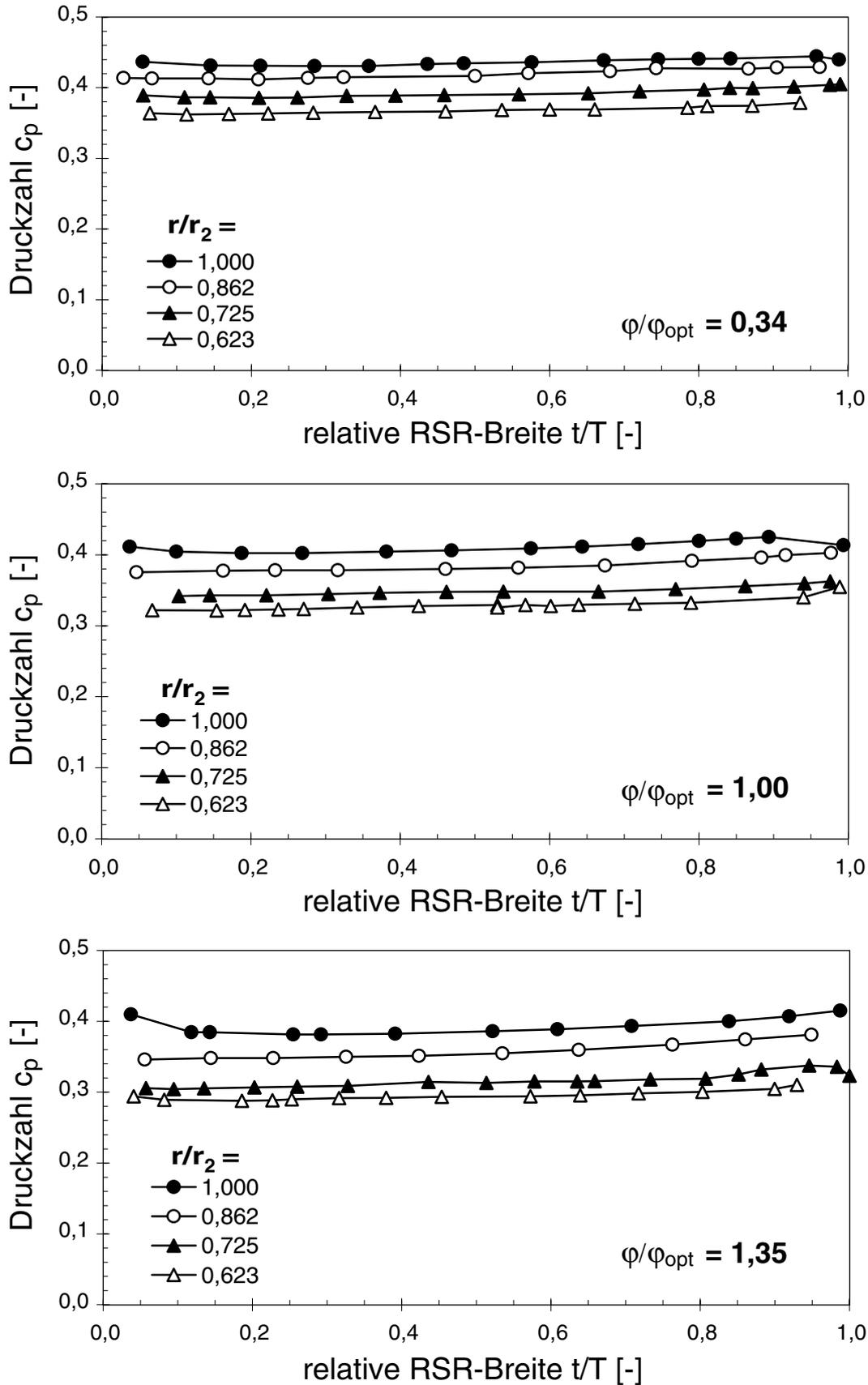


Bild 124: Statischer Druck  $c_p$  (dimensionslos) über die Radseitenraumbreite  $t/T$  für verschiedene Radienverhältnisse  $r/r_2$

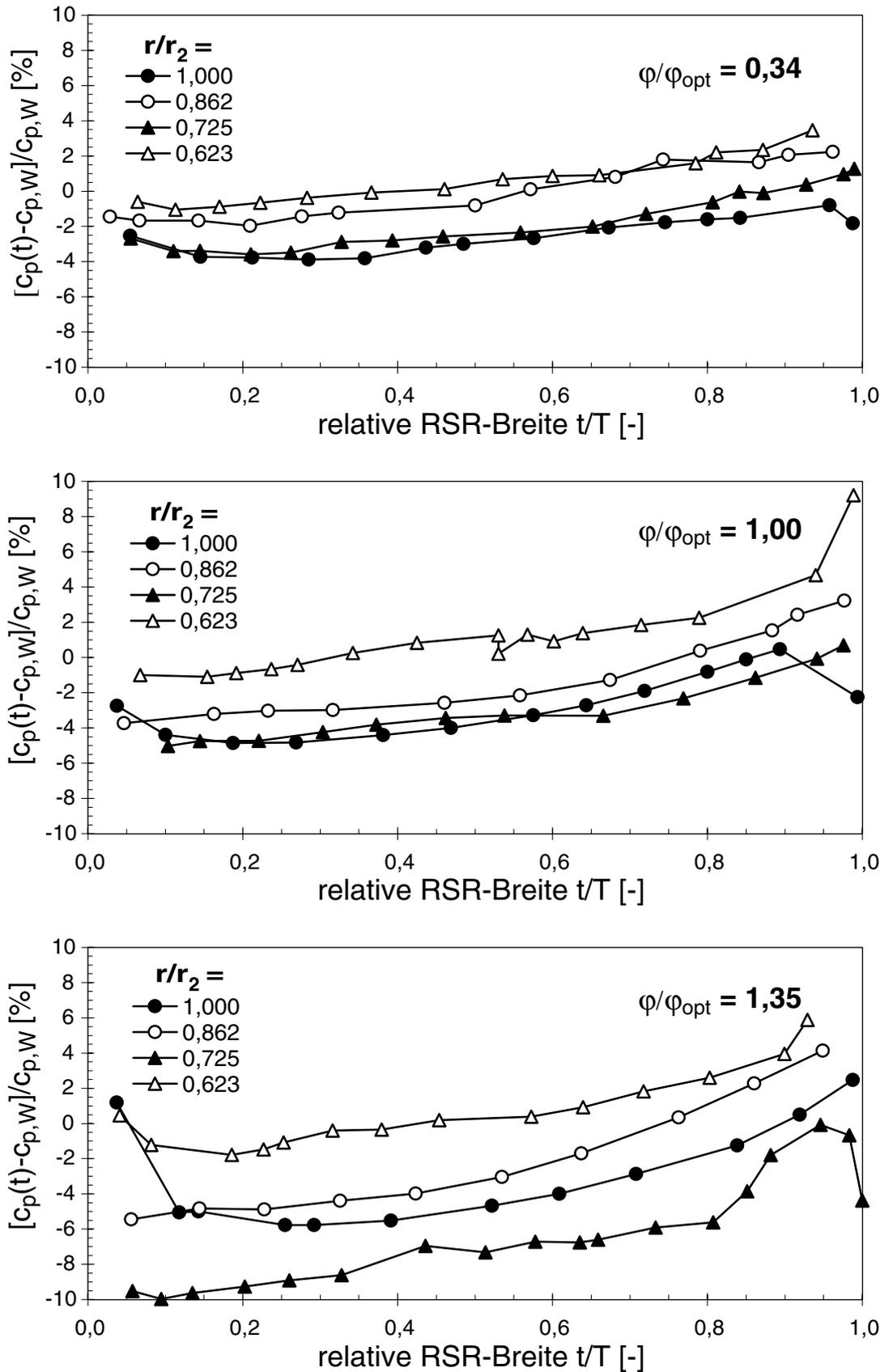


Bild 125: Abweichung der statischen Drücken im Radseitenraum gegenüber den an der Wand gemessenen

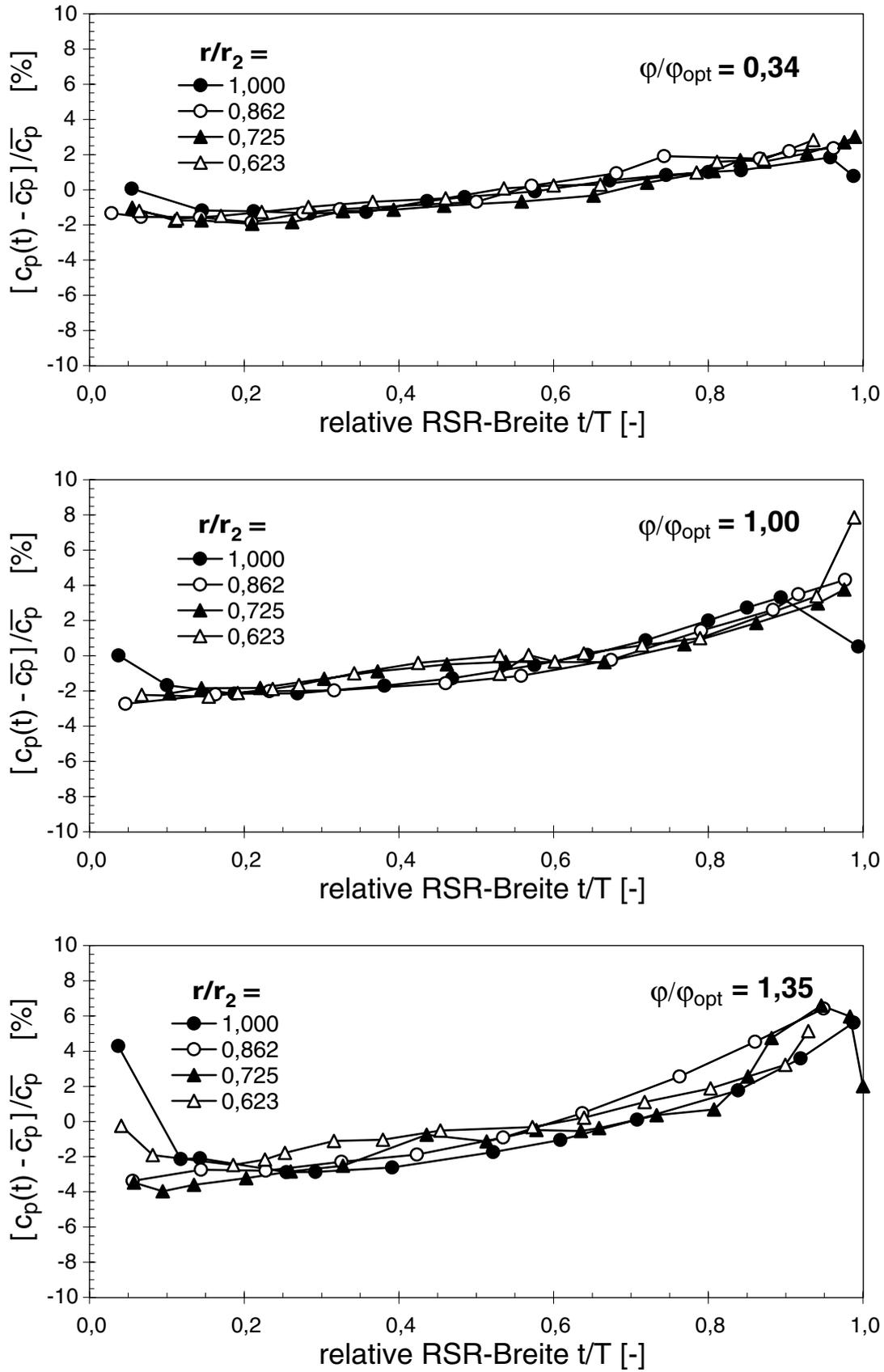


Bild 126: Abweichung der statischen Drücke im Radseitenraum gegenüber dem arithmetischen Mittelwert

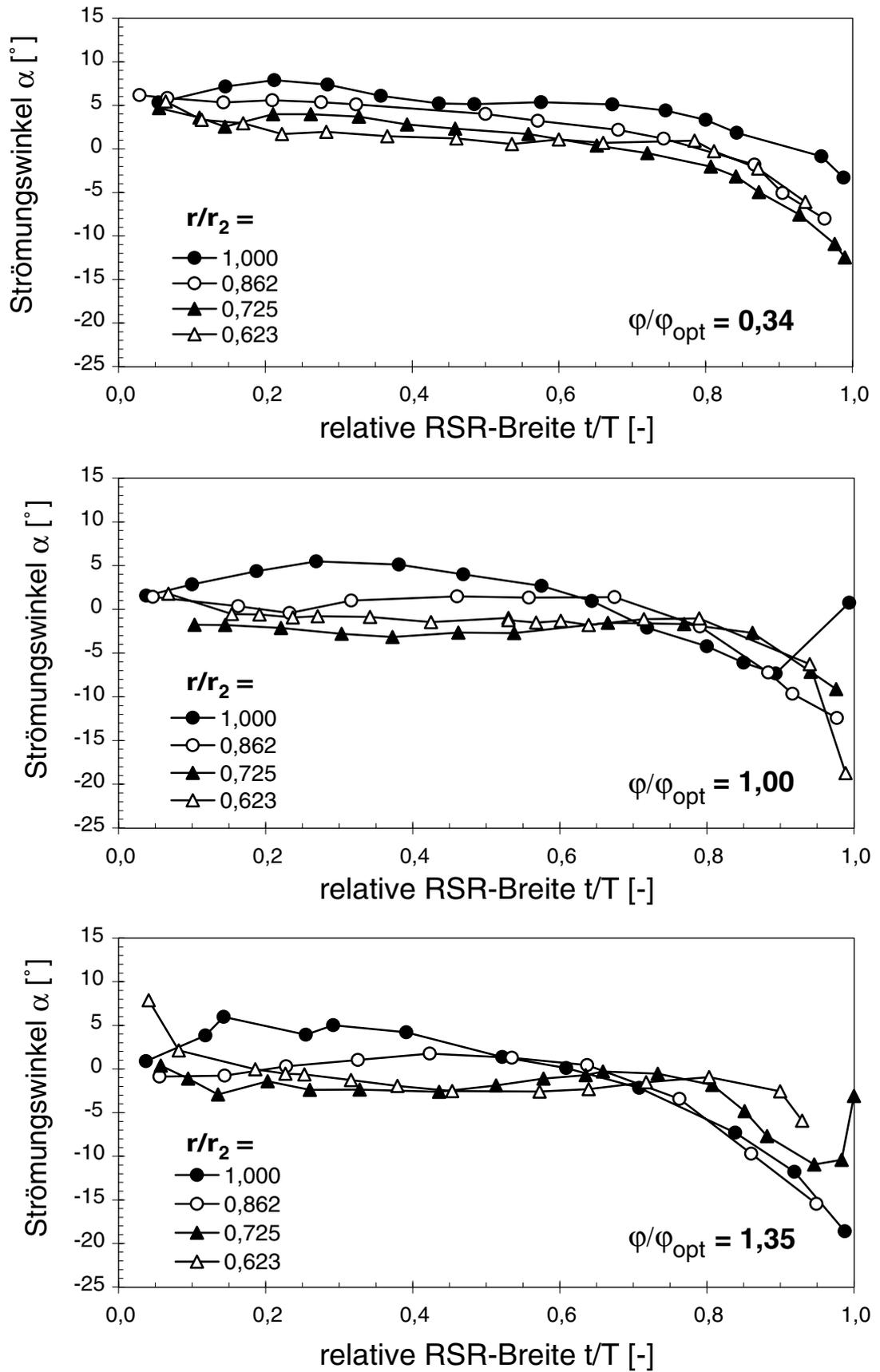


Bild 127: Strömungswinkel  $\alpha$  über die relative Radseitenraumbreite  $t/T$  für verschiedene Radienverhältnisse  $r/r_2$

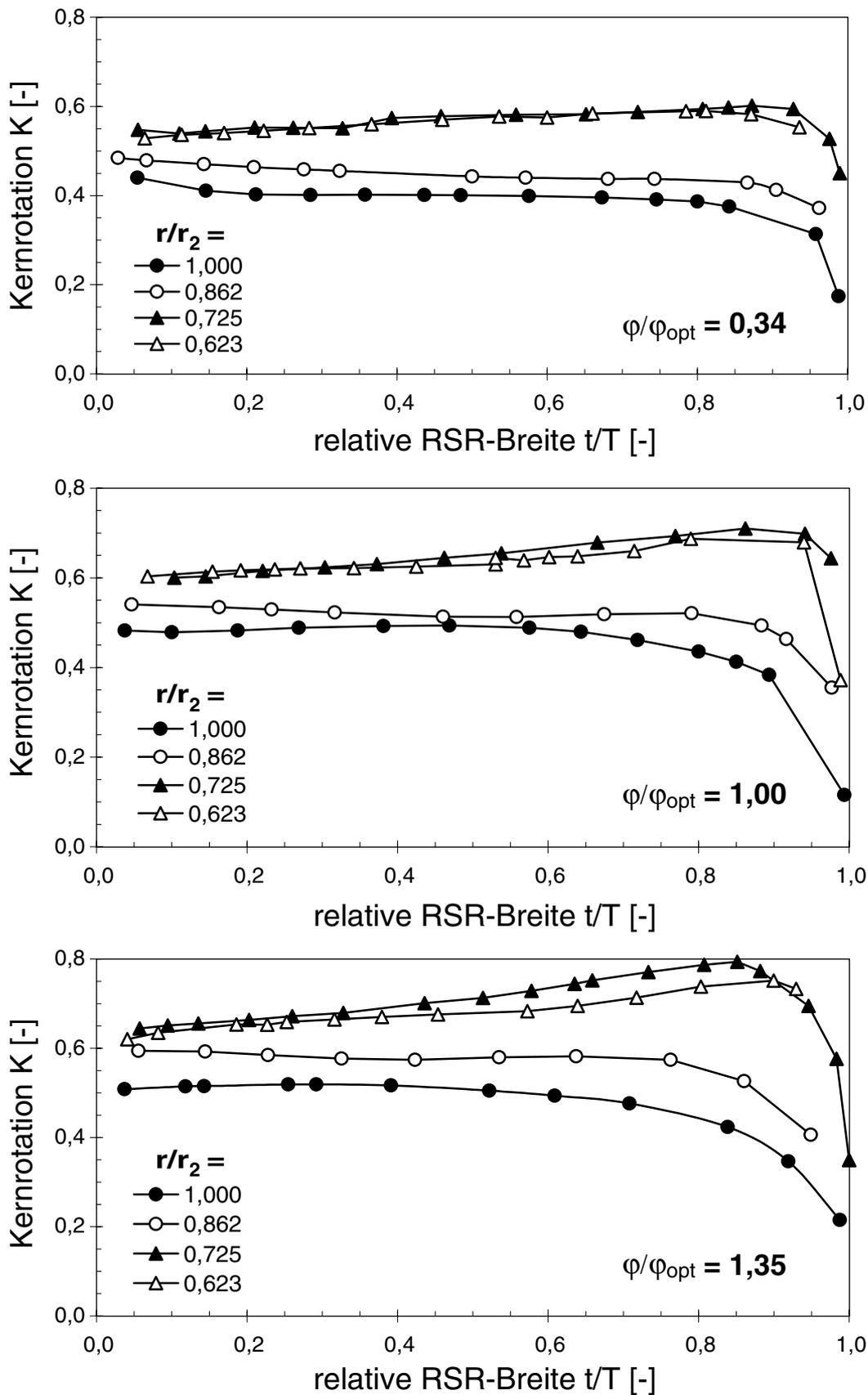


Bild 128: Kernrotation  $K = \beta/\omega$  über die relative Radseitenraumbreite  $t/T$  für verschiedene Radienverhältnisse  $r/r_2$

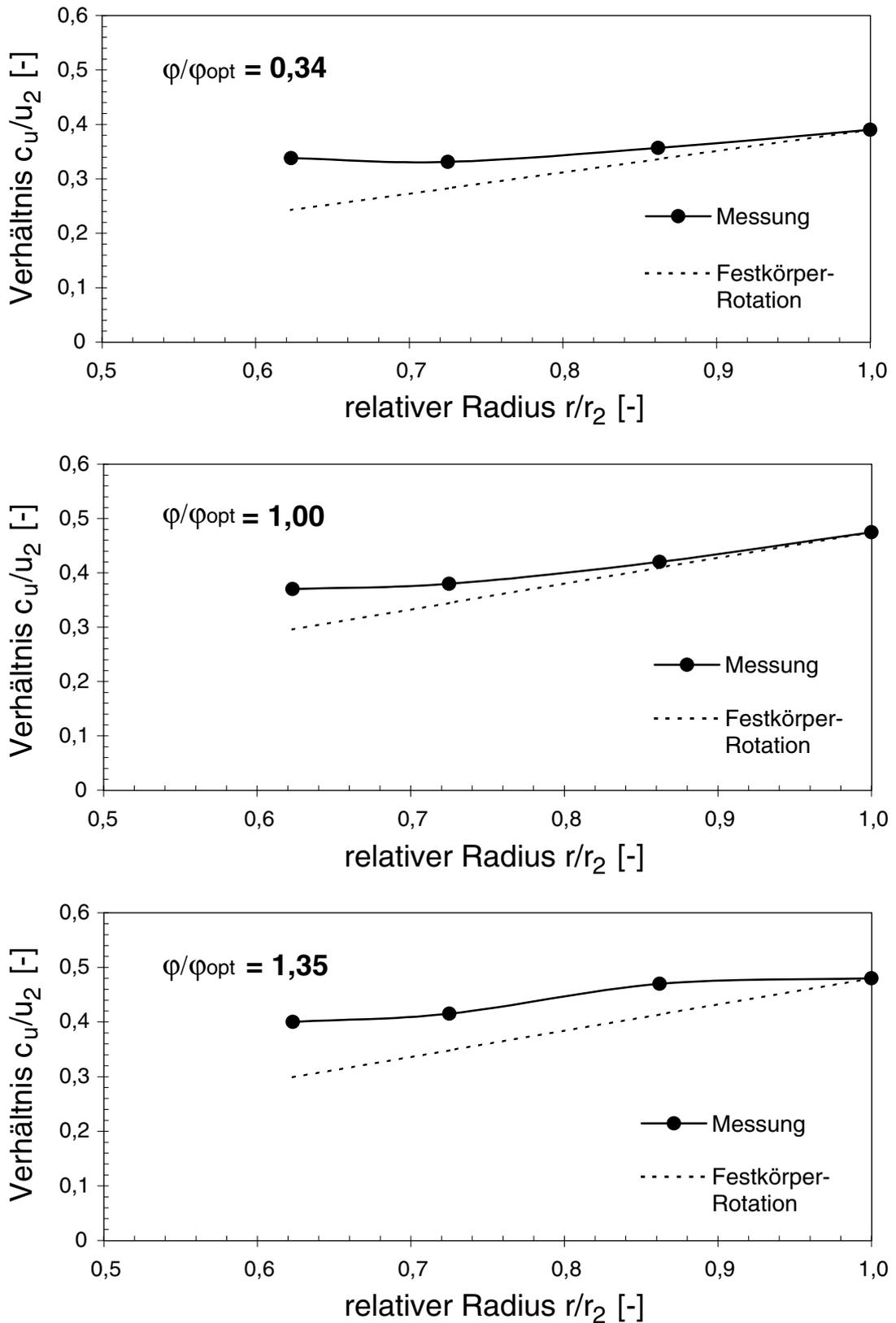


Bild 129: Radialer Verlauf der Umfangsgeschwindigkeit (Radseitenraummitte) im Vergleich zum Fall der Festkörper-Rotation

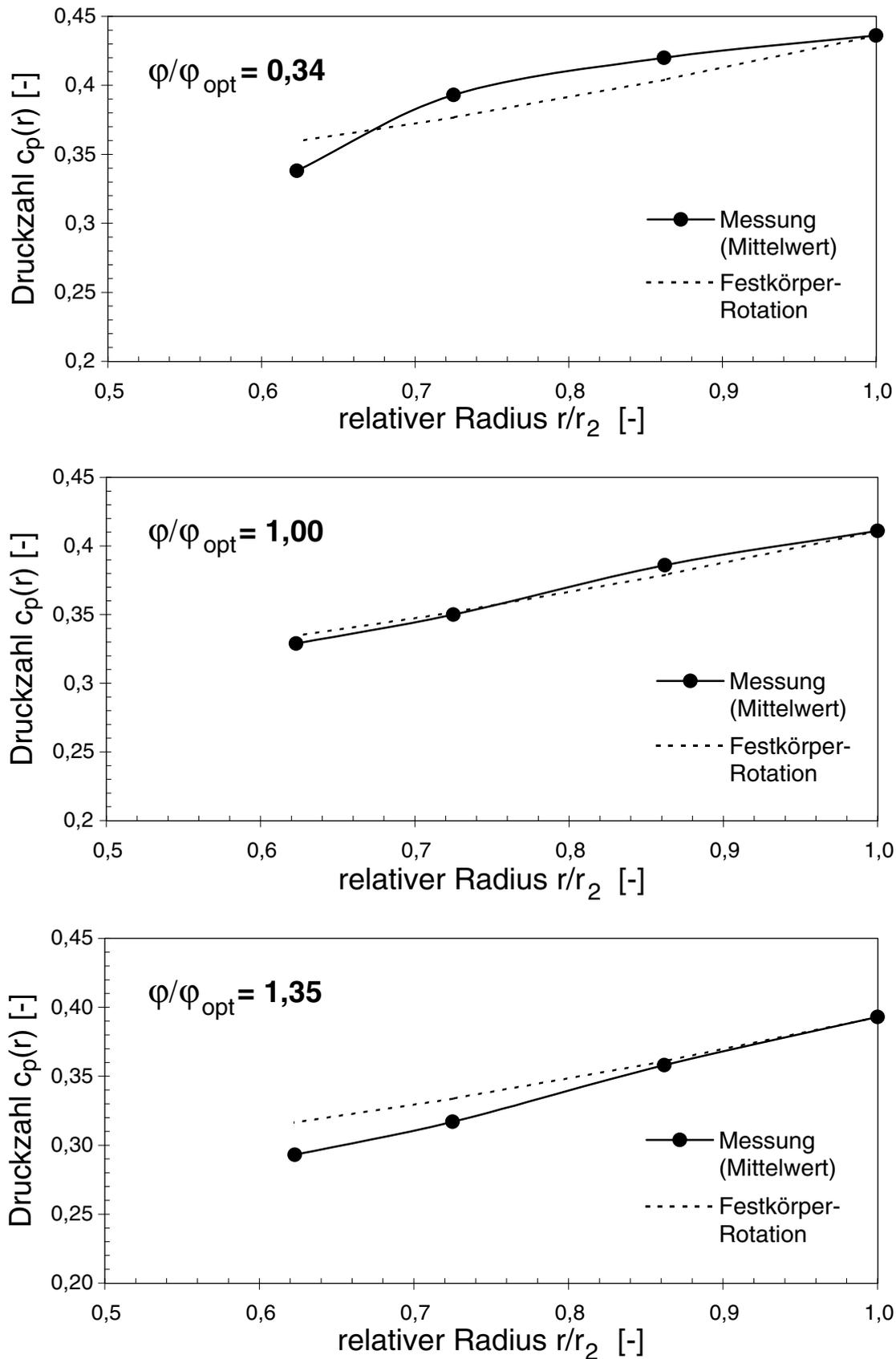


Bild 130: Radialer Verlauf des mittleren statischen Druckes aus Sondenmessungen im Vergleich zum Fall der Festkörper-Rotation

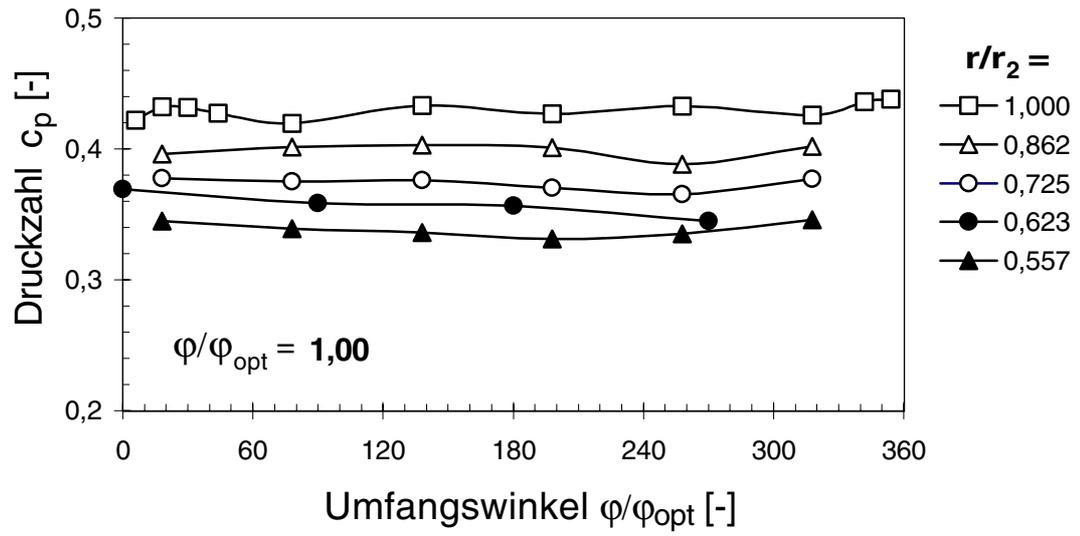


Bild 131: Verlauf des statischen Druckes  $c_p$  über dem Umfangswinkel  $\varphi$  und dem Radius  $r/r_2$  für  $\varphi/\varphi_{opt} = 0,92$  (etwa Auslegungspunkt des Spiralgehäuses)

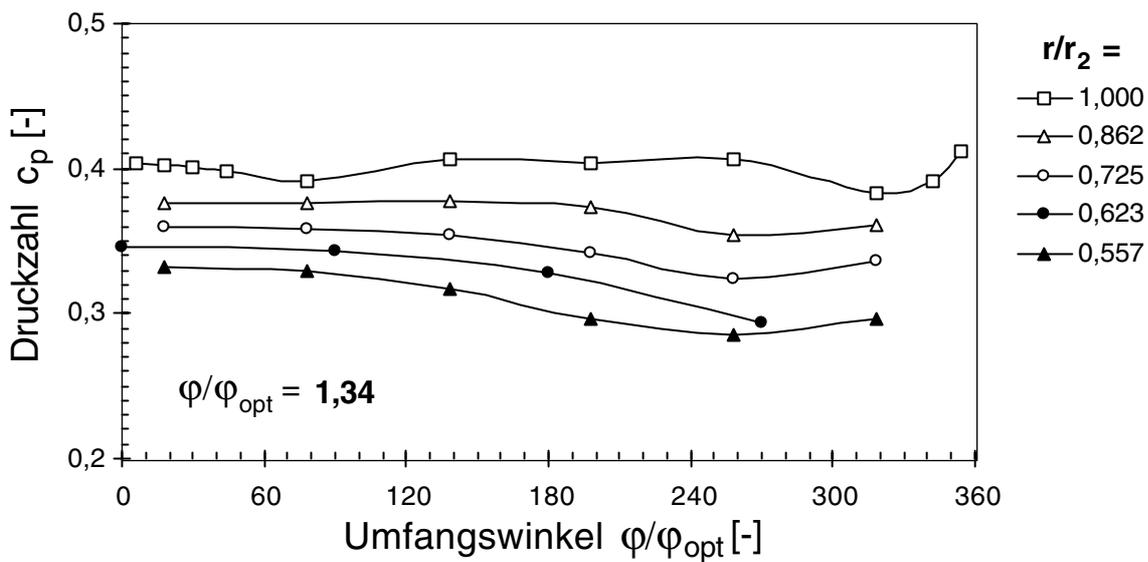
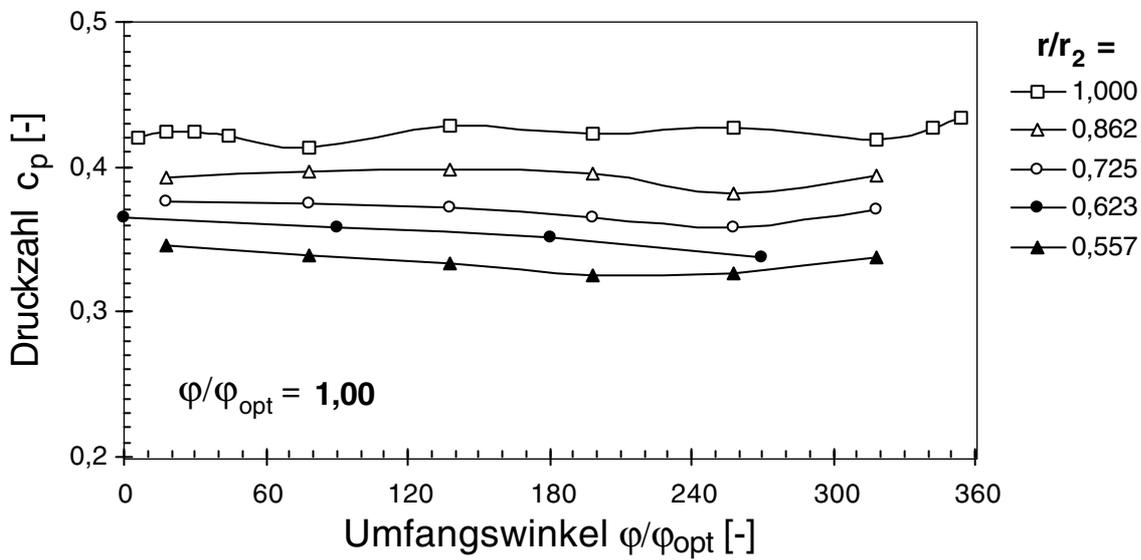
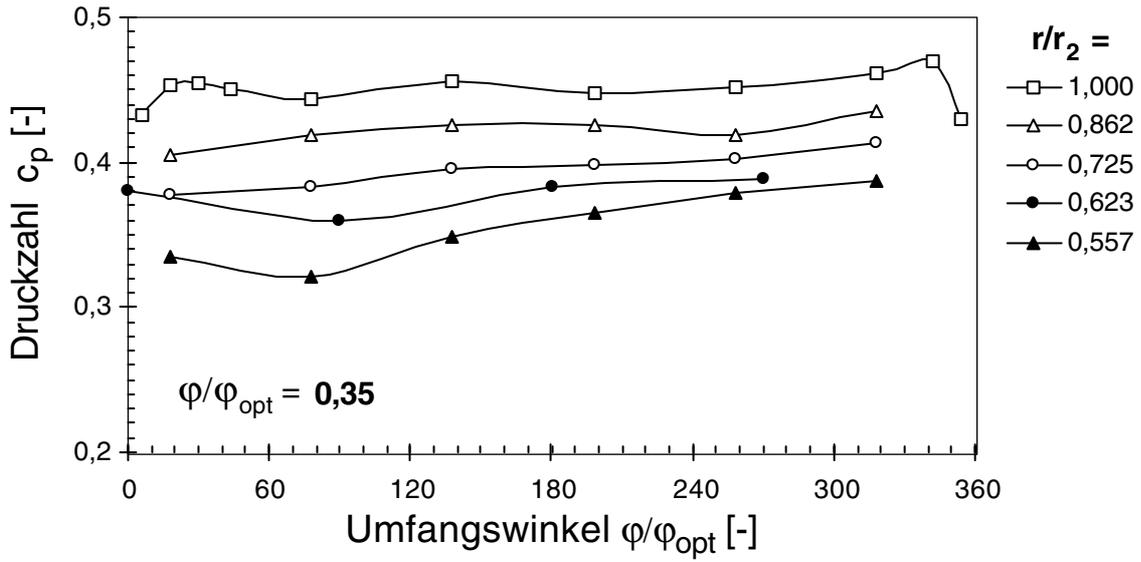


Bild 132: Verlauf des statischen Druckes  $c_p$  über dem Umfangswinkel  $\phi$  und dem Radius  $r/r_2$  für  $\varphi/\varphi_{opt} = 0,34, 1,0$  und  $1,35$

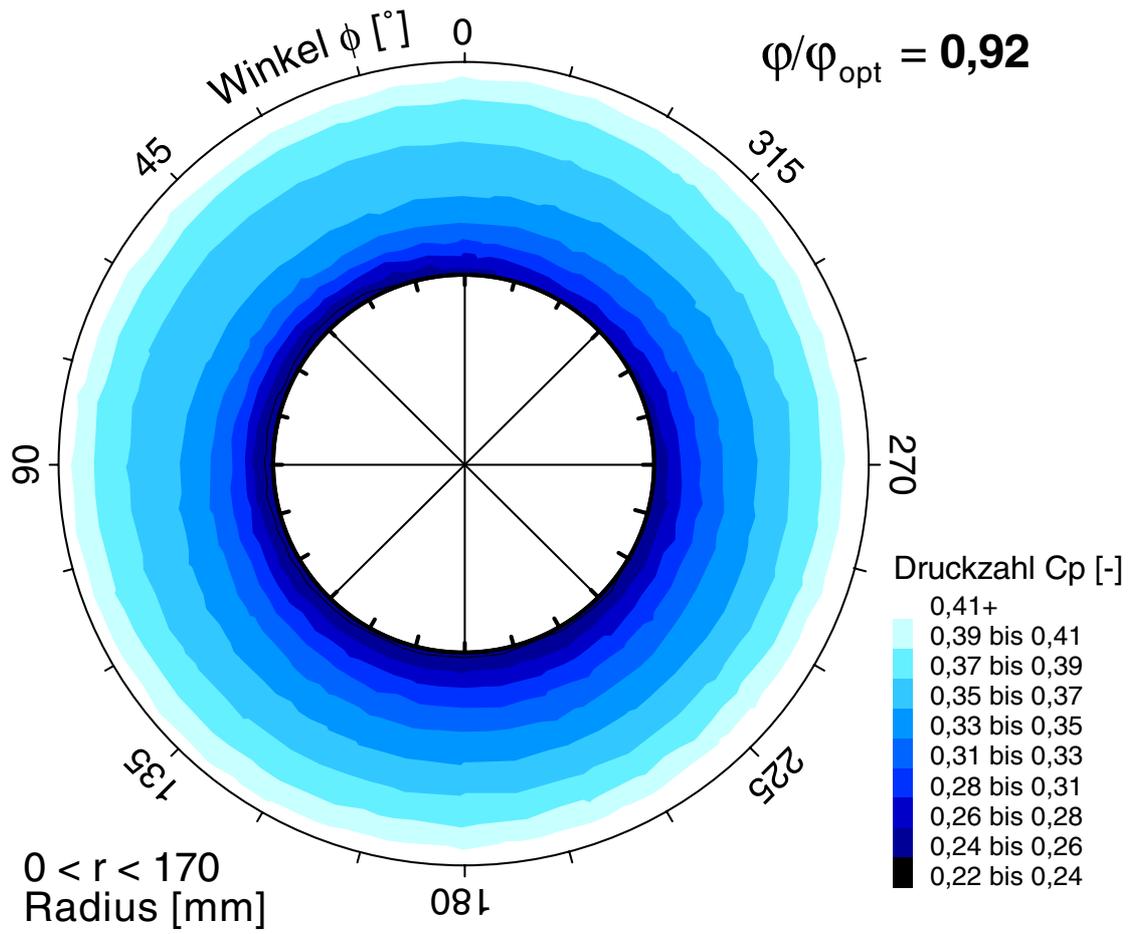


Bild 133: Periphere Druckverteilung im saugseitigem Radseitenraum bei  $\varphi/\varphi_{\text{opt}} = 0,92$

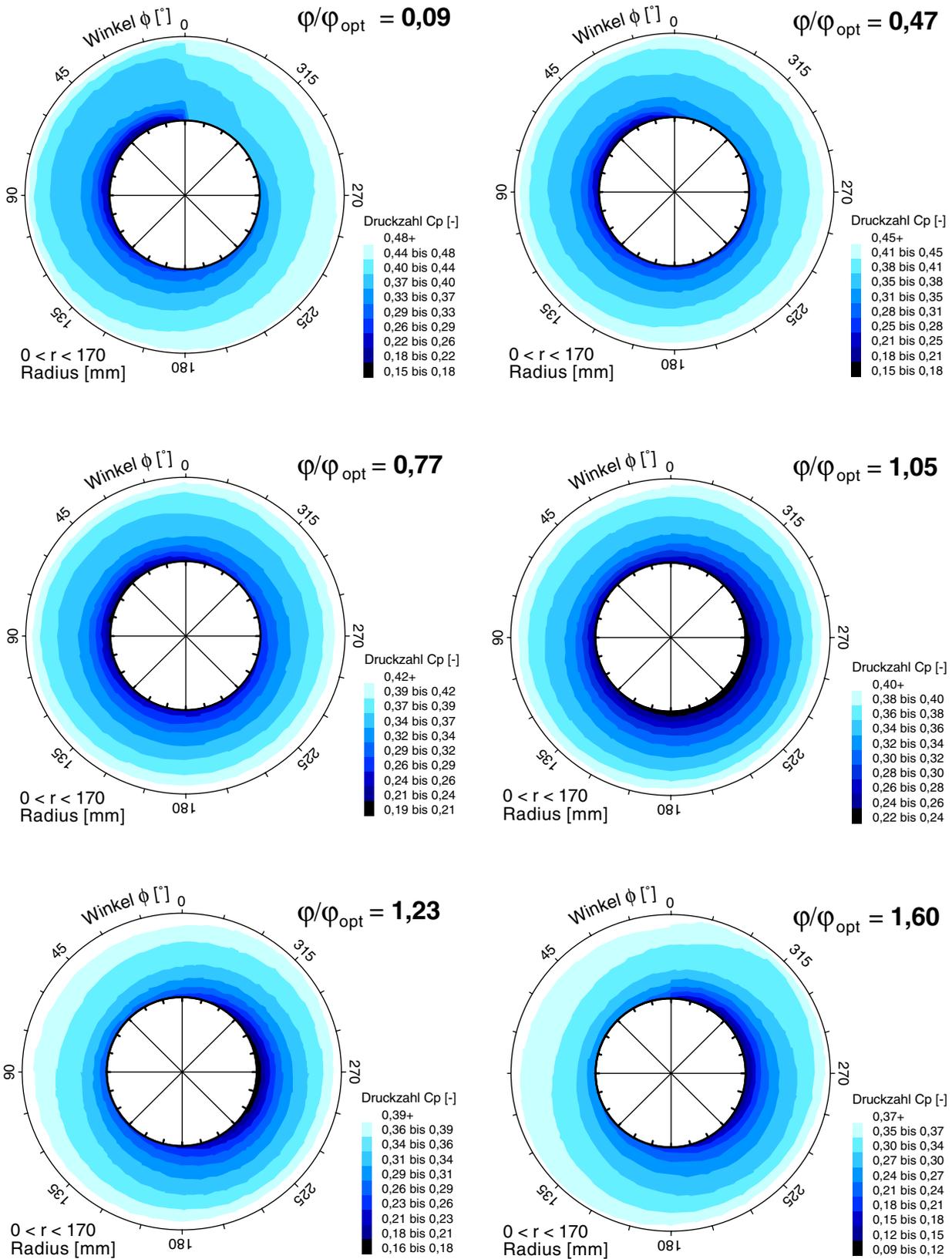


Bild 134: Vergleich der peripheren Druckverteilung im saugseitigem Radseitenraum verschiedener Betriebspunkte

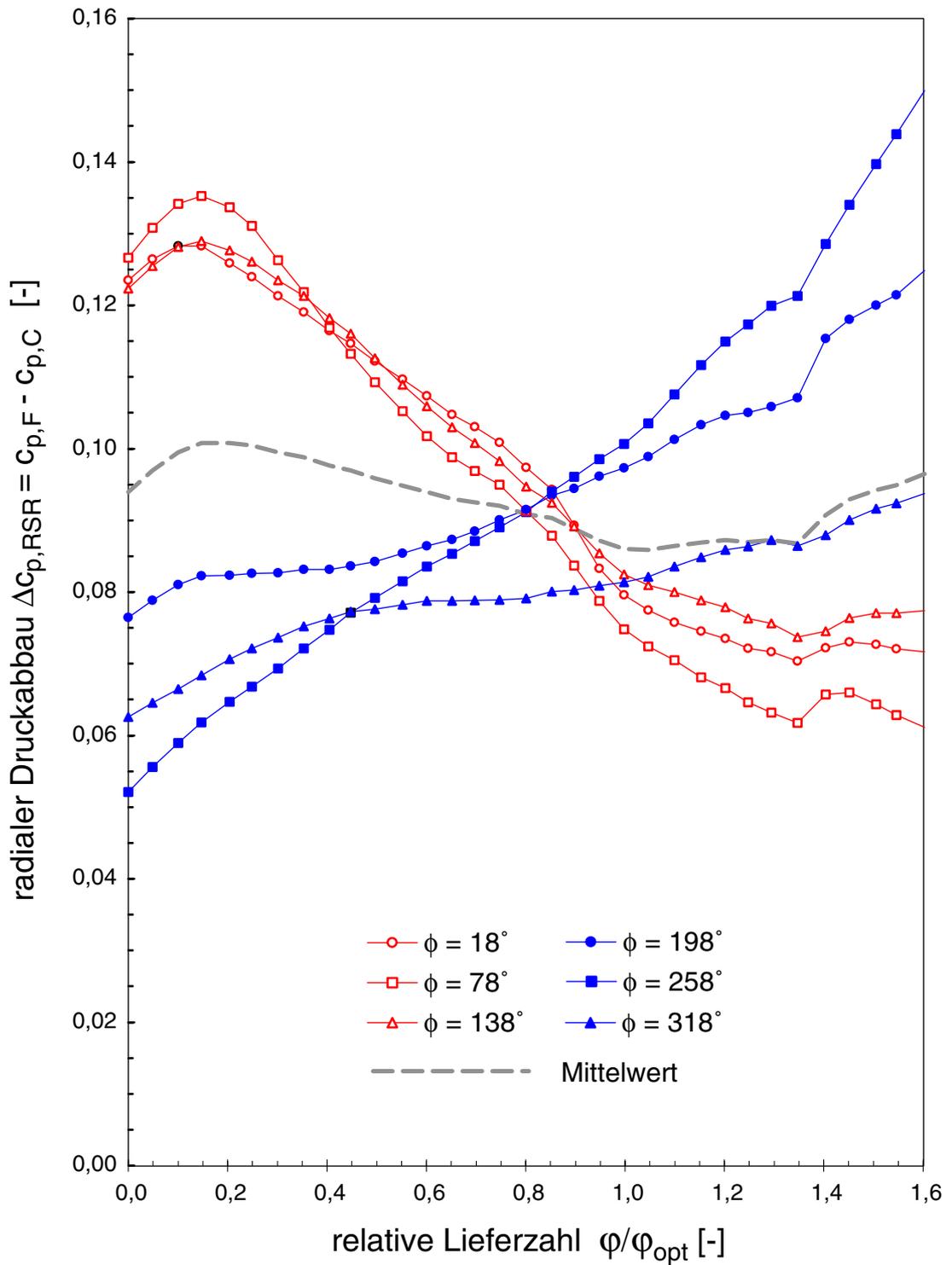


Bild 135: Radialer Druckabbau im saugseitigen Radseitenraum für verschiedene Winkelstellungen im gesamten Betriebsbereich der Versuchspumpe

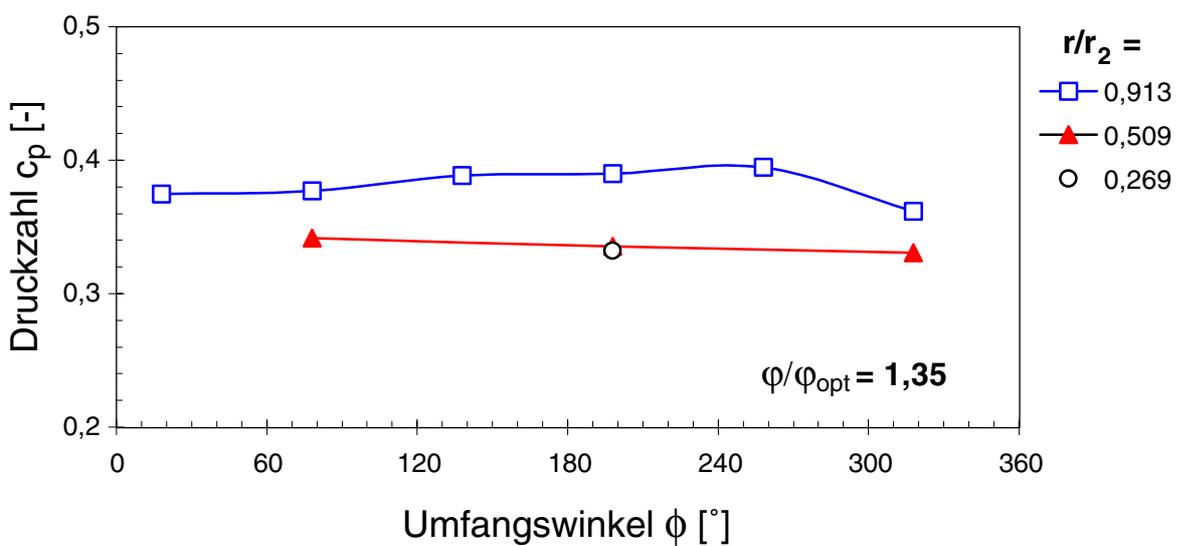
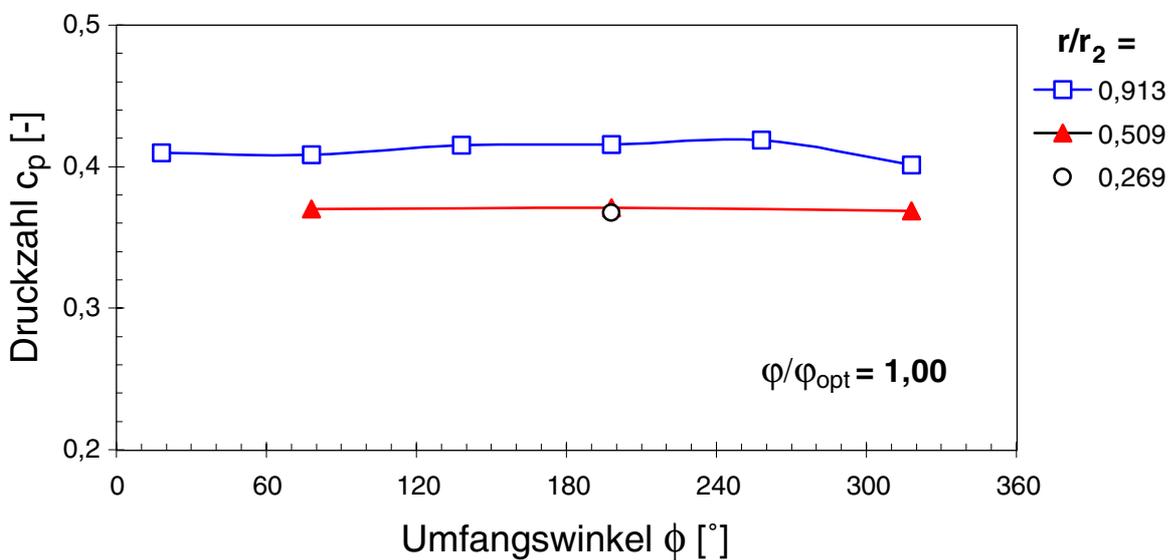
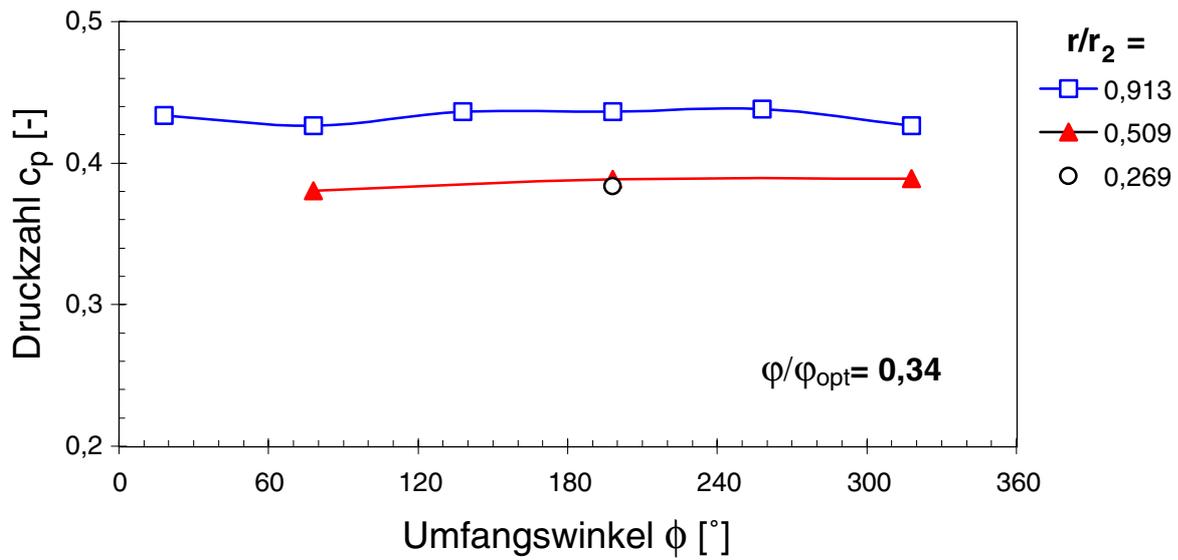


Bild 136: Am druckseitigen Radseitenraum gemessene Drücke in dimensionsloser Darstellung über dem Umfangswinkel  $\phi$

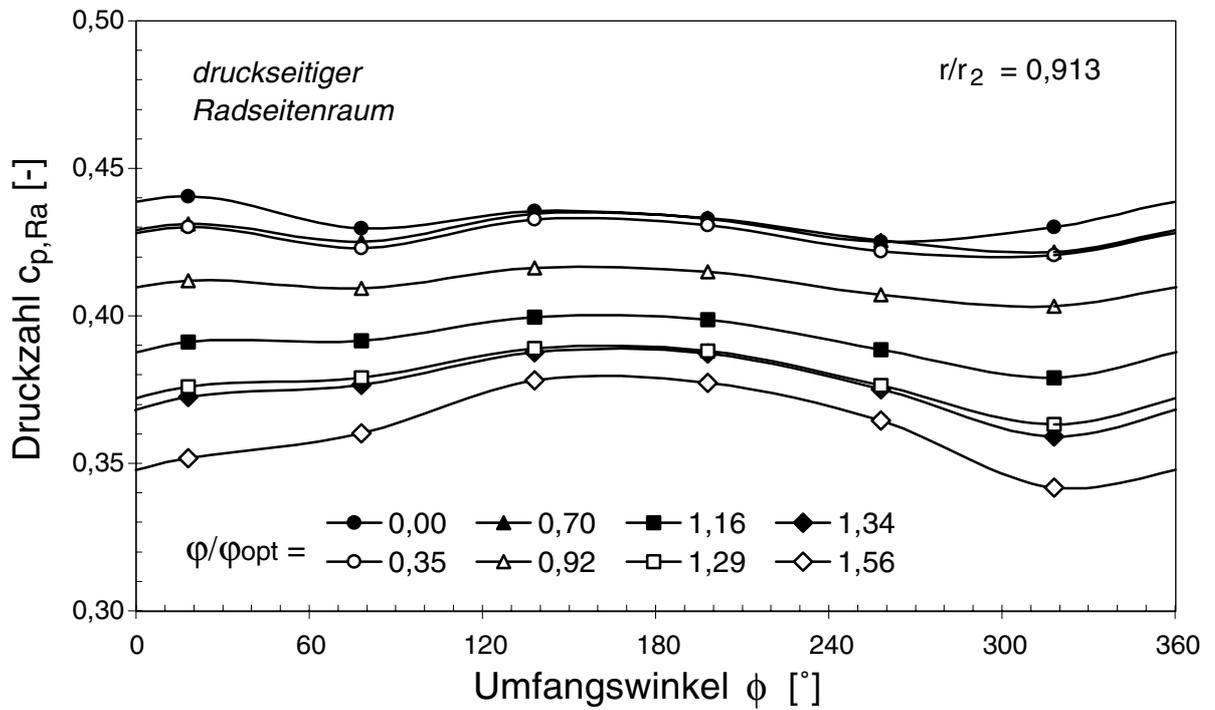


Bild 137: Periphere Druckverteilung an der Meßebe  $Ra$  ( $r/r_2 = 0,913$ ) des druckseitigen Radseitenraumes bei verschiedenen Betriebspunkten  $\phi/\phi_{opt}$

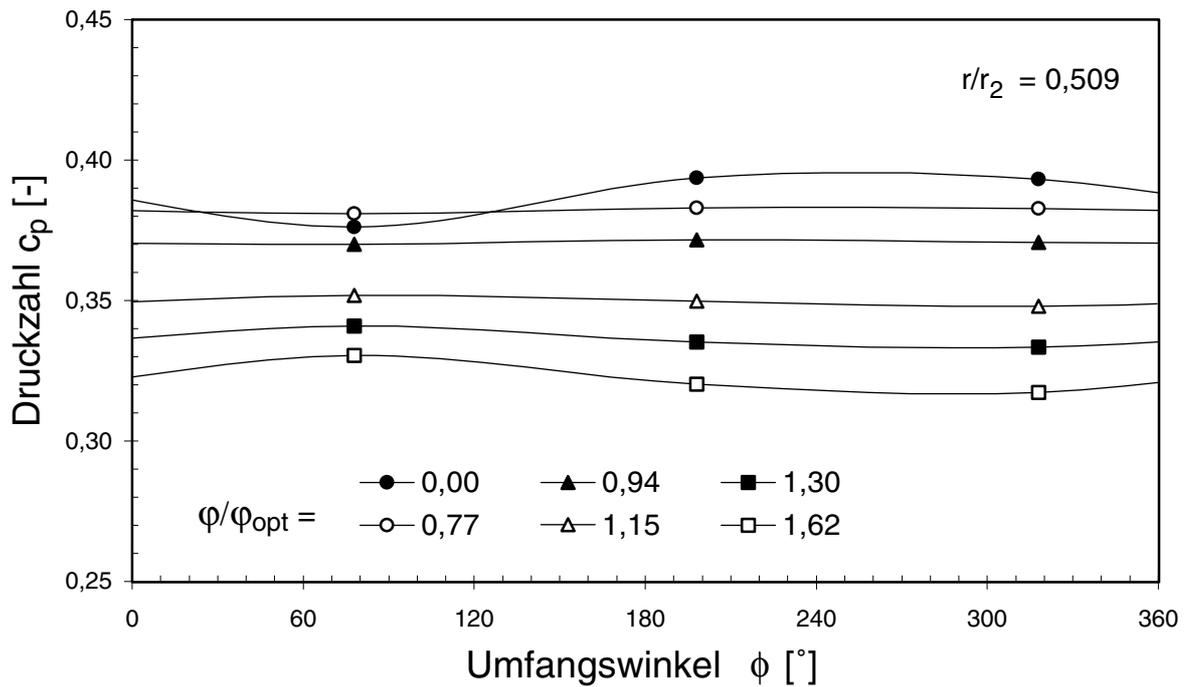


Bild 138: Periphere Druckverteilung in der Meßebe  $Rm$  ( $r/r_2 = 0,509$ ) des druckseitigen Radseitenraumes bei verschiedenen Betriebspunkten  $\phi/\phi_{opt}$

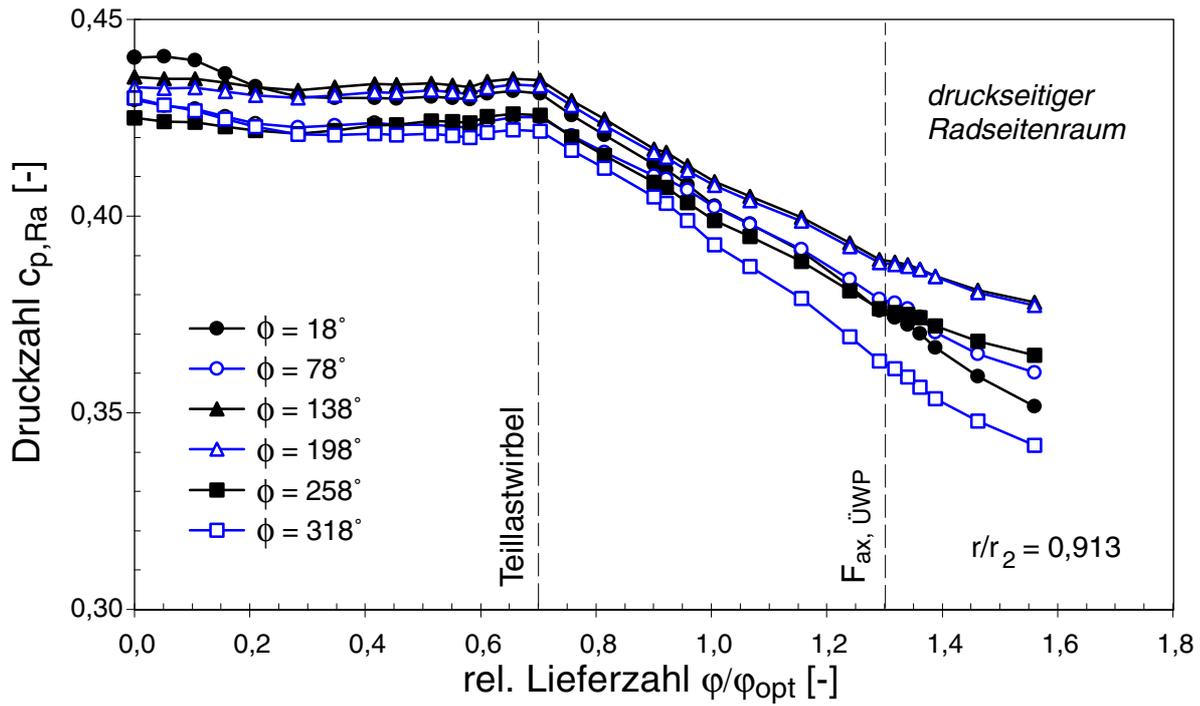


Bild 139: Druckverhalten am Außenradius des druckseitigen Radseitenraumes (Meßebe  $Ra$ :  $r/r_2 = 0,913$ ) in Abhängigkeit des Betriebspunktes  $\varphi/\varphi_{opt}$  und des Umfangswinkel  $\phi$  mit Zuordnung des Wendepunktes im Axialschubverlauf (ÜWP: Überlast-Wendepunkt)

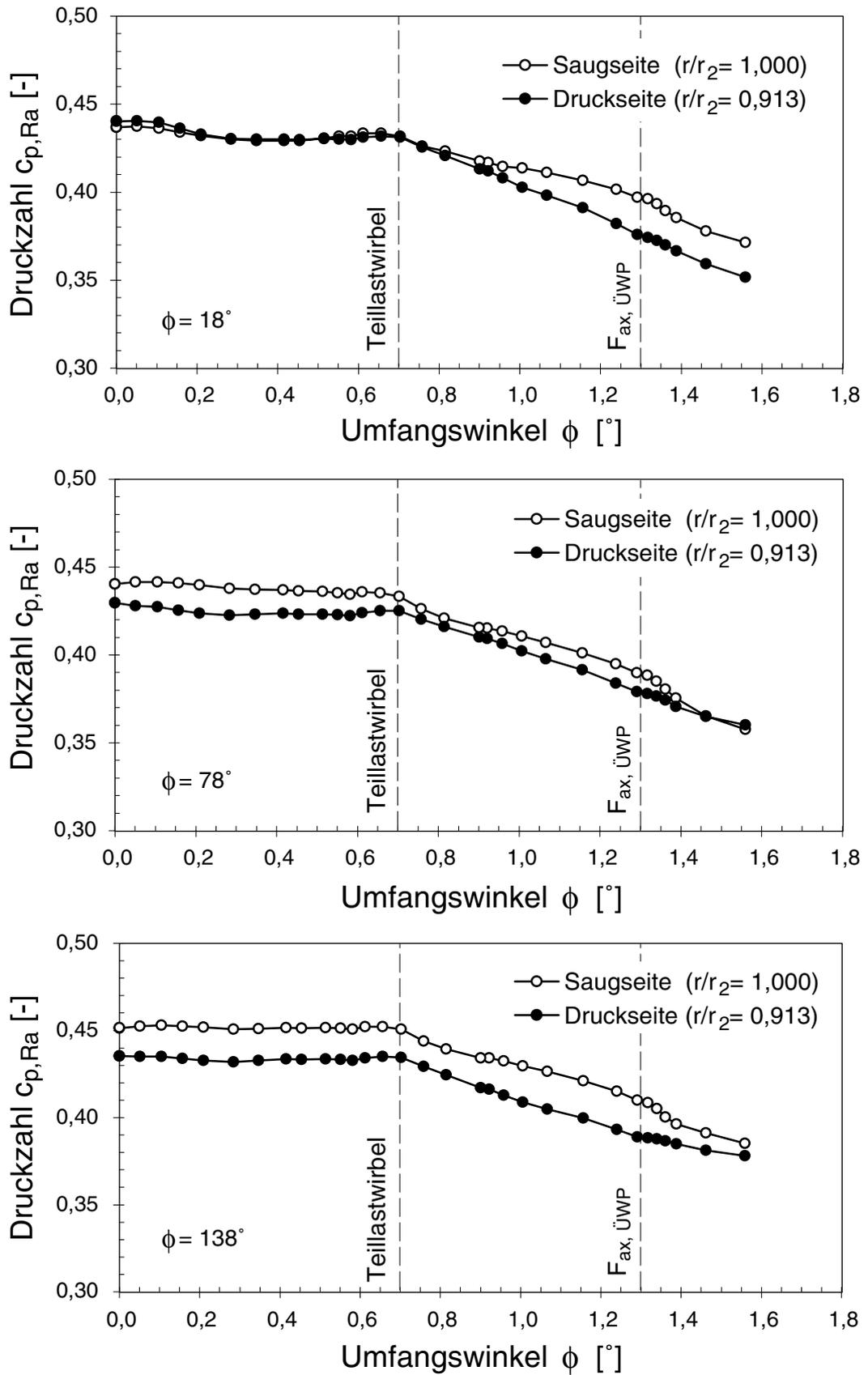


Bild 140: Vergleich der Druckverläufe im saug- und druckseitigen Radseitenraum in Abhängigkeit des Betriebspunktes für die Winkel  $\phi = 18^\circ$ ,  $78^\circ$  und  $138^\circ$

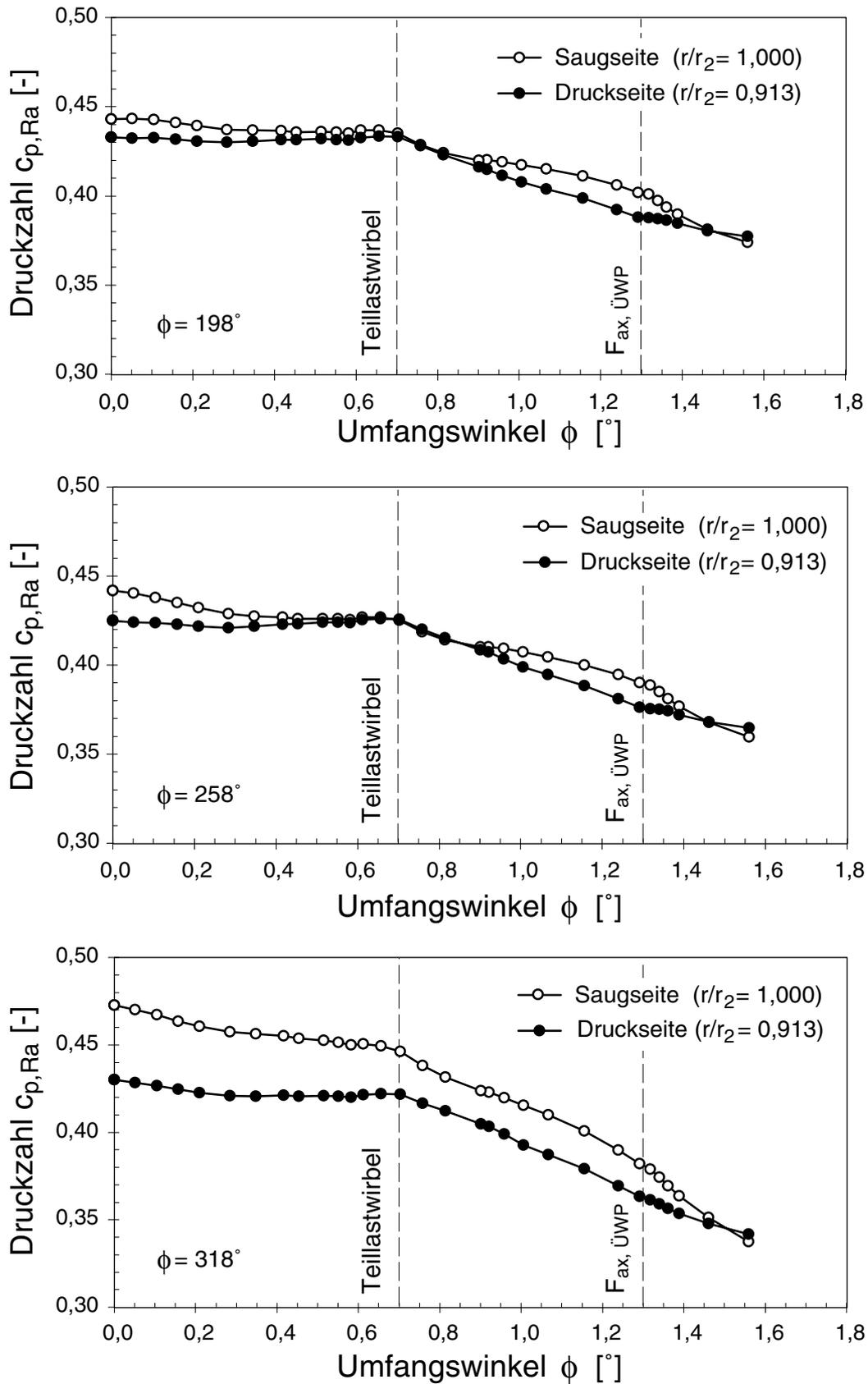


Bild 141: Vergleich der Druckverläufe im saug- und druckseitigen Radseitenraum in Abhängigkeit des Betriebspunktes für die Winkel  $\phi = 198^\circ$ ,  $258^\circ$  und  $318^\circ$

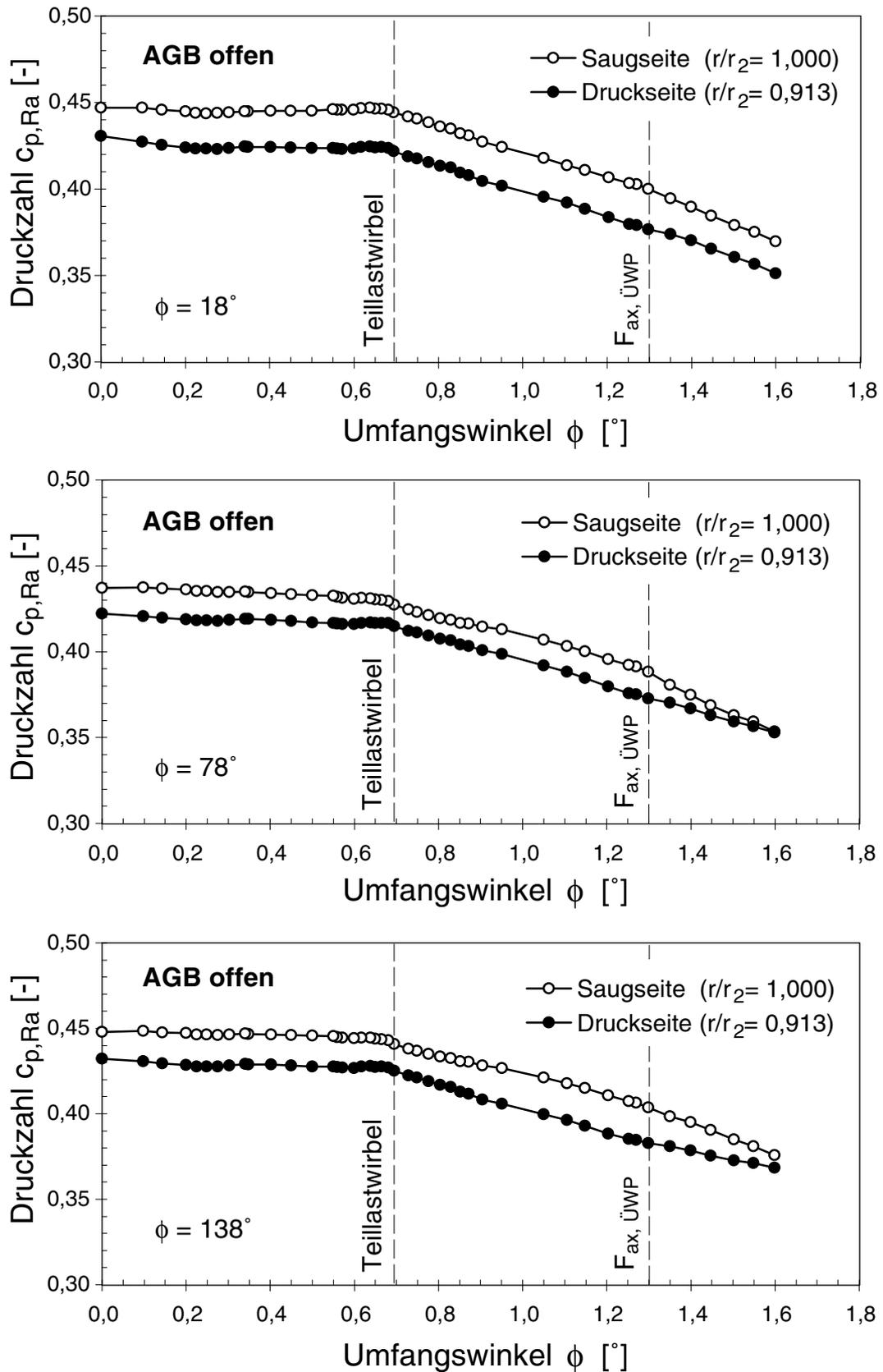


Bild 142: Vergleich der Druckverläufe im saug- und druckseitigen Radseitenraum in Abhängigkeit des Betriebspunktes für die Winkel  $\phi = 18^\circ$ ,  $78^\circ$  und  $138^\circ$  bei geöffneten Druckausgleichsbohrungen (AGB)

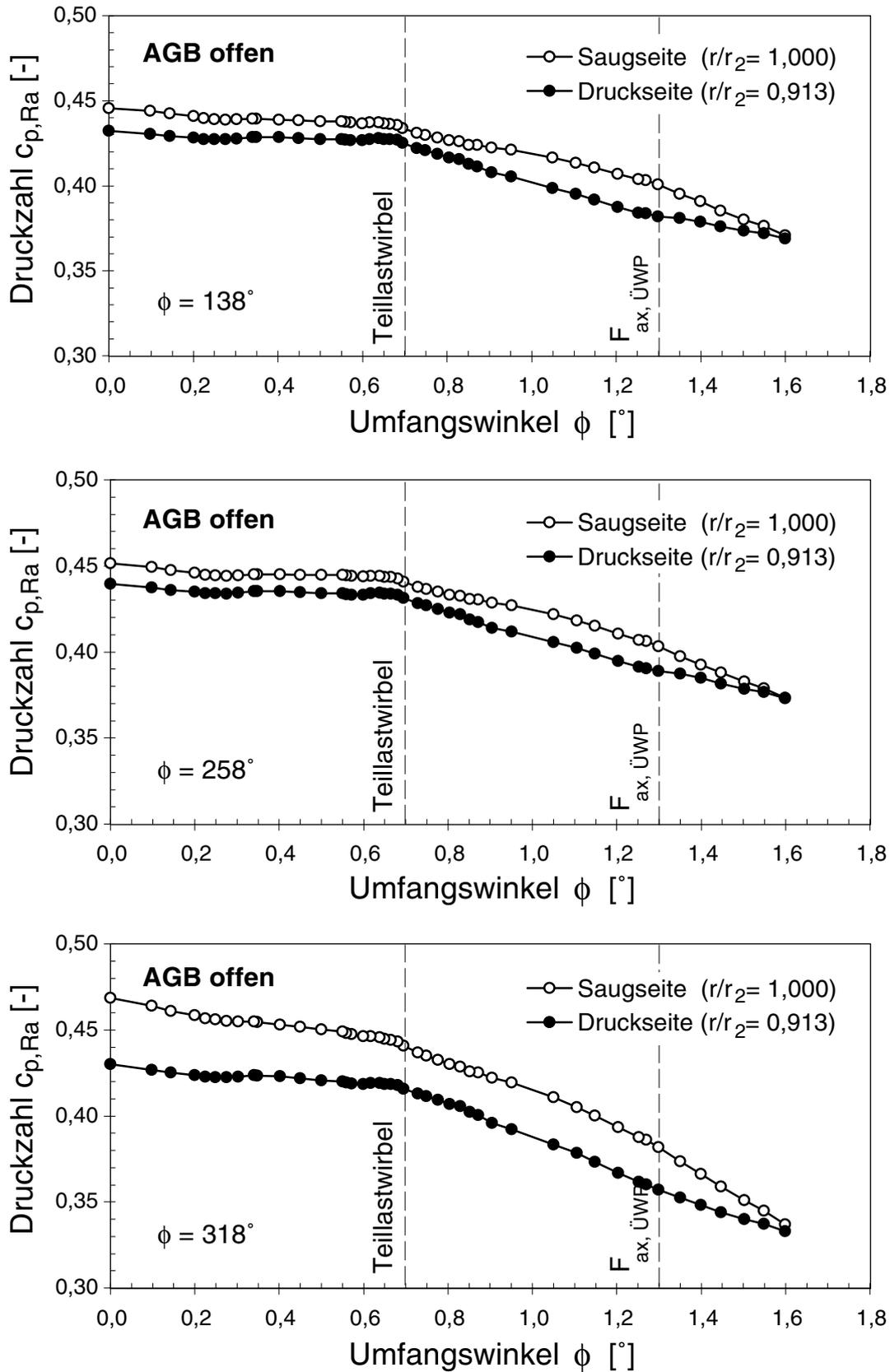


Bild 143: Vergleich der Druckverläufe im saug- und druckseitigen Radseitenraum in Abhängigkeit des Betriebspunktes für die Winkel  $\phi = 198^\circ$ ,  $258^\circ$  und  $318^\circ$  bei geöffneten Druckausgleichsbohrungen (AGB)



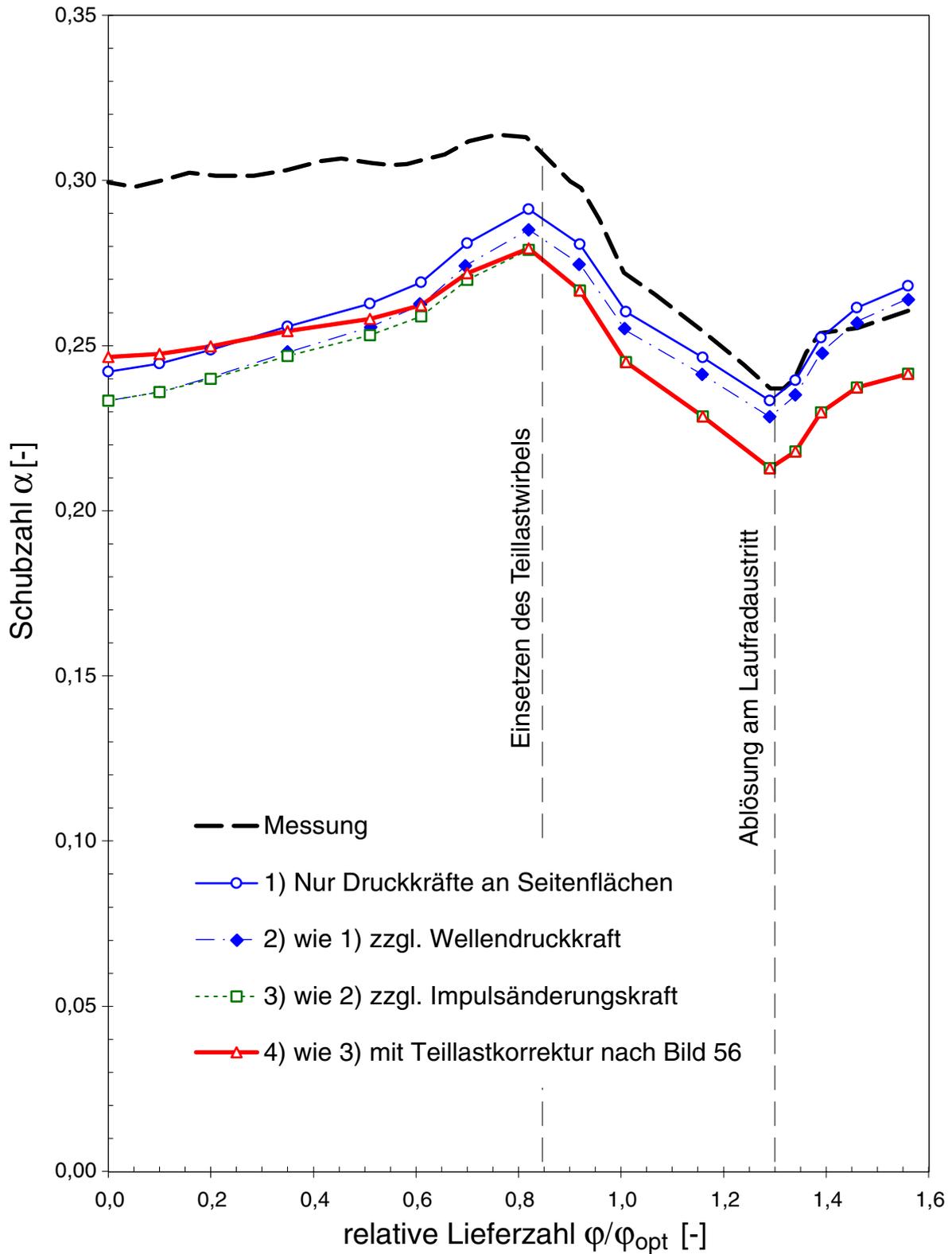


Bild 145: Vergleich der Ergebnisse aus der Messung und der Rechnung des Axialschubes (s. Erläuterungen in Kap. 6.7.3)

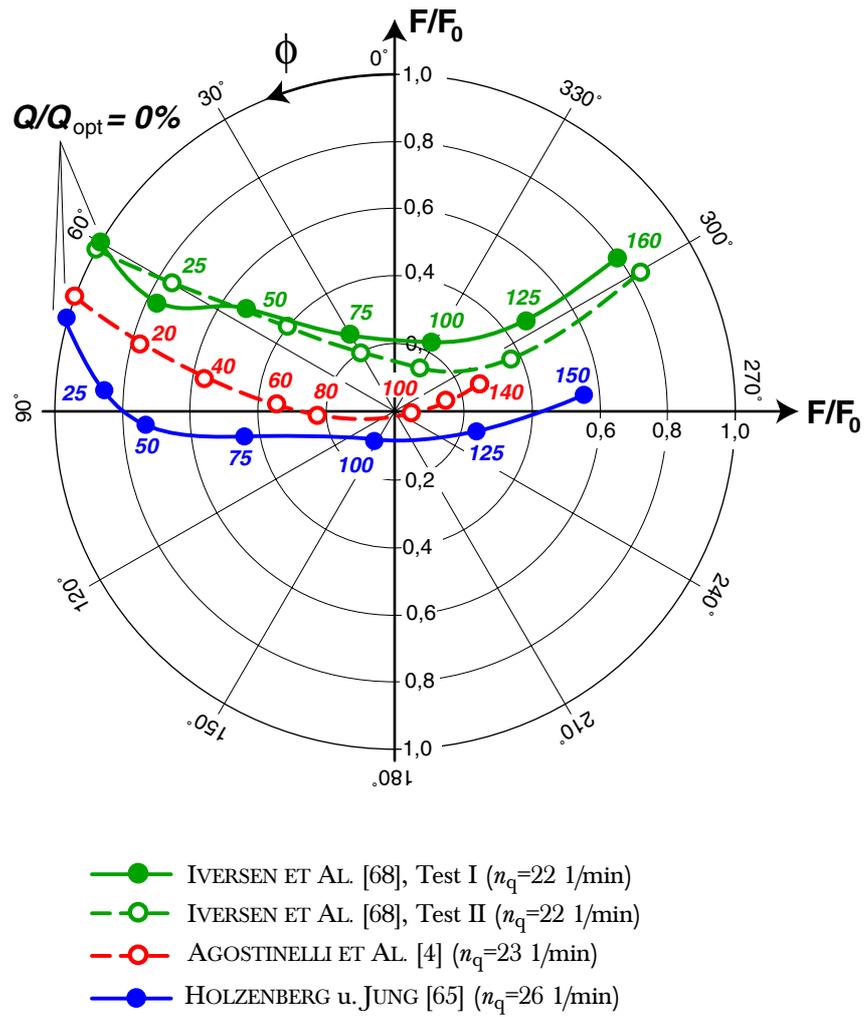


Bild 146: Vergleich von Meßergebnissen für die Radialkraft bei einstufigen Spiralgehäusepumpen aus der Literatur ( $F_0$  : Radialkraft bei  $Q/Q_{opt} = 0$ )

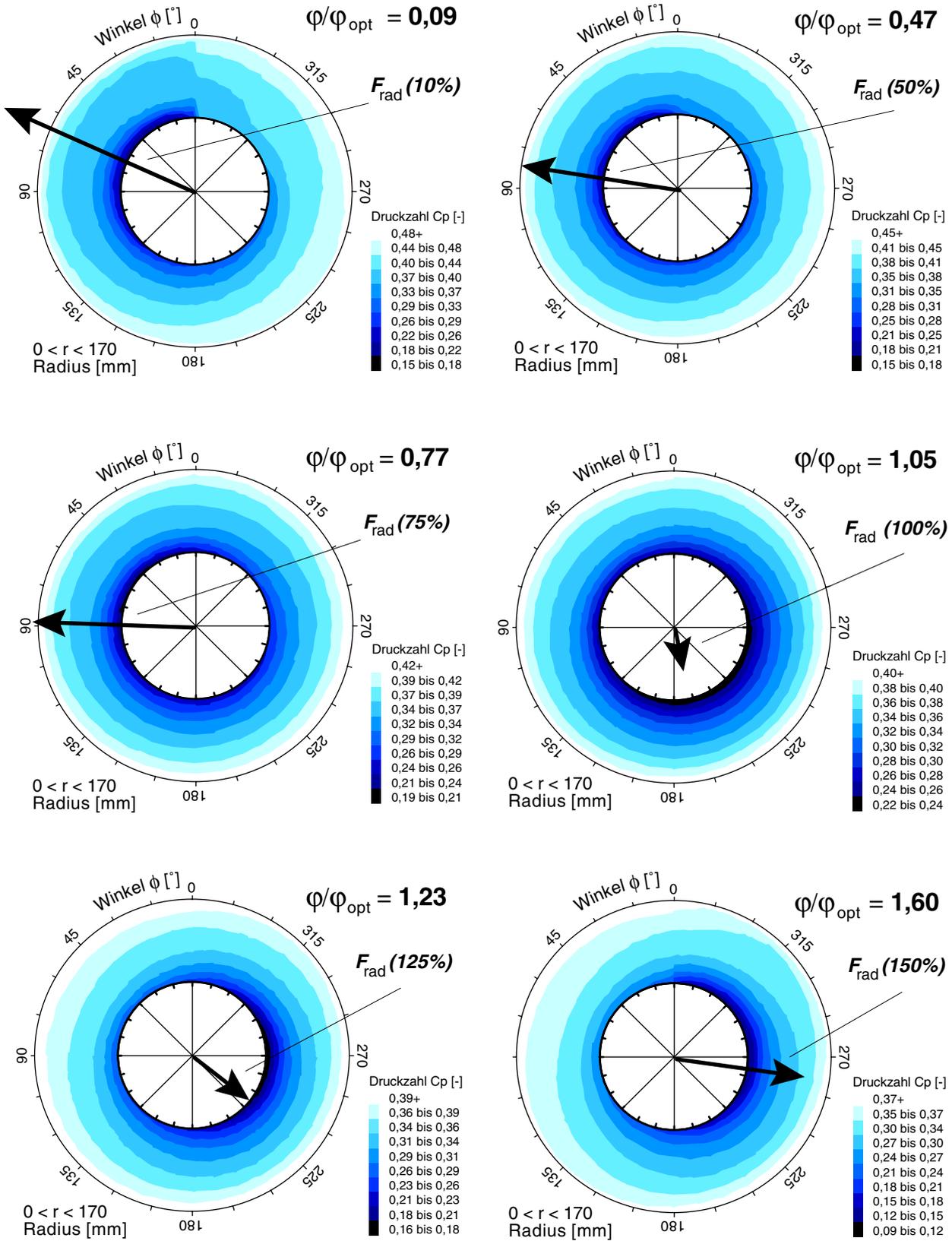


Bild 147: Vergleich der gemessenen Druckverteilungen mit der Radialkraftvektoren aus der Literatur (s. Bild 146)

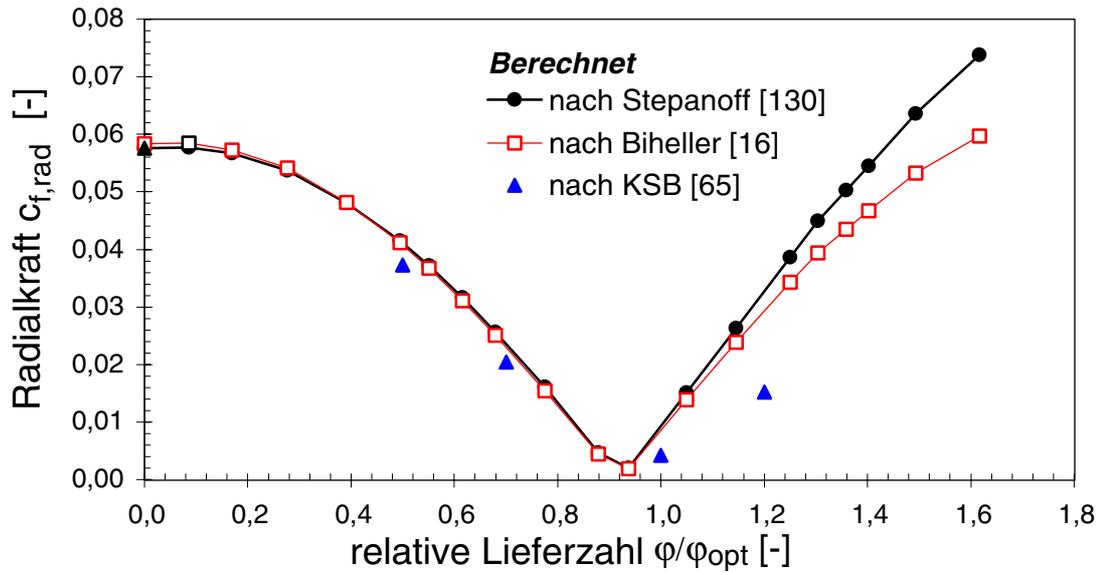


Bild 148: Betrag der theoretischen Radialkraft nach verschiedenen Autoren

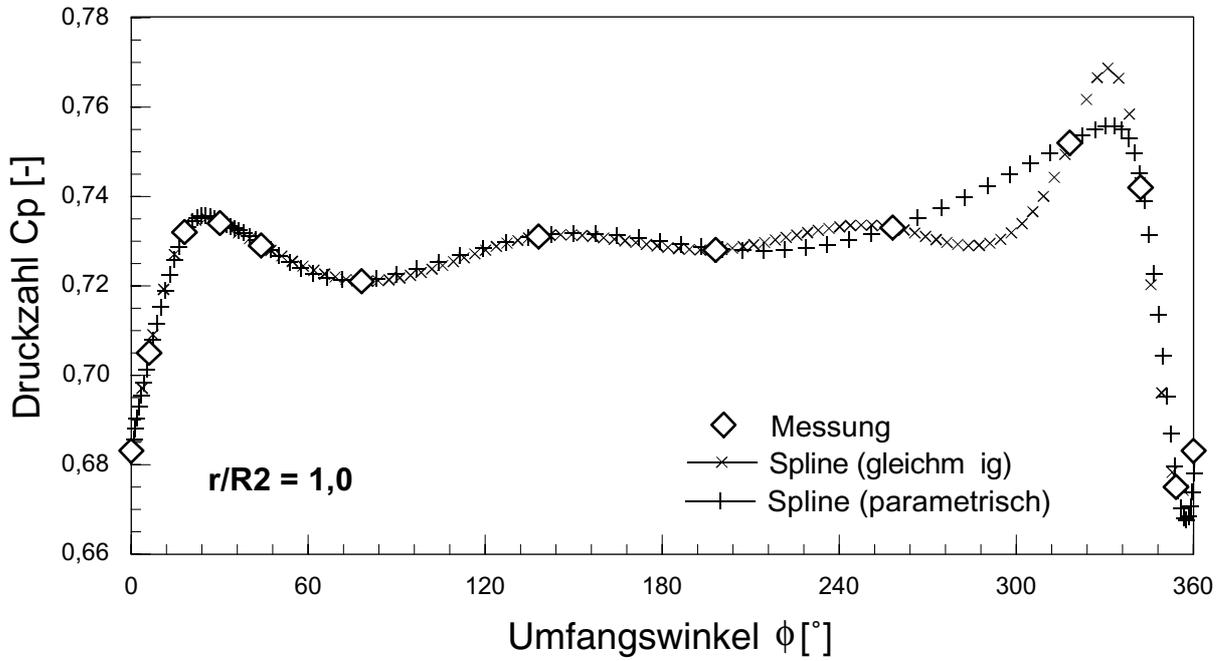


Bild 149: Vergleich der Interpolation von Meßdaten mit Hilfe verschiedener Spline-Funktionen

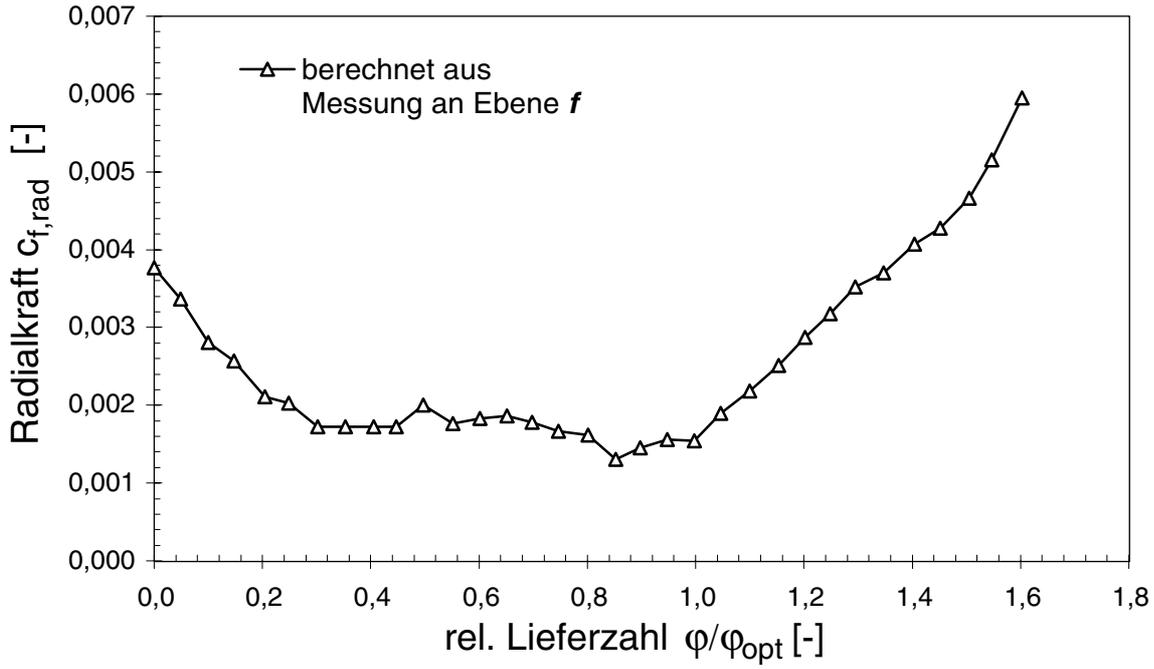


Bild 150: Aus Meßdaten errechnete dimensionslose Radialkraft

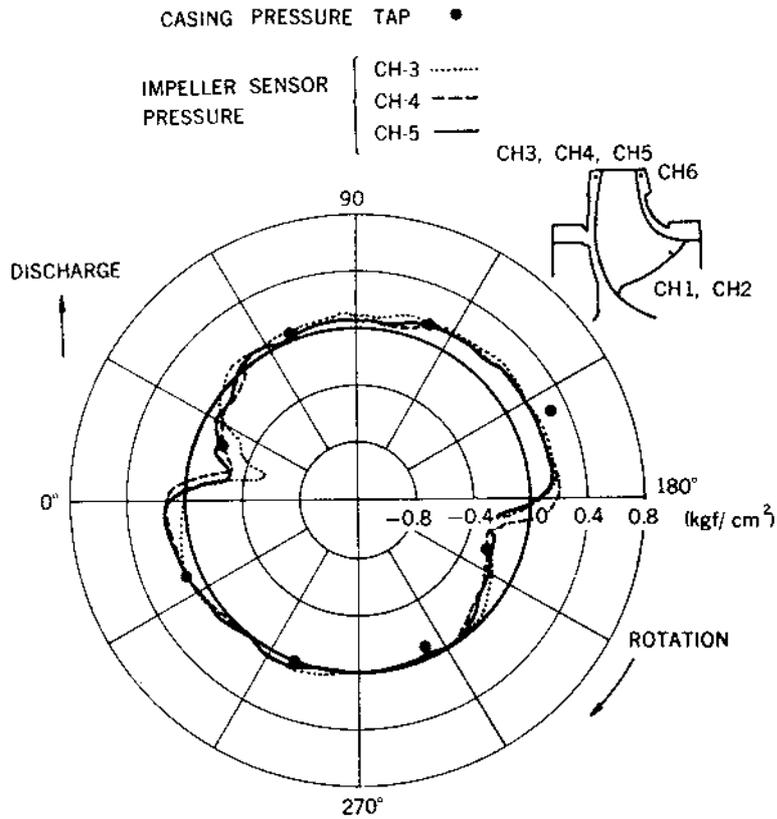


Bild 151: Vergleich der am Gehäuse und im Laufrad einer Kreiselpumpe mit Doppelspirale gemessenen peripheren Druckverteilung (nach KANKI ET AL. [70])

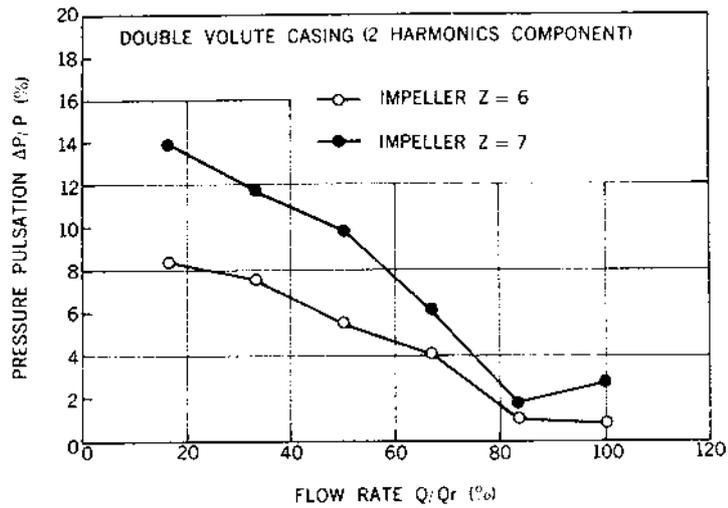


Bild 152: Druckschwankungen am Austritt im Laufrad einer Kreiselpumpe mit Doppelspirale (nach KANKI ET AL. [70])

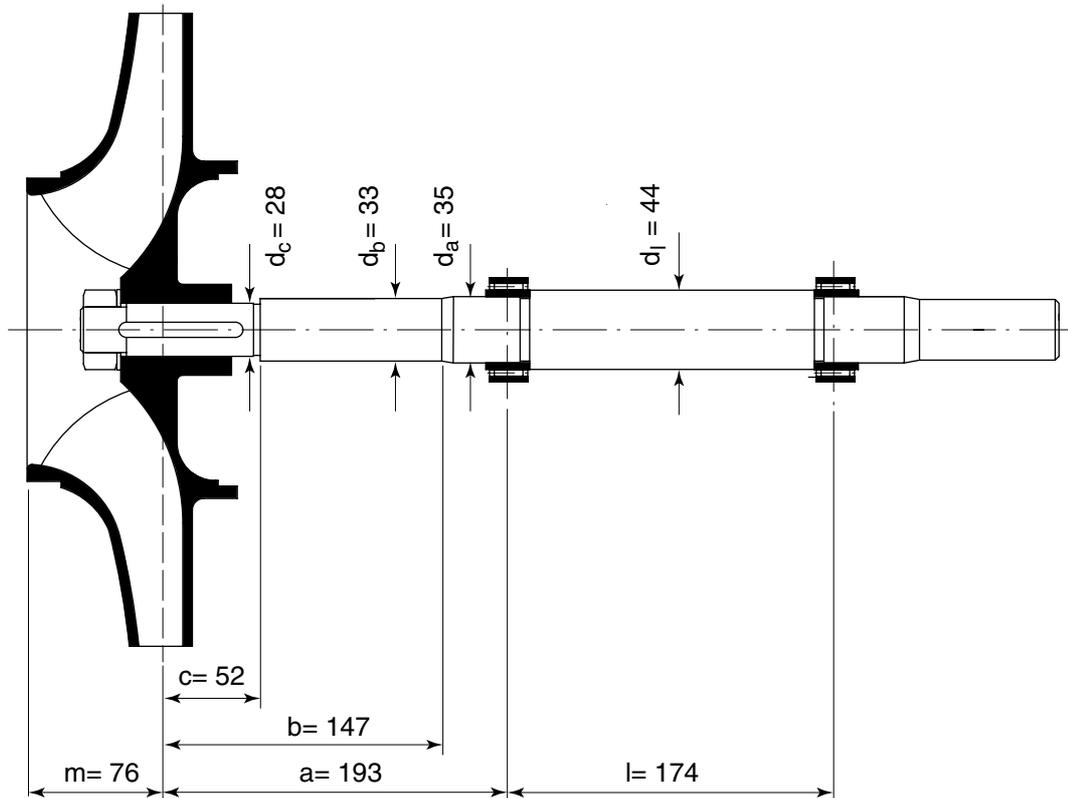


Bild 153: Geometrische Wellendaten

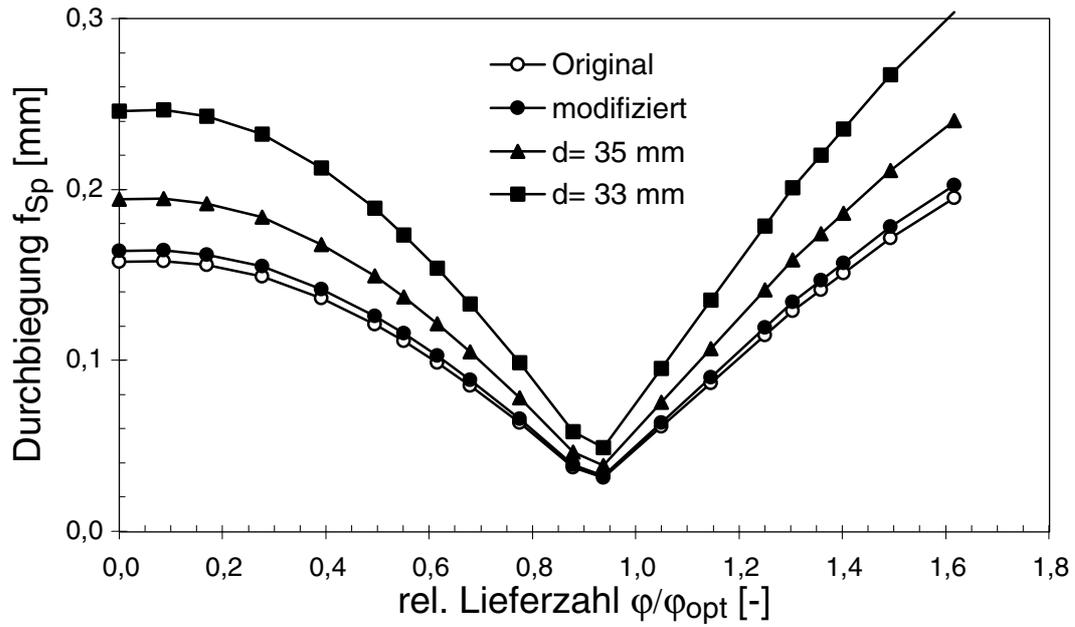


Bild 154: Vergleich der berechneten Durchbiegung am Spaltring bei verschiedenen Annahmen über die Wellengeometrie und Radialbelastungen gemäß Bild 148

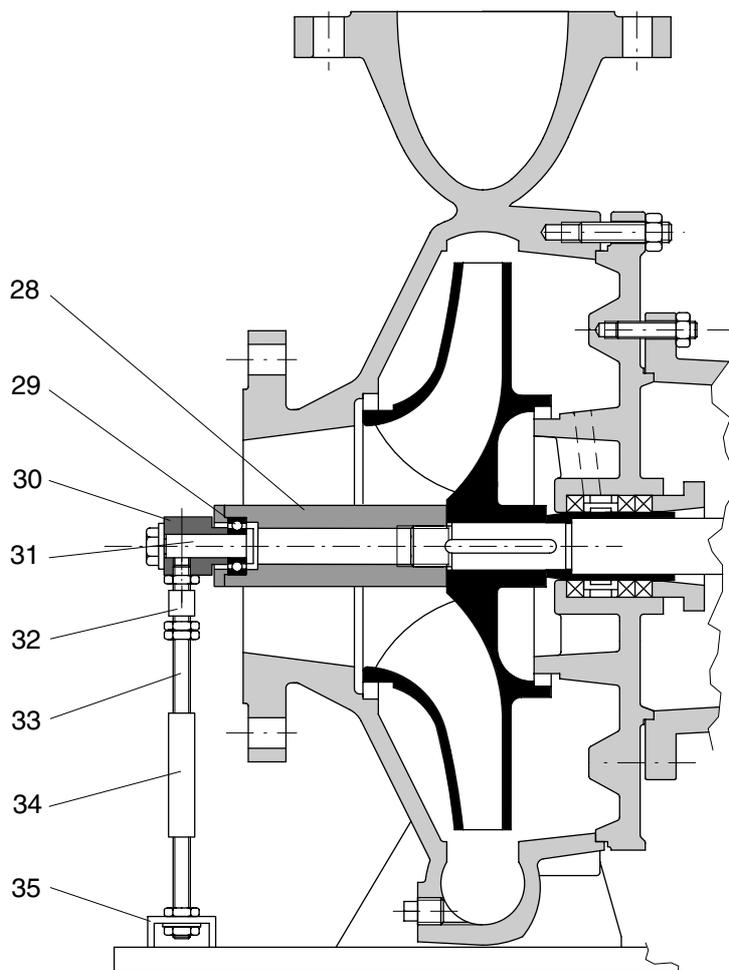


Bild 155: ilfsvorrichtung zur Untersuchung des Biegeverhaltens der Pumpenwelle

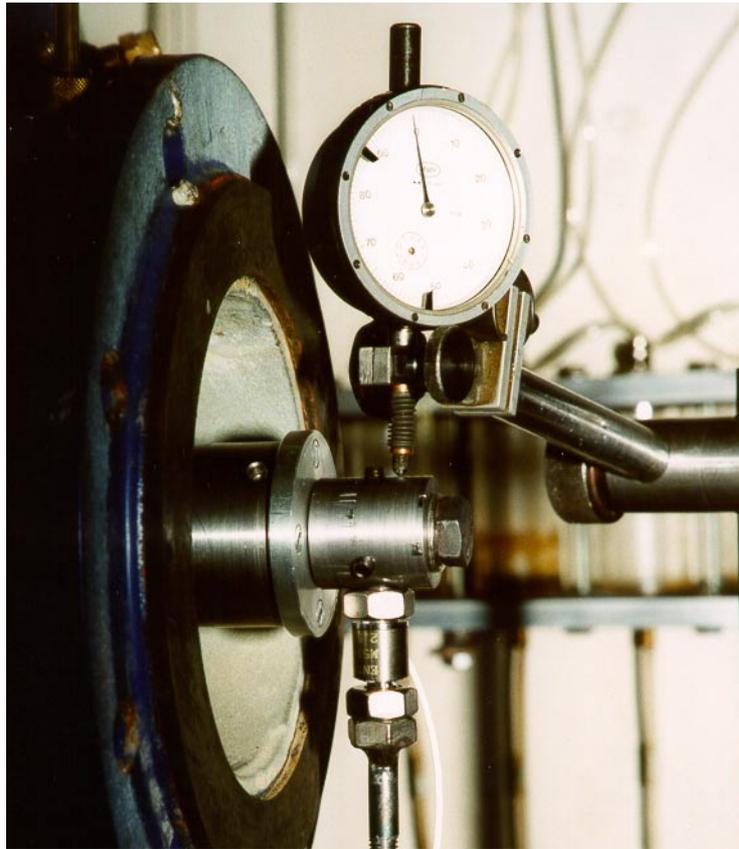


Bild 156: Detailaufnahme der Versuchsanordnung nach Bild 155

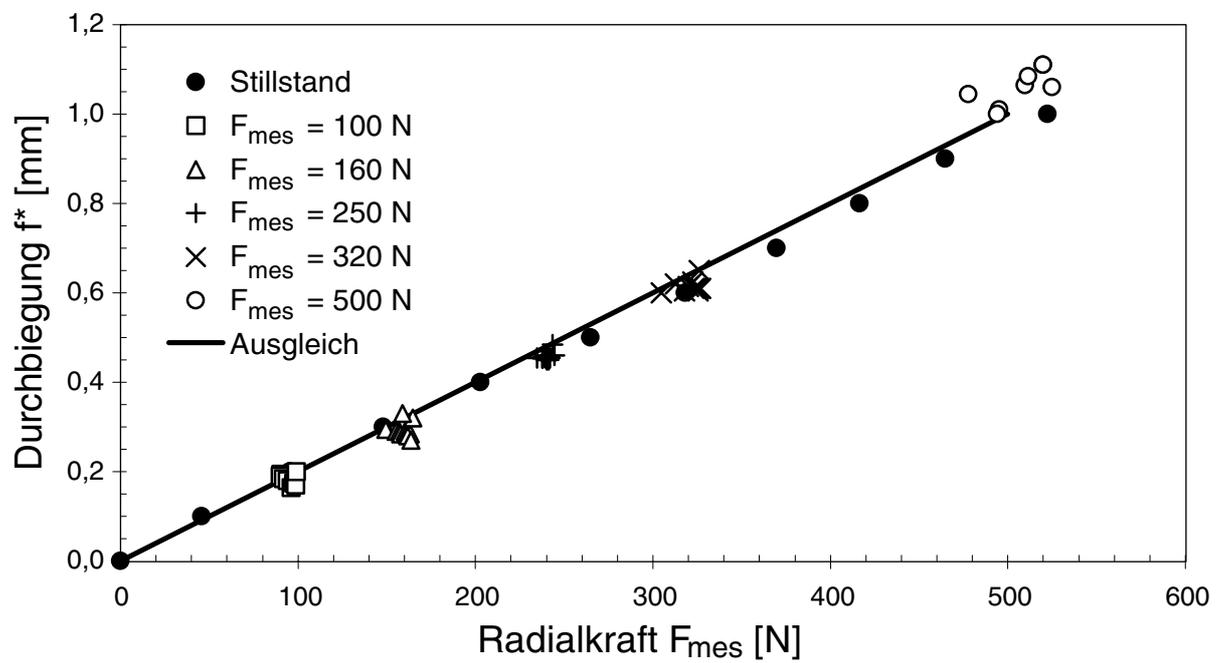


Bild 157: Ergebnisse der Biegeversuche der Pumpenwelle bei verschiedenen Radialkräften und Drehzahlen

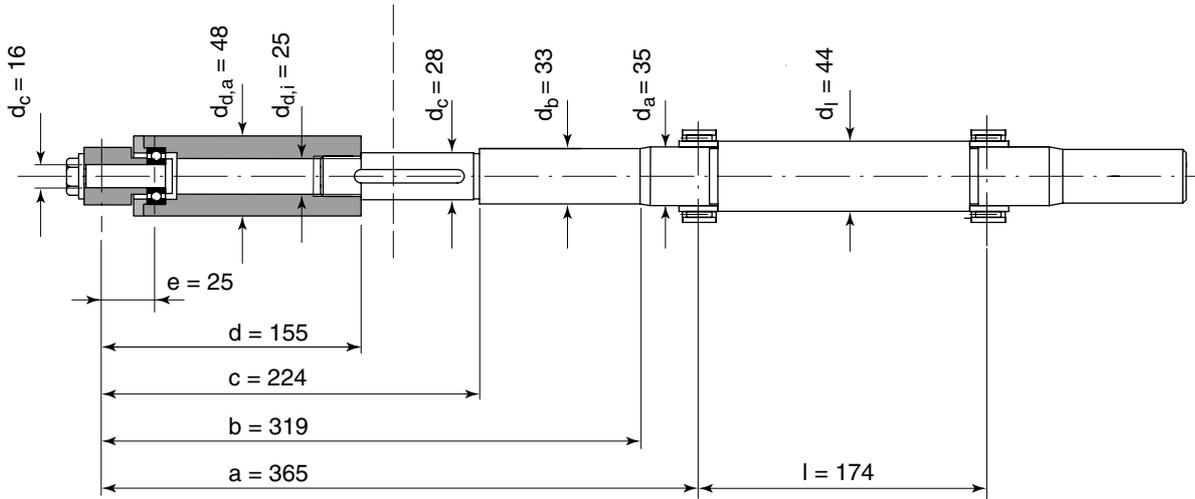


Bild 158: Geometrie der für die Biegeversuche verlängerten Welle

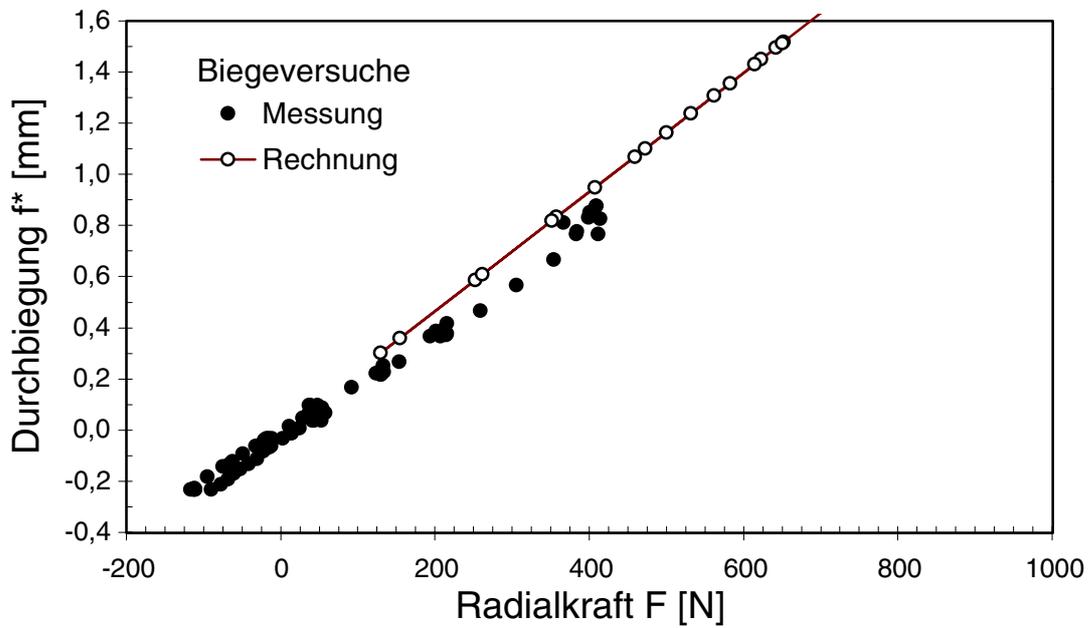


Bild 159: Gemessene (Zugversuch) und gerechnete Wellendurchbiegung in Abhängigkeit der Radialkraft

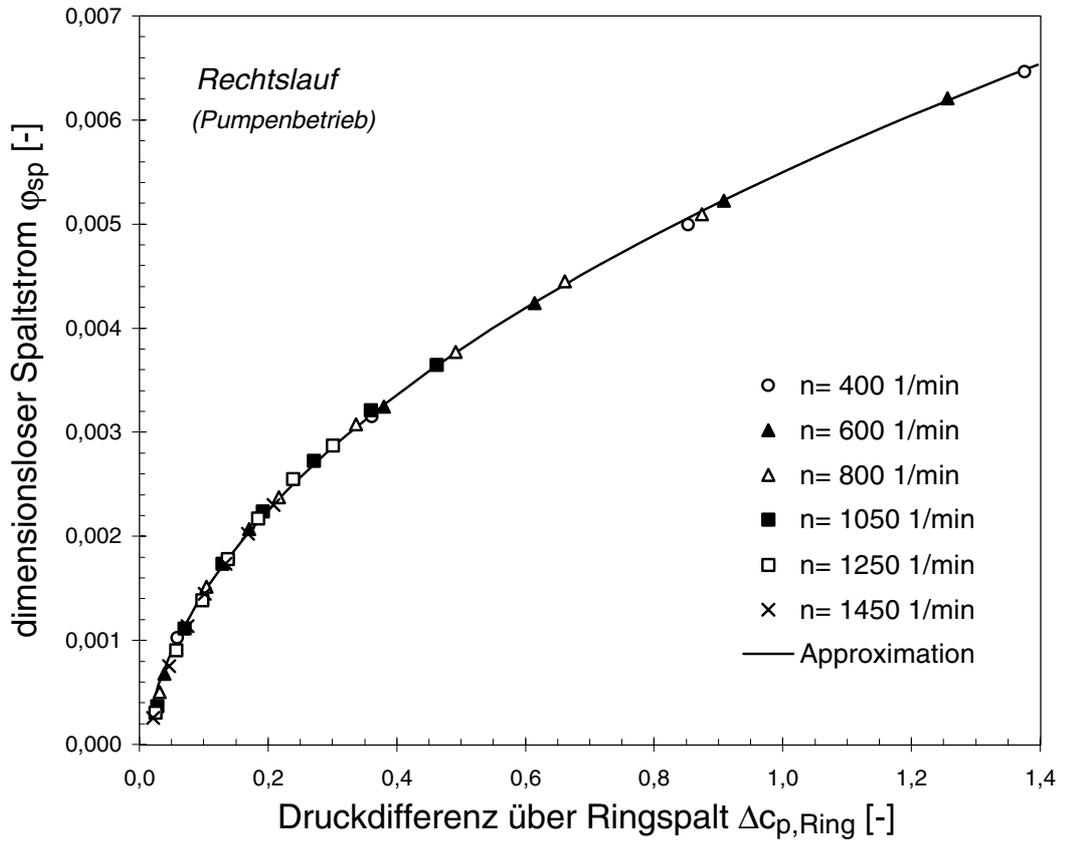


Bild 160: Umkehrfunktion  $\phi_{Sp} = (\Delta c_{p,Ring})$  aus Bild 111 zur Berechnung des Spaltstromes

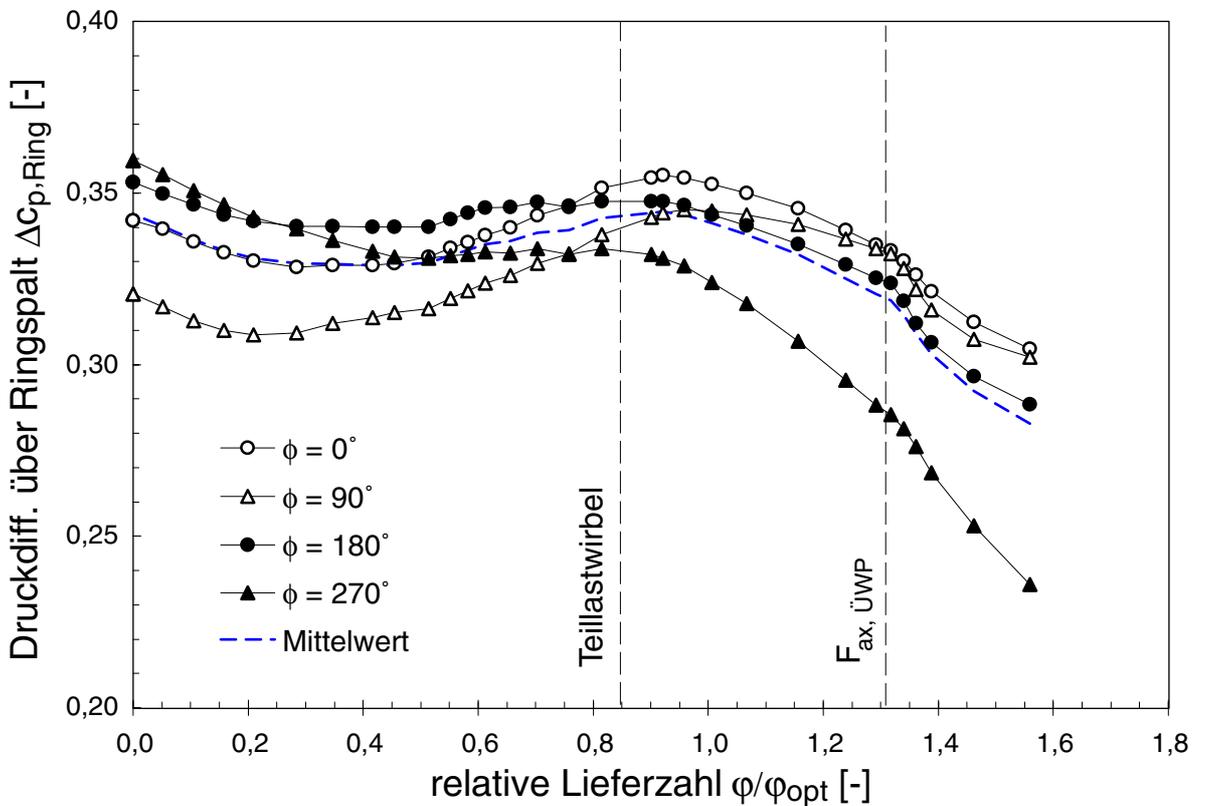


Bild 161: Verhalten des Druckabfalls  $\Delta c_{p,Ring} = c_{p,vsp} - c_{p,hsp}$  am saugseitigen Dichtspalt

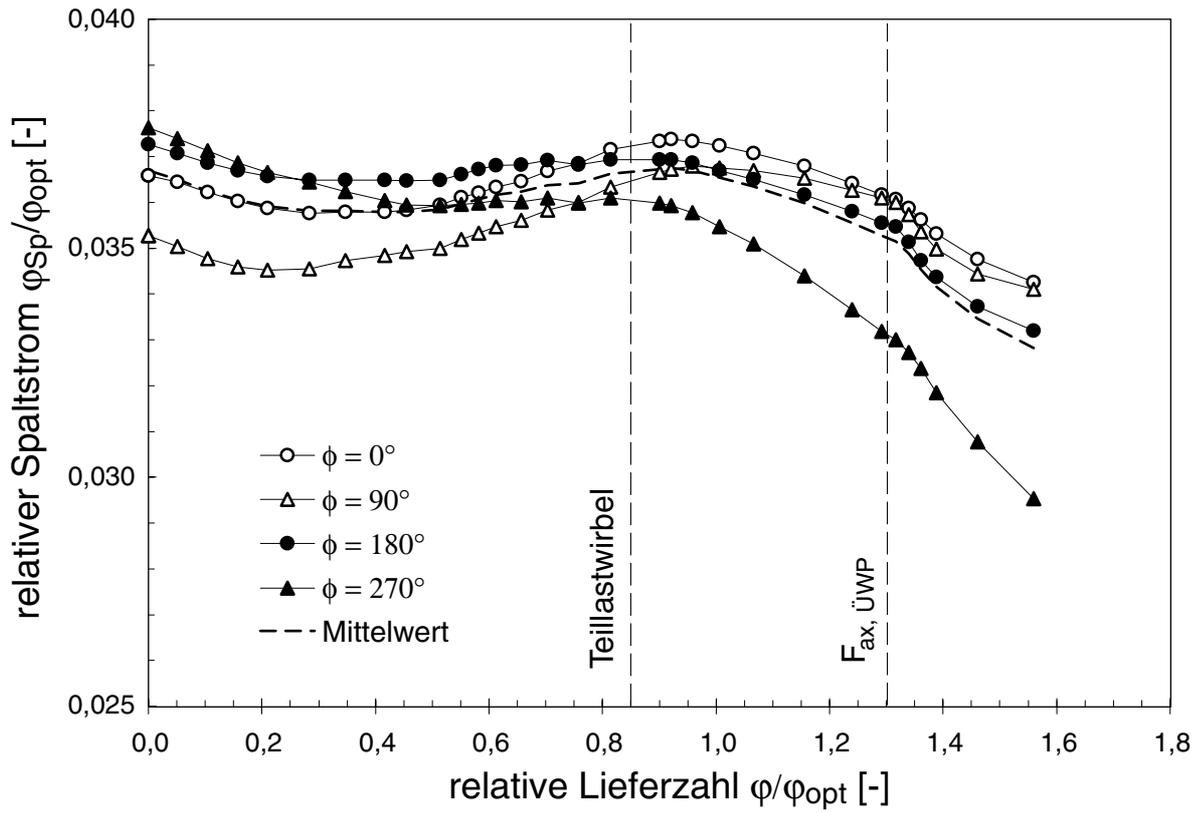


Bild 162: Auf dem Durchfluß besten Wirkungsgrades bezogener Spaltstrom  $\varphi_{Sp}$  über die relative Lieferzahl  $\varphi/\varphi_{opt}$

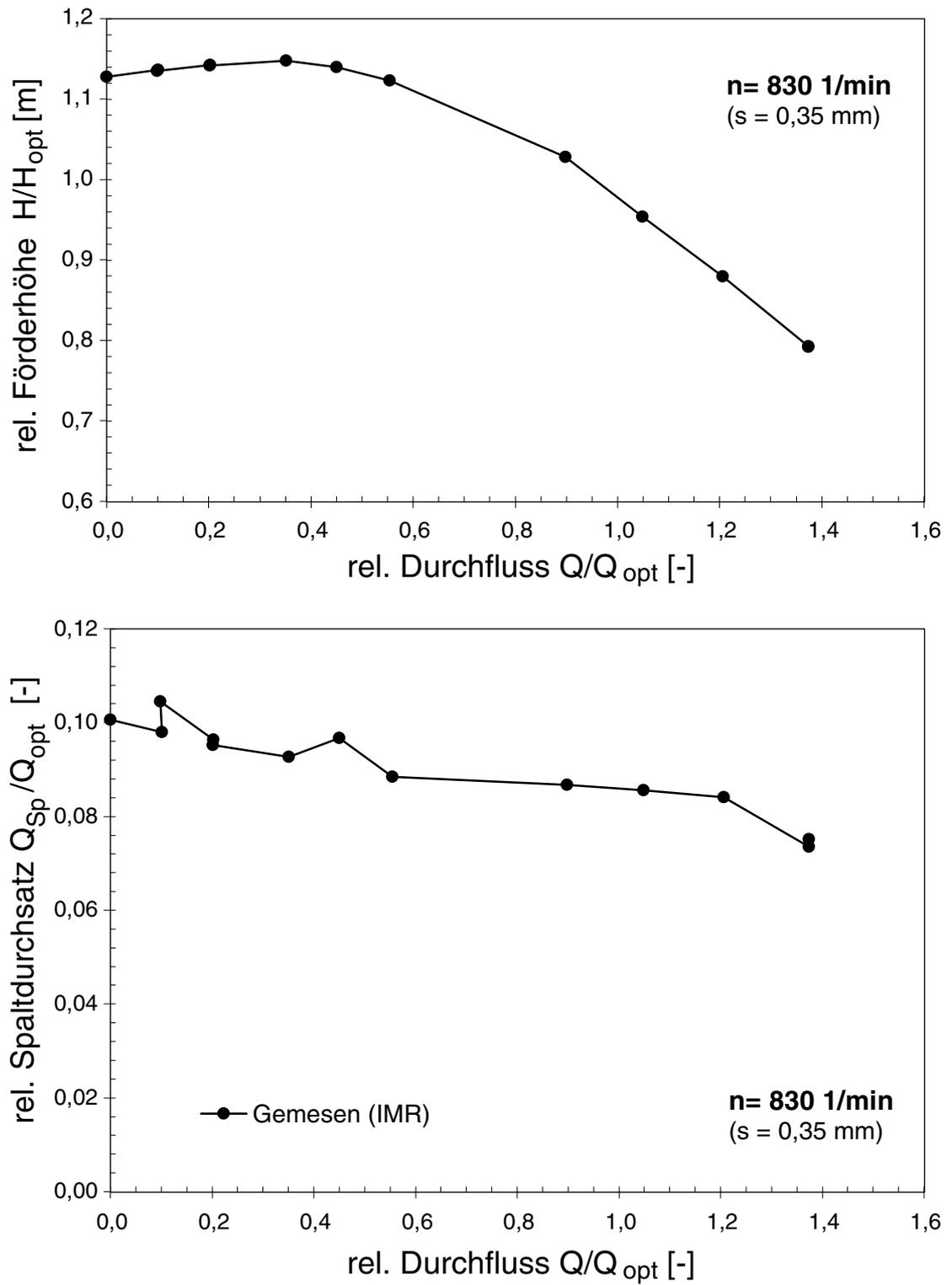
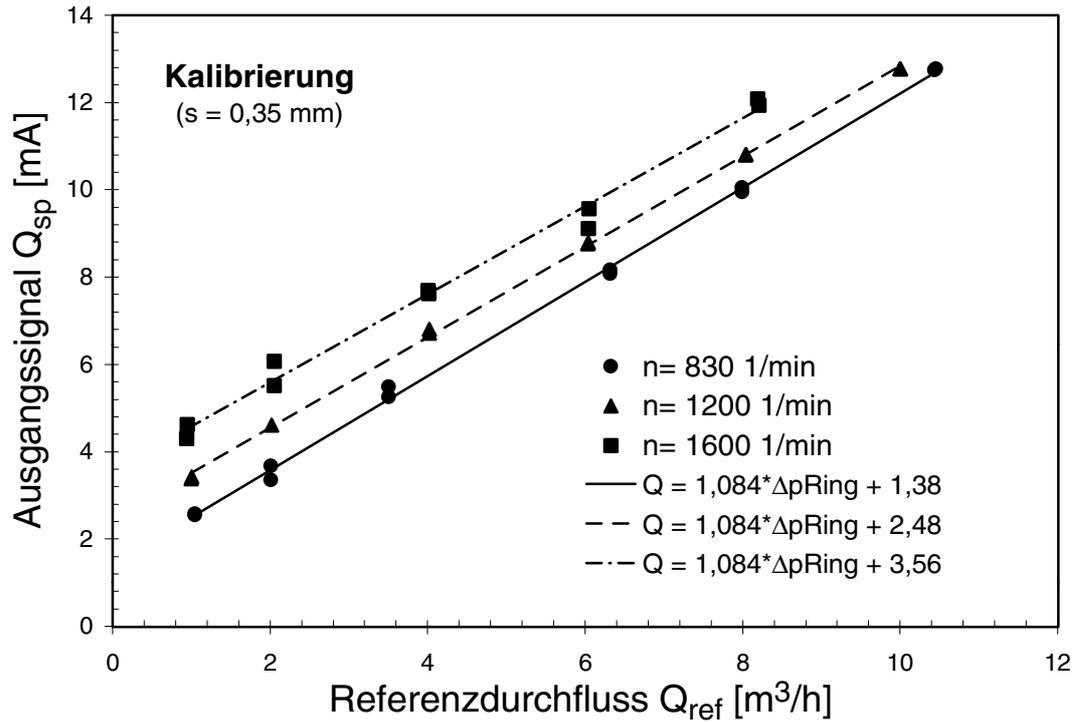
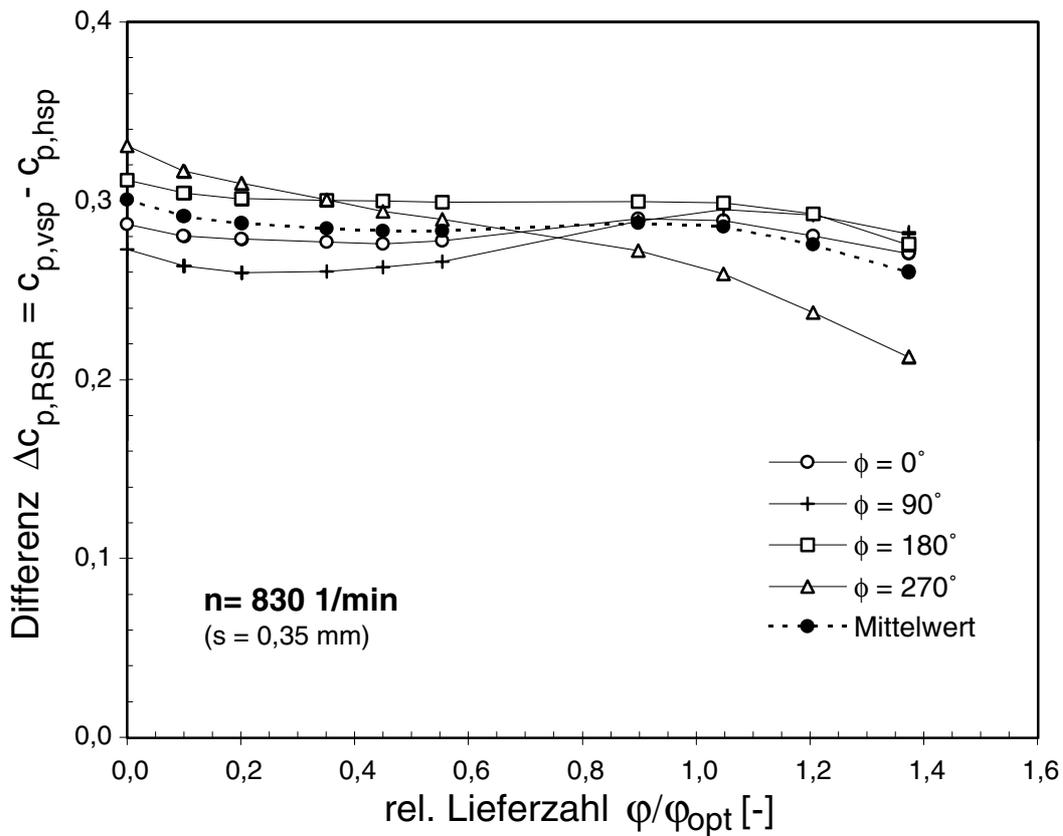


Bild 163: Gemessene Förderhöhe  $H$  und Spaltstrom  $Q_{Sp}$  über Durchfluß  $Q$  bei  $n = 830$  1/min

Bild 164: Kalibriergeraden des induktiven Meßringes für  $s = 0,35 \text{ mm}$ Bild 165: Verlauf des Druckabfalles am Ringspalt in Abhängigkeit des Betriebspunktes bei  $n = 830 \text{ 1/min}$

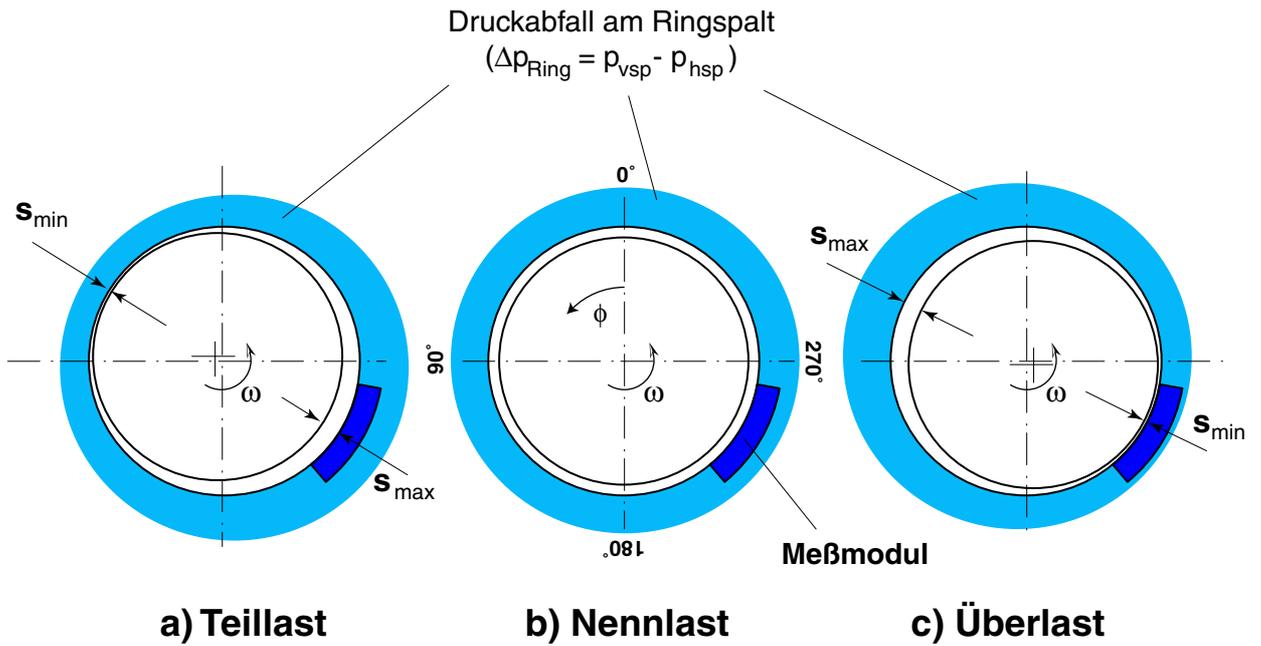


Bild 166: Lastabhängiges Verhalten des Druckabfalls am saugseitigen Ringspalt infolge der Exzentrizität des Laufrades zum Gehäuse

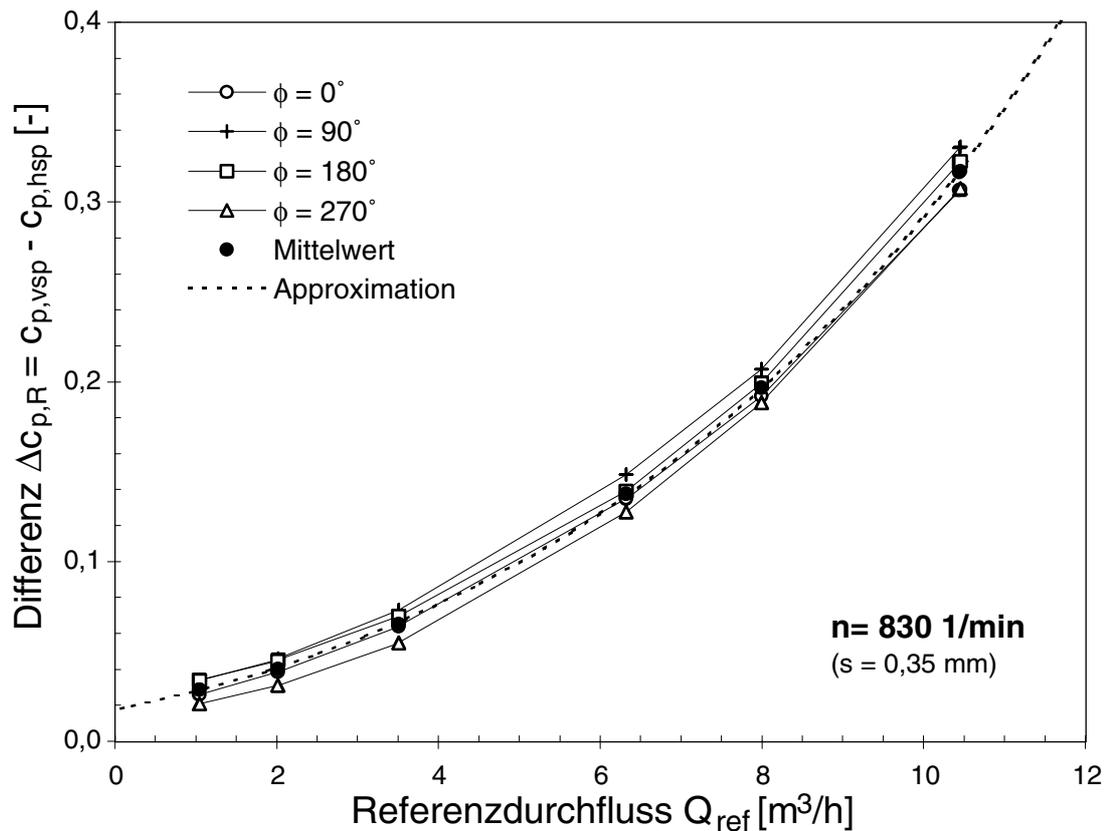


Bild 167: Druckabfall am Ringspalt  $\Delta c_{p,\text{Ring}}$  bei Änderung des Referenz-Spaltstromes  $Q_{\text{ref}}$

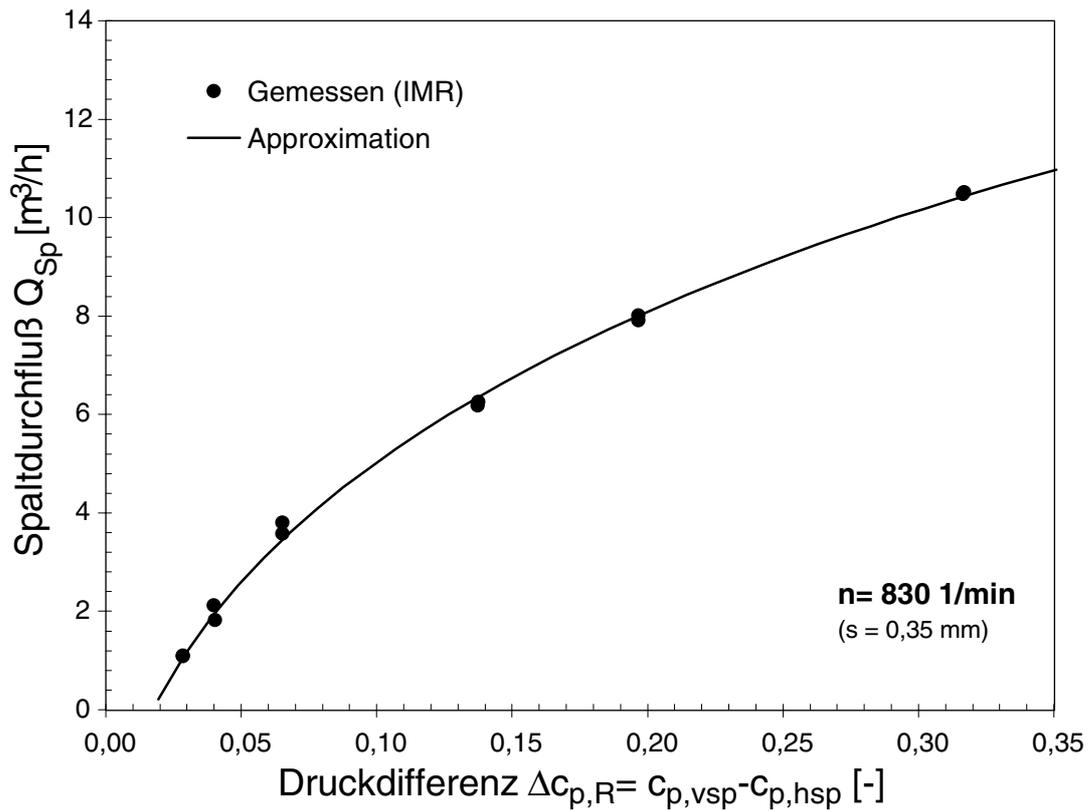


Bild 168: Meßergebnisse aus Kalibrierung und Approximationsfunktion von  $Q_{Sp}$  über dem mittleren Druckabfall am Dichtspalt

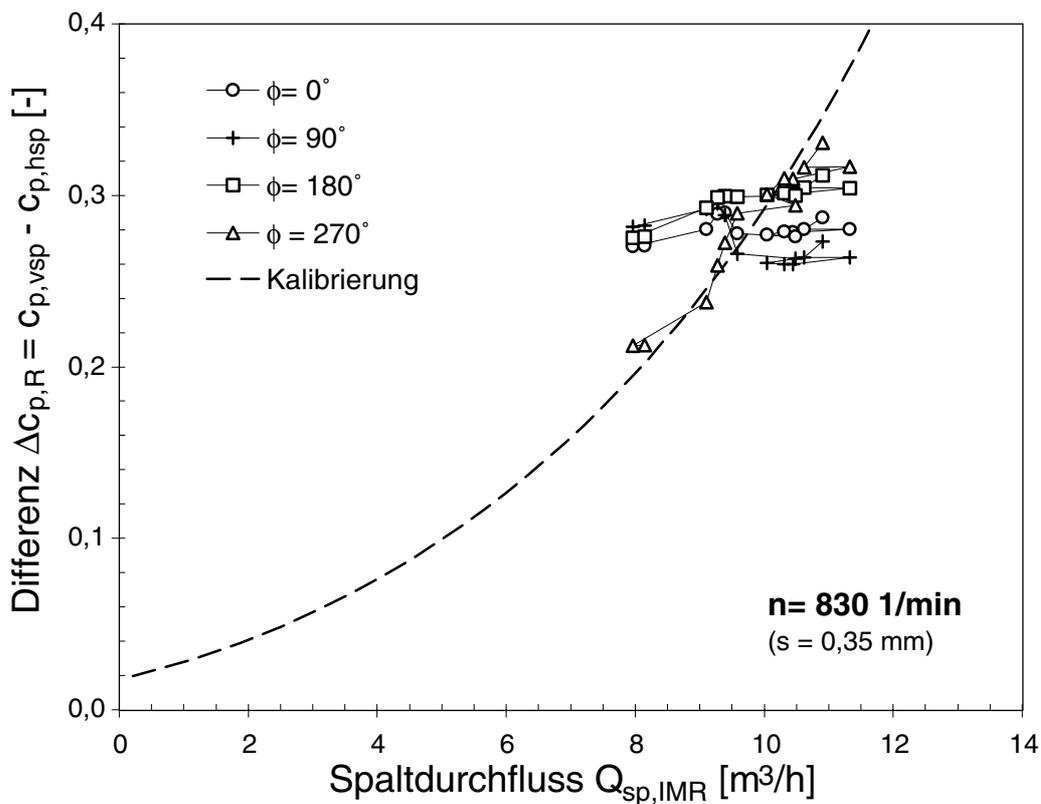


Bild 169: Vergleich des Druckabfalles am Dichtspalt bei Kalibrierung und normalem Förderbetrieb

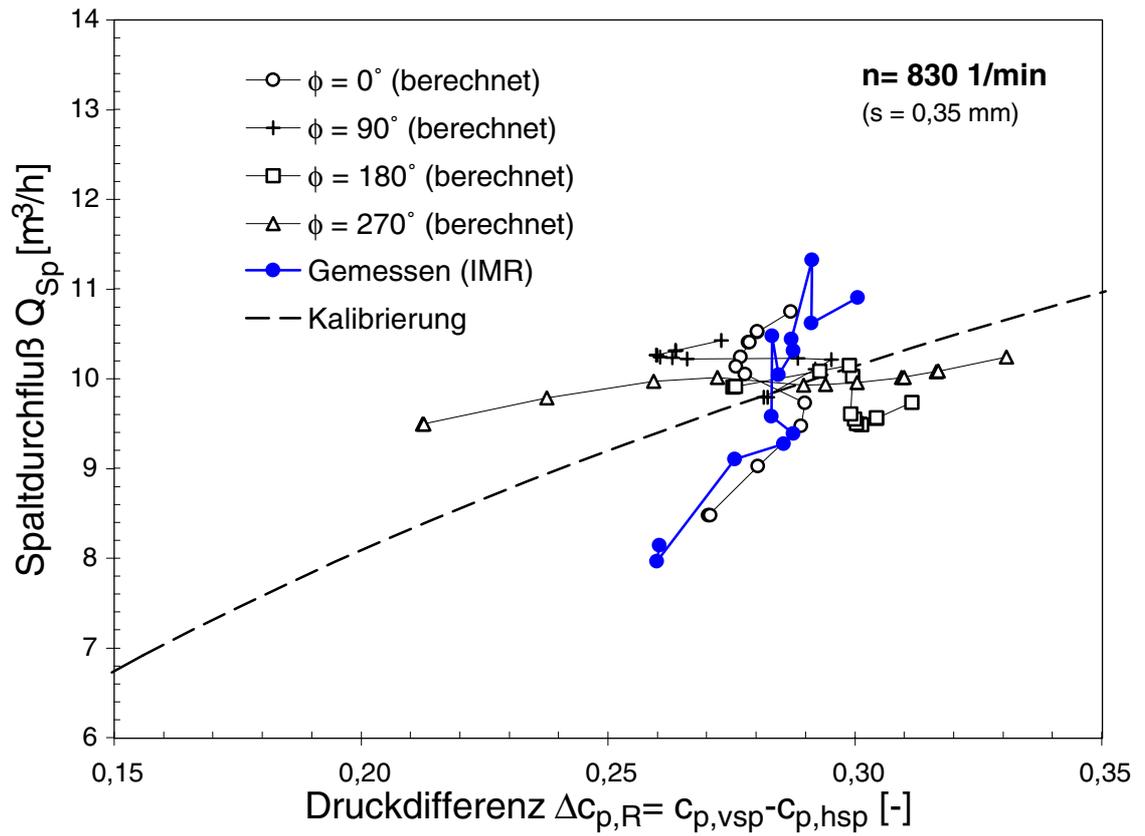


Bild 170: Vergleich zwischen den gemessenen und den aus den jeweiligen Druckabfall berechneten Spaltdurchflüssen



## Lebenslauf

### *Persönliche Daten*

Falk Bahm,  
geboren am 21. März 1960 in Witzenhausen, Hessen  
Eltern: Utz Bahm und Brita Bahm, geb. Barankewitz  
verheiratet mit Durly Arellano-Bahm  
ein Kind

### *Schulen*

1966 - 1972 Grundschule in Llambi Campbell, Prov. Santa Fe, Argentinien  
1973 - 1978 Technische Schule in Santa Fe, Argentinien  
Abschluß: Techniker Mechaniker  
1978 - 1980 Studium Maschinenbau an der Universität von Brasilia (UnB),  
Brasilia, Brasilien  
1982 Hochschulzugangsberechtigung für das Studium  
Maschinenbau  
1982 - 1990 Studium Maschinenbau an der Universität Hannover,  
Schwerpunkt Strömungsmaschinen,  
Abschluß: Diplom-Ingenieur

### *Berufstätigkeit*

1985 - 1990 Wissenschaftliche Hilfskraft am Institut für  
Strömungsmaschinen, Universität Hannover  
1990 - 2000 Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für  
Strömungsmaschinen, Universität Hannover