

DISSERTATION

Experimentelle Untersuchungen zum tiefen Teillastbetrieb von Pumpturbinen

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines
Doktors der technischen Wissenschaften

unter der Leitung von

Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.Ing. Christian Bauer
Institut für Energietechnik und Thermodynamik - E302

eingereicht an der Technischen Universität Wien

Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

Dipl.-Ing. Gernot Edinger
Matr.Nr. 0425754
Kühlhofberg 441, 3970 Weitra

Wien, am 14. August 2014

.....

(Gernot Edinger)

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Zeit als Projektassistent am Institut für Energietechnik und Thermodynamik im Zuge des Forschungsprojekts *Experimentelle und numerische Untersuchungen zum instabilen Teillastbetrieb von Pumpturbinen - PuTuDyn*, welches zusammen mit Voith Hydro St. Pölten durchgeführt wurde.

Ich möchte an dieser Stelle allen beteiligten Personen des Instituts für Energietechnik und Thermodynamik danken, ohne die eine Verwirklichung dieses Vorhabens nicht möglich gewesen wäre. Diese Unterstützungen in administrativen Belangen, fachlichen Ratschlägen und Hilfestellungen, konstruktiven Diskussionen, aber auch das Engagement des allgemeinen Personals haben wesentlich zum Gelingen dieses Projekts beigetragen. Stellvertretend sei an dieser Stelle Herr Univ.Prof. Dr.-Ing. Christian Bauer genannt.

Mein Dank gilt auch allen beteiligten Personen von Voith Hydro in St. Pölten, Heidenheim und York, weil ohne diesen Firmenpartner das Projekt wohl nie in dieser Form verwirklicht werden hätte können. Weiters seien aber auch die Ratschläge und Fachkenntnisse aller beteiligten Personen angesprochen. Hier soll stellvertretend Herr Dipl.-Ing. Dr.techn. Bernhard List namentlich erwähnt werden.

Zu guter Letzt möchte ich mich noch bei meinen Eltern, Freunden und allen Wegbegleitern bedanken, welche mich in irgendeiner Weise während meiner Studienzeit unterstützt, begleitet und für die nötige Abwechslung und Motivation gesorgt haben.

*Gernot Edinger
im August 2014*

Kurzfassung

Die Pumpspeicherung ist eine wichtige Stütze für die Stabilität des Stromverbundnetzes. Neben ternären Maschinenanordnungen werden auch reversible Pumpenturbinen dazu herangezogen. Diese Arbeit beschäftigt sich vorrangig mit solchen reversiblen Pumpenturbinen vom Typ *Francis*. Durch die geänderten wirtschaftlichen und gesetzlichen Rahmenbedingungen werden die Speichermöglichkeiten nicht mehr so eingesetzt wie ursprünglich geplant. Auch die teilweise nicht exakt voraussehbare Stromproduktion aus erneuerbaren Energieträgern trägt dazu bei. Während noch vor zwei Jahrzehnten die Betriebszustandswechselzahl pro Tag zwischen Pump- und Turbinenbetrieb noch bei etwa eins bis zwei lag, zeigen neuere Aufzeichnungen, dass zehn oder mehr Wechsel keine Seltenheit mehr sind. Bei jedem Betriebszustandswechsel muss die Maschine Betriebspunkte durchfahren, welche weit ab vom Optimum liegen. Durch die dabei vorherrschenden Strömungszustände ergeben sich veränderte Belastungssituationen für die Maschinensätze.

In dieser Arbeit werden solche Betriebspunkte in Teillast näher betrachtet. Im Speziellen sind Strömungsphänomene im Pumpbetrieb bei geringen Durchflüssen und auch bei Nullförderung der Schwerpunkt. Dazu zählen etwa Vorrotation und Rezirkulation im Saugrohrdiffusor. Es können sich Wirbelstrukturen bilden, welche Druckschwankungen auslösen, die ungewöhnliche Belastungen für die Maschinen darstellen. Ebenfalls treten Ablöseerscheinungen in einzelnen Stütz-Leitschaufel-Passagen auf, welche oftmals auch umherwandern. Diese werden als *rotating stall* bezeichnet.

Zur Charakterisierung dieser Strömungszustände beziehungsweise Betriebspunkte wurde ein Modellmaschinenversuchsstand konstruiert und aufgebaut, welcher es ermöglicht, detaillierte Untersuchungen durchzuführen. Ein homologes Pumpenturbinenmodell wurde dahingehend adaptiert, dass im Saugrohrdiffusor und auch in einem Stützschaukelkanal laser-gestützte Strömungsgeschwindigkeitsmessungen durchgeführt werden können. Neben den Geschwindigkeitsmessungen wurden auch transiente Wanddruckmessungen im Saugrohrdiffusor durchgeführt, um die Druckschwankungen zu erfassen. Selbstverständlich wurden in jedem näher betrachteten Betriebspunkt alle globalen Performancedaten gemessen, um eine Zuordnung im Vier-Quadrantenkennfeld und der Pumpenkennlinie zu erleichtern.

Grundsätzlich weist die Pumpenkennlinie für eine konstant gehaltene Leitapparatstellung eine leichte Instabilität und einen Sattelpunkt auf. Diese Beobachtung kann aus den globalen Performancedaten gemacht werden. Als Ergebnis der Geschwindigkeitsmessungen hat sich gezeigt, dass sich bei einem Durchfluss von unter der Hälfte der Auslegungsmenge bei einer gewissen Leitapparatstellung eine starke Vorrotation und Rezirkulation ausbildet. Diese beiden Strömungsbilder sind unabhängig von der Leitapparatstellung. Die Strömung bei Nullförderung unterscheidet sich im Diffusor nicht signifikant von 20 % Q_{BEP} . Weiters nehmen die Druckschwankungen hin zu sehr kleinen Durchflüssen und der Nullförderung relativ stark zu. Die Strömung in einem untersuchten Stützschaufelkanal gegenüber des Sporns zeigte ein gewisse Strömungsablösung, die sich von der Nabenseite zur Kranzseite verschiebt, wenn sich der Durchfluss verringert. Dabei konnte auch eine gewisse Hysteresis beobachtet werden. Weiters zeigte sich bei Nullförderung und geöffnetem Leitapparat ebenfalls eine stark dreidimensional verwirbelte Strömung, welche ungünstige Belastungen hervorrufen kann.

Abstract

Nowadays, pumped storage became an important factor supporting the stability of the interconnected grid. There are two common ways for storing energy, reversible pump turbines and ternary machines. The focus of this work is on reversible *Francis* pump turbines. Due to the change of the energy sector concerning legal and economic frameworks and the growing renewable energy production, type of duty has been changed. About twenty years ago, the number of mode changes from pump to turbine or vice versa was once or twice a day. Today, ten or more changes of operation modes become more common. Thus, it is very important to know how the specific loads during start ups affect the pump turbine because thereby, the machines can operate at off design conditions.

The main topic of this work is part load pumping and zero flow conditions of a pump turbine. Flow phenomena like prerotation and backflow at the runner inlet in the draft tube diffuser were examined. The occurrence of weak vortex structures in the conical diffuser can cause pressure fluctuations which might have an unfavourable influence on the loads of the machine structures. Furthermore, the so called *rotating stall*, a moving flow separation in the stay-guide vane passage, appears. For examinations and characterization of these operating points, a closed loop pump turbine test rig was set up. A homologous model machine was adapted for performing detailed laser supported flow velocity measurements in the draft tube diffuser and in an one stay-guide vane flow passage. Beside the velocity measurements, transient wall pressure measurements were done. At every operating point the global performance data was recorded for a location on the head capacity curve.

The head capacity curve of the analysed pump turbine has a saddle point and a region with a slight positive slope, which might cause some instabilities when operating in these zones. Detailed velocity measurements showed a strong prerotation and backflow below a certain discharge. These phenomena are independent of the guide vane setting. Interestingly, the velocity distribution at zero discharge differs not significantly from the conditions at 20% Q_{BEP} . The pressure pulsations rise up at a certain discharge. The amplitudes still increase at very low discharge and shut off conditions. The velocity measurements in a stay vane flow passage opposite the nose vane showed a separation. This flow separation changes from the hub to the shroud side when throttling the discharge. An hysteresis can be observed

at this separation shift. At shut off conditions at a given gate opening, a fully separated three-dimensional flow has been raised in the stay vane flow passage. This flow phenomena can cause unfavourable load conditions for pump turbines.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Energie aus Wasserkraft	1
1.2	Pumpspeicherung	3
1.3	Radiale, reversible Pumpturbinen	6
1.3.1	Allgemeines	6
1.3.2	Teillastverhalten im Pumpbetrieb	8
1.3.3	Kavitation	12
1.4	Aufgabenstellung	13
2	Theoretische Grundlagen	15
2.1	Modellversuche	15
2.2	Strömungsverhältnisse am Laufrad	16
2.3	Kennzahlen	19
2.4	Koordinatentransformation	23
2.5	Messunsicherheitsbetrachtungen	24
2.5.1	Systematische Messunsicherheit	25
2.5.2	Zufällige Messunsicherheit	27
2.5.3	Kombinierte Messunsicherheit	29
2.6	Leistungsspektren	30
3	Experimenteller Aufbau	32
3.1	Pumpturbinen Modellmaschine	32
3.2	Versuchsaufbau	33
3.2.1	Spezieller Versuchsaufbau	36
3.2.2	Durchflussmessung	38
3.2.3	Druckmessung	38

3.2.4	LDA Strömungsgeschwindigkeitsmessung	41
3.2.5	Drehmoment und Drehzahl	47
3.2.6	Steuerung und Messdatenerfassung	49
4	Untersuchungen und Ergebnisse	55
4.1	Pumpenkennlinie	55
4.2	Untersuchungen im Eintrittsdiffusor	61
4.2.1	Geschwindigkeitsmessungen	61
4.2.2	Druckpulsationsmessungen	72
4.3	Untersuchungen im Traversenring	77
4.3.1	Ablöseverschiebung und Hysterese	79
4.3.2	Strömungsprofile in Teillast	86
4.4	Kavitationsuntersuchungen	94
5	Weiterer Forschungsbedarf	96
6	Zusammenfassung	99
A	Diagramme Eintrittsdiffusor	101
B	Diagramme Traversenring	113

Nomenklatur

Lateinische Zeichen

A	Messunsicherheitsmatrix	(*)
<i>a</i>	Element der Messunsicherheitsmatrix	(*)
<i>a</i>	Leitapparatöffnung	(*)
B	Sensitivitätsmatrize	(*)
b	Zeilenvektor der Sensitivitätsmatrize	(*)
<i>B</i>	Stützschaufelkanalhöhe	m
<i>b</i>	Ebenenposition Stützschaufelkanal	m
<i>b</i>	Element der Sensitivitätsmatrix	(*)
<i>c</i>	Absolutgeschwindigkeit	m/s
<i>c</i> ₀	Geschwindigkeit des Laserlichts	m/s
<i>c</i> _m	Meridiangeschwindigkeit	m/s
<i>c</i> _n	Geschwindigkeit normal zu Interferenzstreifen	m/s
<i>c</i> _t	Tangentialgeschwindigkeit im Stützschaufelkanal	m/s
c	Geschwindigkeitsvektor	m/s
<i>c</i> _θ	Tangentialgeschwindigkeit im Saugrohrdiffusor	m/s
<i>c</i> _z	Axialgeschwindigkeit im Stützschaufelkanal	m/s
<i>D</i>	Durchmesser	m
<i>d</i> _s	Strahldurchmesser	m
e	Vektor	(*)
<i>E</i>	spezifische hydraulische Energie	J/kg
<i>e</i>	Vektorkomponente	(*)
<i>e</i>	<i>Euler'sche Zahl</i>	—
<i>f</i>	Frequenz	Hz
<i>f</i> '	wahrgenommene Lichtfrequenz	Hz
<i>f</i> _{Shift}	Modulationsfrequenz der <i>Bragg-Zelle</i>	Hz
<i>F</i> _s	Linsenbrennweite	m
<i>f</i> ₀	Frequenz des Laserlichts	Hz

f_D	Detektionsfrequenz	Hz
f_{Ny}	<i>Nyquist</i> Frequenz	Hz
f_s	Samplingfrequenz	Hz
g	Erdbeschleunigung	m/s ²
$g_{xx,i}$	Komponente einseitiges Leistungsspektrum	(*)
H	Fall- oder Förderhöhe	m
h_{geo}	geodätische Höhendifferenz	m
h_{sub}	Einbautiefe der Maschine	m
I	Lichtintensität	W/m ²
\mathbf{l}	Ausbreitungsrichtungsvektor	—
l	Längsausdehnung	m
\mathbf{l}_1	Ausbreitungsrichtungsvektor	—
\mathbf{l}_2	Ausbreitungsrichtungsvektor	—
\mathbf{l}_D	Detektionsrichtungsvektor	—
l_s	Strahlabstand	m
l_{ss}	Länge der Stützschaufeln	m
N	Anzahl der Abtastwerte	—
n	Brechzahl	—
n	Drehzahl	s ⁻¹
n_{ED}	Drehzahlfaktor	—
$NPSE$	net positive suction specific energy	J/kg
n_q	spezifische Drehzahl	min ⁻¹
P	Wahrscheinlichkeit	%
p	Druck	Pa
$p_{w,t}$	transienter Wanddruck	Pa
p_d	Dampfdruck	Pa
p_u	Umgebungsdruck	Pa
Q	Durchfluss	m ³ /s
q'	Spaltwasserstrom durch den Bodenspalt	m ³ /s
q''	Spaltwasserstrom durch den Kranzspalt	m ³ /s
Q_2	Durchfluss abzüglich Spaltwasserströmen	m ³ /s
Q_{ED}	Durchflussfaktor	—
Q_k	kritischer Durchfluss	m ³ /s
Q_m	Durchfluss durch das Laufrad	m ³ /s
R	Diffusoraußenradius	m
r	Radius	m
Re	<i>Reynoldszahl</i>	—
\mathbf{S}	Kovarianzmatrix	(*)

S	Drallzahl	—
s	Element der Kovarianzmatrix	(*)
s	Standardabweichung	(*)
\mathbf{s}_{xx}	Komponentenvektor zweiseitiges Leistungsspektrum	(*)
$s_{xx,i}$	Komponente zweiseitiges Leistungsspektrum	(*)
\mathbf{T}	Transformationsmatrix	—
T	Drehmoment	Nm
t	Student-t-Faktor	—
t	Zeit, Verweilzeit	s
T_1	Drehmoment an der Turbinenwelle	Nm
T_2	Reibmoment in Lagern und Dichtungen	Nm
T_{ED}	Drehmomentfaktor	—
T_m	Drehmoment des Laufrades	Nm
u	Umfangsgeschwindigkeit	m/s
u, v, w	Koordinatenrichtungen, Komponenten	(*)
V_{nutz}	Nutzhalt	m ³
w	Relativgeschwindigkeit	m/s
$\Delta \mathbf{x}$	systematischer Unsicherheitsvektor	(*)
\mathbf{x}	Eingangsarray des Leistungsspektrums	(*)
X	Länge der Samplelinien	m
x, y, z	Koordinatenrichtungen, Komponenten, Zielgrößen	(*)
z_m	Manometerhöhe	m
z_r	Maschinenreferenzhöhe	m

Griechische Zeichen

α	Einfallswinkel des Lichtstrahles	rad
α	Koordinatenachsenwinkel	rad
α_D	halber Diffusoröffnungswinkel	rad
β	Schaufelwinkel	°
χ	Partikelbahnwinkel	rad
Δ	Differenz	(*)
δ	Öffnungswinkel Stützschaufelkanal	°
δ_f	Interferenzstreifenabstand	mm
ϵ	Strömungswinkel	rad
η	Wirkungsgrad	—
γ	halber Strahlkreuzungswinkel	rad
κ	Koordinatenachsenwinkel	rad

λ	Lichtwellenlänge	nm
ν	Kinematische Viskosität	Pa s
Ω	Lafraddrehfrequenz	Hz
ω	Winkelgeschwindigkeit des Laufrades	s ⁻¹
φ	Durchflusszahl	—
φ'	Durchflusszahl, alte Berechnung	—
ψ	Druckzahl	—
ρ	Dichte	kg/m ³
σ	<i>Thoma</i> -Zahl	—
σ_0	<i>Thoma</i> -Zahl bei erster Wirkungsgradänderung	—
σ_1	<i>Thoma</i> -Zahl bei 1 % Wirkungsgradabfall	—
σ_i	<i>Thoma</i> -Zahl bei sichtbarem Kavitationsbeginn	—

Abkürzungen

DS	Druckseite
DFT	Diskrete <i>Fourier</i> Transformation
DIO	Digital In- and Output
DMS	Dehnungsmessstreifen
E1	Messebene 1 im Saugrohrdiffusor
E2	Messebene 2 im Saugrohrdiffusor
EMV	Elektromagnetische Verträglichkeit
EXP	Experiment
FFT	Fast <i>Fourier</i> Transformation
FS	full scale, vom Messbereichsendwert
LAN	Local Area Network
LDA	Laser Doppler Anemomentrie
LWL	Lichtwellenleiter
PC	Mess- und Steuerrechner
PFI	Programmable Function Interface
RCM	Receiving Module
RDG	reading, vom Messwert
RiKo	Ringkolbenventil
RSA	Realtime Signalanalyzer
SSI	Synchronous Serial Interface
SS	Saugseite
TTL	Transistor-Transistor-Logik
UW	Unterwasser

Hochgestellte Zeichen

*	komplex konjugierte Größe
*	transformierte Größe
—	arithmetischer Mittelwert

Tiefgestellte Zeichen

0	Ausgangswert
1	Eintritt
2	Austritt
<i>BEP</i>	best efficiency point, Auslegungspunkt
c	kombiniert, combined
eff	Effektivwert
<i>i, j, k, l, m, n</i>	Zählvariable
<i>m</i>	in Transportrichtung
max	Maximum
min	Minimum
OW	oberwasserseitig
P	Konfidenzniveau
p	Prototyp, plant
Pumpe	Pumpbetrieb
prim	im schaufellosen Raum
<i>ref</i>	Referenzwert
r	zufällig, random
RMS	Standardabweichung bei LDA Anwendungen
SD	im Saugrohrdiffusor
soll	Sollwert
s	systematisch, systematic
<i>th∞</i>	theoretisch
<i>u</i>	in Umfangsrichtung
<i>w</i>	wahrer Wert

Anmerkung: Die mit (*) bezeichneten Einheiten hängen von der physikalischen Größe des Messwertes beziehungsweise des betrachteten Wertes ab.

Kapitel 1

Einleitung

In dieser Einleitung wird versucht, die interessierten Lesenden an das Thema der Pumpspeicherung heranzuführen. Einem kurzen Abriss über die Wasserkraft und die Konzepte der Pumpspeicherung folgt eine Beschreibung der radialen, reversiblen Pumpturbine. Danach wird auf das Betriebsverhalten und die Besonderheiten beim Betrieb in tiefer Teillast dieser Art von hydraulischen Maschine eingegangen und daraus eine Aufgabenstellung abgeleitet.

1.1 Energie aus Wasserkraft

Die Nutzung der Wasserkraft als Energiequelle spielt schon sehr lange für die Menschheit eine große Rolle. Die Anfänge lassen sich bei Bewässerungsprojekten und Hochwasserschutz schon einige tausend Jahre vor Christus finden. Eine technische Nutzung begann vor über 1000 Jahren vor Christus in Form von Schöpfwerken und Wasserrädern die im Laufe der Jahrhunderte immer weiter verbessert wurden. Mit diesen Wasserrädern wurden Mühlen aber auch Hammerwerke und Sägen direkt angetrieben. Dabei wurde hauptsächlich die Lageenergie des Wassers in Bewegungsenergie umgewandelt und diese Räder sind somit die Vorläufer der heute weit verbreiteten Wasserturbinen. Gegen Ende des 19. Jahrhunderts wurde der Generator erfunden, damit war es möglich die Energie des Wassers in elektrische Energie umzuwandeln und schlussendlich mittels Leitungsnetzen auch über größere Entfernungen zu transportieren [29].

Heutzutage kommen Überdruckturbinen und Gleichdruckturbinen zum Einsatz. Die bekanntesten Turbinentypen sind *Kaplan*- und *Francis*-Turbinen bei den Überdruckmaschinen und die *Pelton*-Turbine als Gleichdruckmaschine, benannt jeweils nach ihren Erfindern. Die gebauten Leistungen liegen bei wenigen Watt bis hin zu über 1000 MW [15]. Dabei werden Spitzenwirkungsgrade von über 92% erreicht. Abbildung 1.1 zeigt einen Überblick, für welche Randbedingungen welche Maschinentypen vorrangig zur Anwendung kommen.

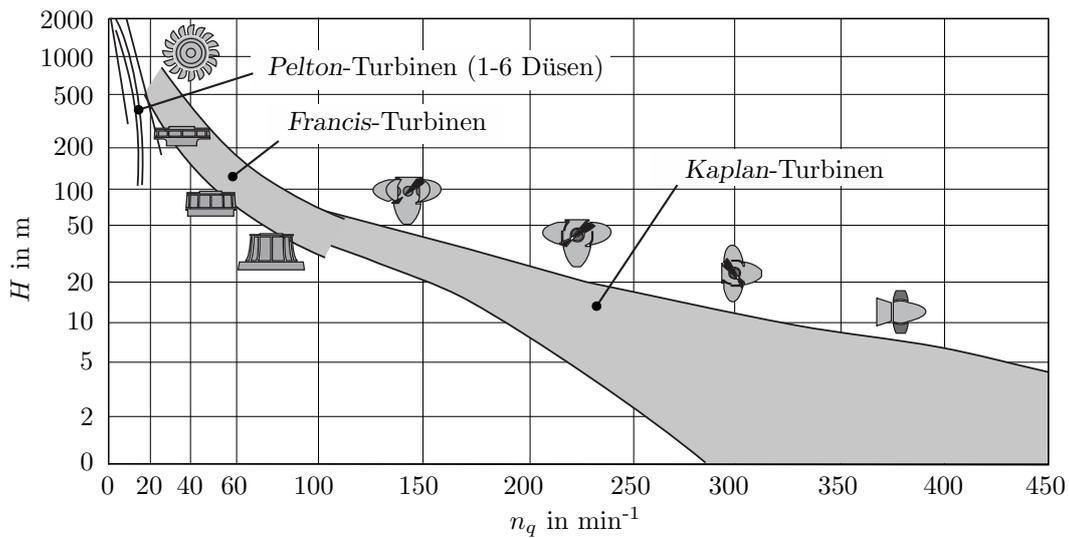


Abbildung 1.1: Einsatzgebiete für unterschiedliche Turbinentypen, nach [29].

Dabei ist auf der Ordinate die Fallhöhe H und auf der Abszisse die spezifische Drehzahl n_q nach Gleichung (2.3) aufgetragen.

Die Stromproduktion aus Wasserkraft hat beim Klimaschutz und der viel propagierten Energiewende hin zu regenerativer Stromerzeugung weiterhin eine große Bedeutung. Es handelt sich dabei um eine erneuerbare Energiequelle, welche nur einen sehr geringen Treibhausgasausstoß verursacht und im Vergleich zu anderen erneuerbaren Energiequellen geringe Schwankungen in der Produktion aufweist. Neben der direkten Nutzung der Energie des Wassers werden auch andere positive Effekte miteinander verbunden. Hochwasserschutz, Bewässerungsprojekte und Schiffbarmachung sind nur einige dieser Symbiosen. Es sei jedoch auch hier angemerkt, dass der Bau von Wasserkraftwerken in sehr vielen Fällen einen großen Eingriff in das bestehende Ökosystem bedeutet und genau untersucht werden muss, ob dieser Eingriff vertretbar ist oder nicht. Insgesamt wurden 2011 15.6% der weltweiten Elektrizitätsproduktion durch Wasserkraft bewerkstelligt, alle anderen erneuerbaren Energien zusammengerechnet trugen 4.2% bei. Spitzenreiter ist die Stromproduktion aus Kohle mit 41.2% [61].

Der Vorteil von Wasserkraft liegt, wie schon angedeutet, in der vergleichsweise guten Vorausplanbarkeit der Produktion. Beispielsweise können Wolkenfelder die Erzeugung von Strom mittels Photovoltaikanlagen innerhalb von Minuten erheblich schwanken lassen. Solche schwierig vorherzusehenden Entwicklungen belasten das elektrische Verbundnetz, weil elektrische Energie nur dann hergestellt werden kann, wenn sie auch verbraucht wird. Gibt es ein Ungleichgewicht zwischen Verbrauchern und Erzeugern, würde sich die Netzfrequenz erhöhen oder erniedrigen, je nach dem ob ein Überangebot oder ein Mangel an elektrischer Energie vorliegt. Damit die Netzfrequenz stabilisiert werden kann, braucht man Möglichkeiten, die überschüssige Energie abzuarbeiten oder mehr Energie zur Verfügung zu stellen,

falls dies erforderlich ist. Dazu eignen sich Pumpspeichertechnologien [3, 44]. Wie schon erwähnt kann elektrische Energie nicht direkt gespeichert werden, dazu muss man diese in eine andere Form überführen. Beispiele dafür sind etwa Rotationsenergie einer Schwungmasse oder potentielle Energie von Wasser in einem höher gelegenen Speicherbecken.

1.2 Pumpspeicherung

Wie schon unter 1.1 erwähnt, ist die Stabilität der Netzfrequenz im elektrischen Verbundnetz ein wesentlicher Faktor. Wird nun mehr Strom produziert als momentan verbraucht, beispielsweise durch ein erhöhtes Windaufkommen oder durch wolkenlosen Himmel zur Mittagszeit, kann dieser nur durch zusätzliche Verbraucher konsumiert werden. Andernfalls müsste man Anlagen abschalten und man könnte das Potential dadurch nicht voll ausschöpfen. Als solche zusätzliche Verbraucher eignen sich vor allem Pumpspeichieranlagen, weil diese die überschüssige Energie aus dem Verbundnetz aufnehmen und zusätzlich auch noch speichern können. Weiters sind solche Anlagen in der Lage zusätzliche Energie, die vorab gespeichert wurde, in das Netz einzuspeisen, falls Bedarf daran besteht. Auch kann Energie von anderen Kraftwerkstypen, welche beispielsweise aufgrund von Erwärmungs- oder Abkühlungsvorgängen nicht so schnell reagieren können, aufgenommen oder zur Verfügung gestellt werden.

Die Pumpspeicherung beruht grundsätzlich auf einem recht einfachen Prinzip, welches in Abbildung 1.2 illustriert ist. Wasser wird von einem tiefer gelegenen Speicher mittels einer Strömungsmaschine in einen höheren Speicher gepumpt. Dabei wird die im Netz zur Verfügung stehende elektrische Energie in potentielle Energie des Wassers überführt, die proportional dem geodätischen Höhenunterschied h_{geo} abzüglich Verlusten und dem Nutzinhalt V_{nutz} des Speichers ist. Wird nun Energie benötigt, kann das Wasser im höher gelegenen Speicher mittels derselben oder einer anderen Strömungsmaschine wieder in Form von Elektrizität in das Netz eingespeist werden. Momentan sind 99% der Energiespeichermöglichkeiten auf der ganzen Welt Pumpspeicher [17]. Der Bedarf an Energiespeichermöglichkeiten wird auch in Zukunft weltweit und auch im europäischen Raum gegeben sein, wie Studien belegen [40, 59].

Eine der ersten Anlagen wurde 1908 in der Maschinenfabrik Voith (Heidenheim an der Brenz, Deutschland) in Betrieb genommen. Dabei wurde eine *Pelton*turbine als Turbine und zwei Pumpen zum Hinaufpumpen des Triebwassers in ein rund 100 m höher gelegenes Speicherbecken installiert. Mit dem Strom aus einem zusätzlichen Laufkraftwerk konnte so außerhalb der Arbeitszeit das Wasser gepumpt werden und zu Zeiten höheren Bedarfs wurde dieses Wasser in der Turbine wieder abgearbeitet. Außerdem konnte das Wasser für Modellversuche an Wasserturbinen herangezogen werden [29].

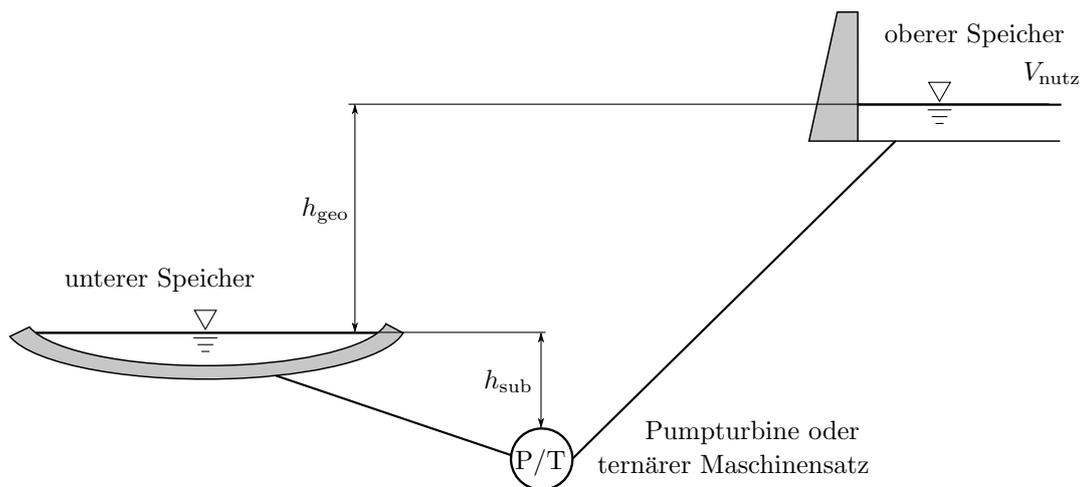


Abbildung 1.2: Prinzip der Pumpspeicherung.

Die Pumpspeicherung ist anderen Technologien wie Batterien oder Druckluftspeicher derzeit in der Kapazität um Größenordnungen überlegen und stellt momentan die am meisten ökonomische Art der Energiespeicherung dar. Die höchsten Wälzwirkungsgrade bei modernen Anlagen betragen 85 %, das bedeutet, dass von 1 kWh, die zur Speicherung aus dem Netz entnommen wurden, 0.85 kWh bei Bedarf in das Netz zurück gespeist werden können [64]. Weiters beträgt die Reaktionszeit, je nach Pumpspeichertyp und Betriebszustand, in etwa 30 Sekunden bis zu wenigen Minuten.

Die schnellsten Umschaltzeiten von Turbinen- bis Pumpbetrieb betragen bei ternären Maschinensätzen in etwa nur 25...40 s, im Vergleich dazu dauert es jedoch bei Pumpenturbinen 180...470 s [22, 29]. Abbildung 1.3 zeigt die beiden unterschiedlichen Möglichkeiten, als ternärer Maschinensatz wird hier die Variante mit vertikaler Welle und *Pelton*-turbine dargestellt, ganz unten ist die mehrstufige Speicherpumpe zu erkennen und darüber der hydrodynamische Wandler. In diesem Schema kann auch der erhöhte Platzbedarf für den ternären Maschinensatz abgeschätzt werden.

Zur Pumpspeicherung gibt es, wie schon erwähnt, verschiedenen Maschinenkonzepte (siehe Abbildung 1.3), die je nach Rahmenbedingungen eingesetzt werden. Bei sehr hohen Fallbeziehungsweise Förderhöhen werden sogenannte ternäre Maschinensätze eingesetzt. Dabei wird das Wasser mittels einer mehrstufigen Pumpe in den höher gelegenen Speicher gepumpt. Als Turbinen werden hauptsächlich *Pelton*-Turbinen aber auch *Francis*-Turbinen verwendet, welche wiederum die Energie in das Netz zurückliefern. Die Maschinen sind dabei meistens auf einer horizontalen oder vertikalen Welle angeordnet, an deren oberen Ende ein Motor-Generator installiert ist. Zudem ist fast immer noch eine Kupplung vorgesehen, die es ermöglicht die Pumpe im Turbinenbetrieb abzukoppeln damit diese nicht mitrotiert. Zusätzlich zur Kupplung wird oft ein Wandler eingesetzt, welcher auch zum Anfahren der Pumpe verwendet werden kann.

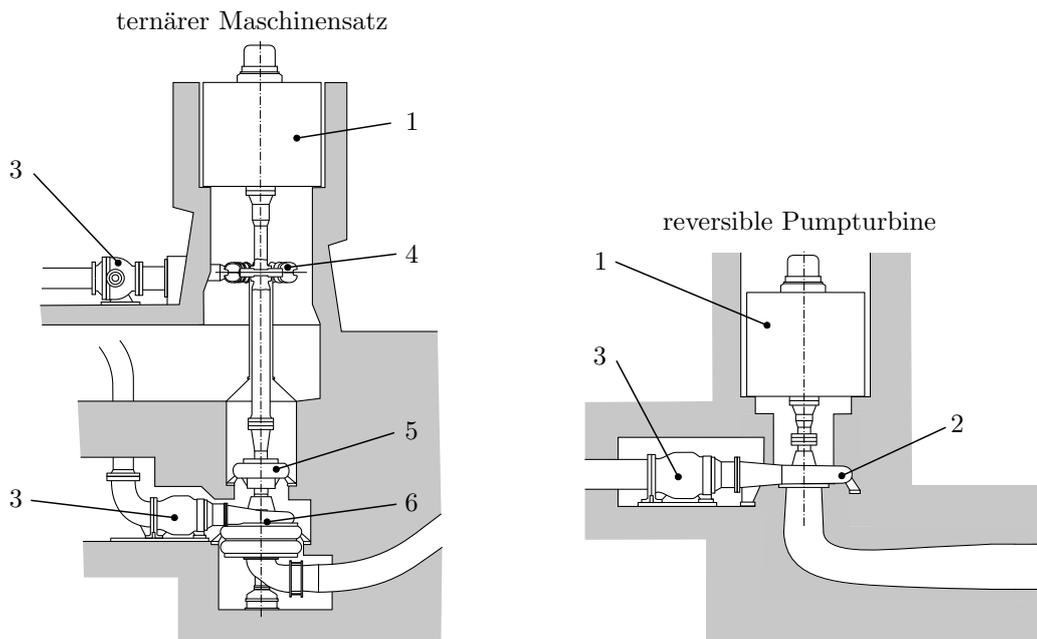


Abbildung 1.3: Maschinenkonzepte zur Pumpspeicherung, 1 Generator, 2 reversible Pumpturbine, 3 Absperrorgane, 4 Pelton-Turbine, 5 hydrodynamischer Wandler, 6 mehrstufige Speicherpumpe, nach [63].

Eine weitere Möglichkeit ist, die Pumpe und Turbine in einer einzigen Strömungsmaschine zu vereinen. Das spart Platz und Kosten da solche Anlagen üblicherweise in Kavernen errichtet werden. Jedoch bringt dies den Nachteil, dass die Drehrichtung der Maschine zwischen Pump- und Turbinenbetrieb umgekehrt werden muss. Beim Umschalten vom Turbinen- in den Pumpbetrieb muss die Maschine abgestellt und ausgeblasen werden, damit das Massenträgheitsmoment verringert wird und deshalb die Anfahrleistung sinkt. Dadurch ergeben sich längere Umschaltzeiten im Vergleich zu ternären Anordnungen. Man spricht dabei von sogenannten reversiblen Maschinen. Die Kupplung kann dabei entfallen und weil nur eine einzige hydraulische Maschine gebraucht wird sind auch die elektromaschinellen Kosten nicht so hoch wie bei der ternären Anordnung. Weiters ist die Fall- beziehungsweise Förderhöhe durch die Wirtschaftlichkeit der Einbautiefe h_{sub} begrenzt und das Förderhöhenverhältnis $H_{\text{max}}/H_{\text{min}}$ wird wiederum von der Einbautiefe beeinflusst [46].

Neben den erwähnten Möglichkeiten und Maschinentypen gibt es noch *Isogyre* Maschinen, axiale Pumpturbinen, diagonale (*Dériaz*) Pumpturbinen und mehrstufige Pumpturbinen und auch Sonderbauformen, auf die hier nicht näher eingegangen wird. In dieser Arbeit wird nachfolgend nur eine radiale, reversible Maschine vom Typ *Francis* betrachtet.

1.3 Radiale, reversible Pumpturbinen

Wie schon oben erwähnt, beschäftigt sich diese Arbeit ausschließlich mit reversiblen, radialen *Francis* Pumpturbinen. Nachfolgend wird auf Besonderheiten dieses Maschinentyps näher eingegangen und das Betriebsverhalten in Teillast erläutert.

1.3.1 Allgemeines

Zur Charakterisierung einer Maschine dieses Typs ist es üblich, ein 4-Quadranten-Kennfeld heranzuziehen. Dabei wird einerseits der Durchfluss über der Drehzahl dargestellt und in einem zweiten Diagramm das Drehmoment über der Drehzahl. Mit dimensionslosen Kennzahlen, wie in 2.3 beschrieben, wird eine bessere Vergleichbarkeit ermöglicht.

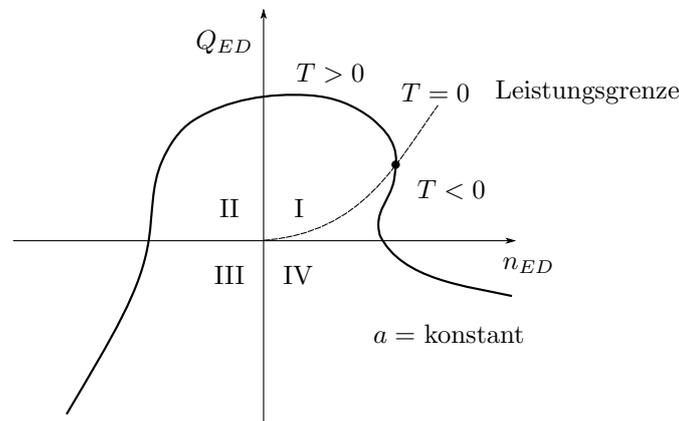


Abbildung 1.4: Typisches $Q_{ED} - n_{ED}$ Kennfeld einer Pumpturbine für eine konstante Leitschaufelstellung a nach [39].

Abbildung 1.4 zeigt ein Schema eines 4-Quadrantenkennfeldes für $Q_{ED} - n_{ED}$. Dabei ist nur eine Kurve für eine konstante Leitschaufelöffnung eingezeichnet. Die Vorzeichenkonvention ist dabei wie in Tabelle 1.1 festgelegt, die einzelnen Betriebsbereiche (Quadranten) sind ebenfalls darin benannt. Der Turbinenbetrieb wird dabei durch die Leistungsgrenze bei Drehmoment $T = 0$ in zwei Teile geteilt. Die Linie $T = 0$ wird auch als Durchbrennen der Maschine oder Durchgangsdrehzahl bezeichnet und entspricht jener Drehzahl, welche sich einstellt wenn keine Leistung vom Generator abgenommen wird. Dieser Bereich ist bei Synchronisationsvorgängen von großer Bedeutung. Der Bereich der Kennlinie in diesem Bereich kann ebenfalls eine Instabilität aufweisen, diese wird auch S-Schlag genannt und ist Thema zahlreicher Untersuchungen. Ein S-Schlag ist dadurch gekennzeichnet, dass die Kennlinie eine positive Steigung im Turbinenbremsbetrieb aufweist. Dadurch ergibt sich eine gewisse Ähnlichkeit mit dem Buchstaben S. Kommt man bei den Vorbereitungen zum Synchronisieren in die Nähe dieses Bereiches, kann die Maschine schlagartig vom norma-

len Turbinenbetrieb in den Turbinenpumpbetrieb und zurück wechseln. Eine reibungslose Synchronisation als Energielieferant ist dann nicht mehr sichergestellt.

Tabelle 1.1: Vorzeichenkonvention für Radialmaschinen bei Wasserkraftanwendungen nach [39].

Quadrant	Vorzeichen	Anmerkung				
		Q	n	H	T	
I	Turbine	+	+	+	+	normaler Turbinenbetrieb
I	Turbine	+	+	+	-	Turbinenbremsbetrieb
II	Pumpenbremse	+	-	+	+	
III	Pumpe	-	-	+	+	normaler Pumpbetrieb
IV	Turbinenpumpe	-	+	+	-	

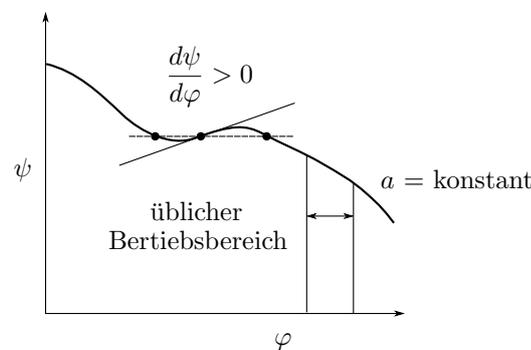


Abbildung 1.5: Instabile Pumpenkennlinie, Schema nach [39].

Der Fokus dieser Arbeit liegt weiters auf dem Pumpbetrieb, welcher in Quadrant III dargestellt ist. Bei der Darstellung der Pumpenkennlinie alleine ist es üblich, von der Vorzeichenkonvention ein wenig abzuweichen. Der Durchfluss und die Drehzahl im Pumpbetrieb werden als positiv angenommen. Betrachtet man eine Pumpenkennlinie, so kann diese eine Instabilität aufweisen. Das ist dann der Fall, wenn die Kennlinie nicht monoton fallend ist, sondern eine positive Steigung in einem Teilbereich aufweist. Abbildung 1.5 zeigt schematisch eine Pumpenkennlinie $\psi - \varphi$ für eine bestimmte Leitapparatoröffnung a mit diesem charakteristischen Verlauf. Die Durchflusszahl φ ist dabei proportional zum Durchfluss und die Druckzahl ψ steht in einem bestimmten Verhältnis zur Förderhöhe. Der Betriebspunkt einer hydraulischen Anlage ergibt sich durch den Schnittpunkt der Anlagenkennlinie mit der Pumpenkennlinie. Wenn die Anlagenkennlinie sehr flach verläuft, dies ist in Abbildung 1.5 durch die waagrechte Linie angedeutet, können sich somit mehrere Schnittpunkte ergeben. Hierbei kann es auftreten, dass der tatsächliche Betriebspunkt zwischen diesen Schnittpunkten wechselt, was sich in einer erheblichen Belastung der Maschine und des gesamten hydraulischen Systems niederschlägt, weil jedem Schnittpunkt ein anderer Durchfluss zugeordnet ist. Deshalb ist es wichtig, den Bereich der Instabilität genau zu kennen, um einen

gewissen Mindestabstand vom üblichen Betriebsbereich einhalten zu können. Grundsätzlich ist die Auslegung einer reversiblen Pumpturbine immer ein Kompromiss zwischen den beiden Maschinen Pumpe und Turbine. Wenn man die Auslegung einer Pumpturbine nahe an die Instabilität legt, kann dadurch der Turbinenwirkungsgrad erhöht werden [28]. Dies ist ein weiterer Grund warum dieser Bereich von besonderem Interesse ist.

Abbildung 1.6 zeigt ein Schema einer Schnittansicht einer Pumpturbine mit den wichtigsten Teilen und Bezeichnungen. Diese Terminologie wird nachfolgend immer wieder verwendet.

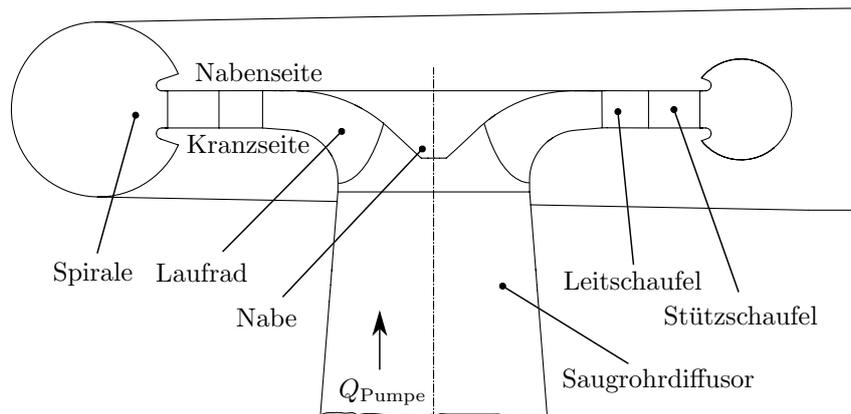


Abbildung 1.6: Schema Schnittansicht reversible radiale Pumpturbine mit den wichtigsten Begriffen.

1.3.2 Teillastverhalten im Pumpbetrieb

Wie in Abbildung 1.5 dargestellt, kann es vorkommen, dass die Kennlinie einer Pumpturbine im Pumpbetrieb eine Instabilität aufweist. Diese Instabilität liegt im sogenannten Teillastbereich, das bedeutet bei niedrigeren Durchflüssen als im Auslegungspunkt oder Optimum. Diese Kennlinienform ist auch manchmal bei Pumpen anzutreffen. Weiters kann es sein, dass die Kennlinie einen sogenannten Sattelpunkt aufweist. Die Kennlinienform wird durch die Strömungsverhältnisse am Laufradein- und Austritt entscheidend beeinflusst, ebenfalls der Anstieg der Förderhöhe hin zum Nulldurchfluss [33].

Abgesehen von dieser Instabilität kann sich auch bei radialen Pumpen eine Hystereseerscheinung in der Pumpenkennlinie zeigen, dies wurde in [30, 31, 41] untersucht. Sehr ähnlich präsentiert sich das Verhalten von Pumpturbinen im Pumpbetrieb in Teillast wie Untersuchungen von [20, 47, 70] belegen.

Abbildung 1.7 zeigt eine Übersicht der auftretenden Strömungsphänomene einer untersuchten Pumpturbine mit einem Auslegungspunkt von $\psi = 0.98$ und $\varphi = 0.065$. Diese Strömungsphänomene werden nachfolgend erläutert. In [20] ist dargestellt, dass das relative Maximum der Pumpenkennlinie beim Auftreten einer rotierenden Ablösung in der Leit-

Stützschaufelpassagen, dem sogenannten *rotating stall*, liegt. Dieses relative Maximum welches nahe an der Instabilität liegt ist auch abhängig von der Leitschaufelstellung [20].

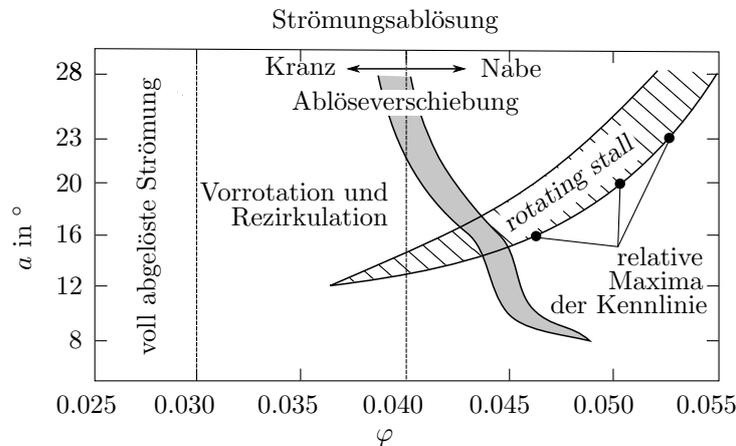


Abbildung 1.7: Strömungsphänomene in einer Pumpturbine im Pumpbetrieb, nach [47].

Bei geringem Durchfluss sind weiters die strömungsführenden Kanäle der Maschine scheinbar zu groß, starke Strömungsverzögerungen treten auf. Dadurch bilden sich in gewissen Bereichen Ablösungen. Wo sich wann welche Ablösungen bilden ist Teil von Forschungen, da eine Vorhersage bisweilen schwierig ist, wie beispielsweise in [58] erläutert wird. Eine Ablösezone gibt es beim Laufradeintritt und eine andere Zone beim Laufradaustritt, welche die Strömung auch in Leit- und Stützschaufeln weiter beeinflusst. Weiters gibt es eine rotierende Ablösung in der Leit- Stützschaufelpassage, welche wechselweise gewisse Strömungskanäle versperrt, während in anderen eine ablösefreie Strömung vorherrscht. Dies wird, wie vorhin erwähnt, als *rotating stall* bezeichnet.

In Abbildung 1.8 ist die Ablösung und Vorrotation im Saugrohrdiffusor schematisch dargestellt. Deutlich zu erkennen ist die Versperrung des Strömungsquerschnitts in der Zuströmung zum Laufrad durch die Rezirkulation. Der freie Strömungsquerschnitt verringert sich dadurch und die Strömungsgeschwindigkeit steigt in der Mitte des Saugrohrdiffusors an, im Unterschied zu einer gleichförmigen Strömung.

Durch ein Auftreten dieser Rezirkulation mit Vorrotation fällt die Pumpenkennlinie lokal etwas ab und kann somit bei sehr flacher Anlagenkennlinie einen instabilen Zustand im System hervorrufen, was in Abbildung 1.5 schematisch dargestellt wird. Die Rezirkulation tritt ab einem gewissen kritischen Durchfluss hin zum Nulldurchfluss auf und ist weitgehend unabhängig von der Leitschaufelstellung [11, 70]. Dieses Strömungsbild der Teillastrezirkulation ist in Abbildung 1.8 illustriert. Neuere Untersuchungen an einem einfachen generischen Modell ohne Laufrad zeigen, dass auch die *Reynoldszahl* darauf einen Einfluss hat, ab wann diese Rückströmung auftritt. Ein Einfluss der Oberflächenrauheit und der Spaltweite zwischen rotierenden und stehenden Teilen wurde dabei auch festgestellt [58]. Es wird eine Grenzschichtablösung identifiziert, welche auch in [33] als eine der Ursachen,

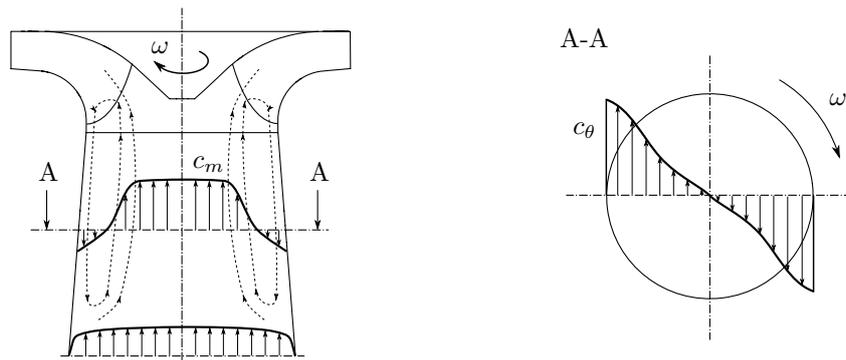


Abbildung 1.8: Teillastzirkulation und Vorrotation im Saugrohrdiffusor nach [11].

neben starken Druckunterschieden senkrecht zur Hauptströmungsrichtung, genannt wird. Die Vorrotation tritt dabei immer in Richtung der Laufraddrehrichtung auf und nimmt zur Saugrohrdiffusorwand hin zu. Die Vorrotationsgeschwindigkeit kann bis über 80% von u_1 bei Nullförderung erreichen. Der Anstieg der Förderhöhe bei Pumpen, wenn der Förderstrom verringert wird, ist auch auf die Teillastzirkulation zurückzuführen. Dabei wird ein Teil des Strömungsquerschnittes versperrt, was bewirkt, dass sich die Relativgeschwindigkeit im durchströmten Bereich dahingehend anpasst, dass die Laufschaufeln am Laufradeintritt in einem günstigeren Winkel angeströmt werden [67]. Dieses Verhalten trifft auch auf Pumpturbinen zu.

Solche Rückströmungen und Vorrotationen verursachen auch Druckschwankungen im Saugrohrdiffusor. Möglicherweise werden diese Druckschwankungen auch von Rotor-Stator Interaktionen beeinflusst, welche verschiedene Druckschwingungsformen durch additive Überlagerung einzelner Moden erzeugen [5, 36]. Wie in [11] aufgezeigt, ist die vorherrschende Frequenz die Schaufelpassierfrequenz, deren Amplituden vom Nennbetriebspunkt bis zu einem kritischen Durchfluss in Teillast kontinuierlich steigen. Danach zeigt sich ein umgekehrtes Bild und die Amplituden nehmen wieder ab. Neben der Schaufelpassierfrequenz treten unter dem kritischen Durchfluss weitere dominante Frequenzen auf welche sich im Bereich von 20 % bis 50 % der Laufraddrehfrequenz befinden. Solche Frequenzen liegen in der Größenordnung von 0.1 Hz bis 20 Hz und können Auswirkungen auf das gesamte System der Wasserkraftanlage haben, weil Eigenfrequenzen von einzelnen Komponenten in diesem Bereich liegen können [50]. Im Falle des tiefen Teillastbetriebs arbeitet die Maschine außerhalb des üblichen Betriebsbereiches und das Anregungsspektrum wird kontinuierlich, weil die stochastischen Komponenten überwiegen [32].

Eine weitere interessante Beobachtung ist, eine Verschiebung der Strömungsablösung am Laufradaustritt von Kranz- zur Nabenseite, wenn der Durchfluss erhöht wird. Diese ist ebenfalls wiederum abhängig von der Leitschaufelstellung. Abbildung 1.9 zeigt die Strömungsverhältnisse am Austritt des Laufrades bei Betrieb in Teillast. Dabei kann das Ablösegebiet von der Kranz- auf die Nabenseite wechseln oder umgekehrt, je nachdem ob man

von höheren oder niedrigeren Durchflüssen den Betriebspunkt anfährt. Diese Ablösung ist bei Pumpturbinen bei sehr kleinen Durchflüssen an der Kranzseite und wechselt bei einem bestimmten Betriebspunkt zur Nabenseite [21]. In [33] wird für das Auftreten dieser Ablösung bei Pumpen hauptsächlich die Interaktion mit dem Leitrad verantwortlich gemacht. Sie sind damit auch von der Leitschaufelöffnung beeinflusst. In Abbildung 1.9 ist zusätzlich die oben erwähnte Rückströmung am Laufradeintritt dargestellt.

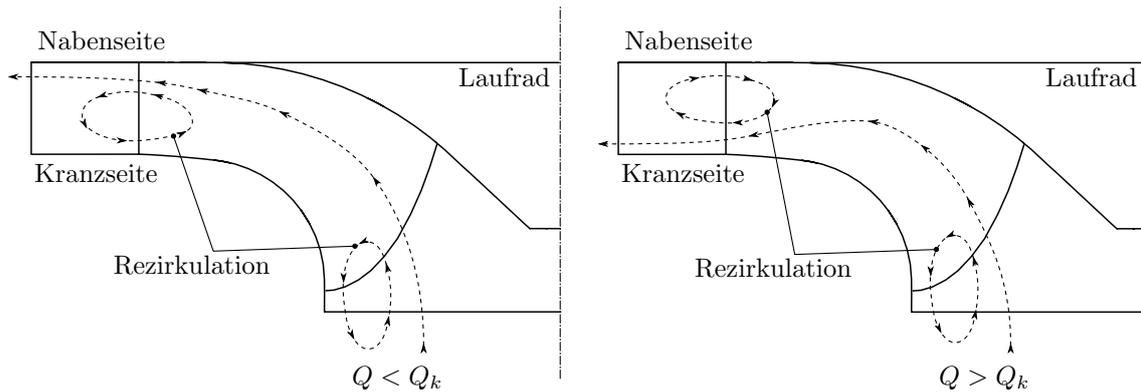


Abbildung 1.9: Strömungsablösungsverschiebung nach [21, 33].

Diese Ablösung im Leitrad beziehungsweise im Laufradaustritt bewirkt, dass die Strömung im Stützschaufelkanal ebenfalls beeinflusst wird. Dadurch sind diese Ablöseerscheinungen dort ebenfalls nachweisbar. Der Umschlag vom Kranz zur Nabenseite tritt bei einem gewissen Durchfluss auf, zusätzlich kann hier auch eine Hystereseerscheinung auftreten. Das bedeutet, dass abhängig vom Ausgangsdurchfluss von welchem man sich dem Umschlaggebiet nähert, dieser kritische Durchfluss Q_k in einem gewissen Bereich variiert. Auch ist dieser kritische Durchfluss wiederum durch die Leitschaufelöffnung beeinflusst und sinkt mit zunehmender Öffnung. Dies ist unter anderem in [30, 41] dargestellt. Wenn der Durchfluss weiter reduziert wird, kann man keine solchen Zonen mehr angeben, es herrscht voll abgelöste Strömung. In Abbildung 1.10 ist so eine Ablösung zu sehen, es handelt sich um eine numerische Simulation eines Betriebspunktes in tiefer Teillast bei $Q/Q_{BEP} = 0.4$. Die Ansicht ist ein Schnitt durch die Referenzebene der in dieser Arbeit untersuchten Maschine und zeigt momentane Stromlinien der Geschwindigkeit in dieser Ebene. Die Strömung besteht aus zwei annähernd gesunden Zonen (markiert) und zwei Bereichen mit abgelöster Strömung, in denen starke Verwirbelungen auftreten und kaum eine ausgeprägte Strömung nach außen in die Spirale vorherrscht.

Diese vorhin beschriebene Strömungsablösung tritt jedoch nicht in allen Strömungskanälen im Stütz- und Leitrad gleichzeitig auf sondern beginnt ab einem gewissen Durchfluss in einem Kanal und breitet sich dann auf mehrere Kanäle aus. Das kann bereits sehr früh beginnen, zum Beispiel schon ab $Q/Q_{BEP} \approx 0.95$. Dabei bildet sich zuerst eine Zone mit höheren Strömungsgeschwindigkeiten und eine benachbarte mit Versperrungen [4]. Wird der

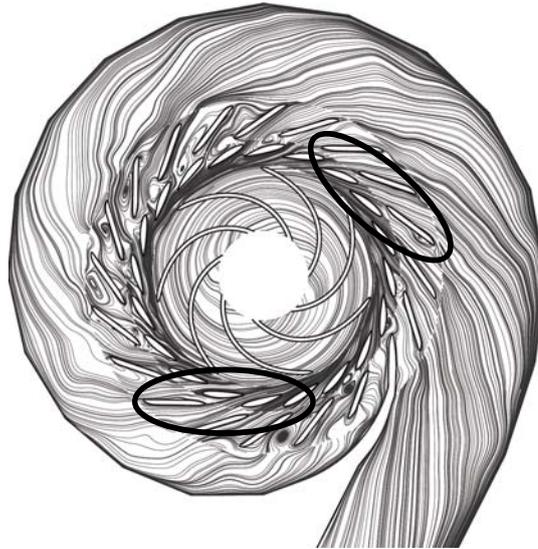


Abbildung 1.10: Stromlinienmomentaufnahme aus [23], gesunde Strömung markiert.

Durchfluss weiter verringert, so bilden sich mehrere solche Versperrungszonen und daneben Kanäle mit höheren Strömungsgeschwindigkeiten, was auch in Abbildung 1.10 zu sehen ist. Diese Zonen können entweder im Stütz- Leitapparat rotieren oder auch stillstehen. Man spricht dann von *rotating stall* bei umlaufenden oder *alternate stall* bei stillstehenden Zonen [33]. Wenn die Ablösezone umlaufen, dann mit einer kleineren Frequenz als die Laufraddrehfrequenz.

Alle vorhin genannten Strömungsphänomene sind weitgehend unabhängig voneinander. Es wurde beobachtet, dass das Auftreten der voll ausgebildeten, rotierenden Ablösung im Leit-Stützapparat immer mit dem lokalen Maximum der Pumpenkennlinie einher geht [21, 42]. Solche *rotating stall* Phänomene treten auch im Turbinenbetrieb und im Turbinenbremsbetrieb auf, wie in [37, 68] gezeigt wird. Der Abfall oder die Abflachung der Pumpenkennlinie wird durch die Vorrotation hervorgerufen. Im Gegensatz zur rotierenden Ablösung im Stütz-Leitschaufelgebiet ist das Auftreten der Vorrotation und der Rezirkulation weitgehend unabhängig von der Leitschaufelstellung.

1.3.3 Kavitation

Das Kavitationsverhalten einer Maschine wird häufig durch den Verlauf der Kavitationskennzahl nach *Thoma* σ (siehe Gleichung (2.12)) bestimmt. Auf die grundlegenden Mechanismen der Kavitation und die verschiedenen Arten wird an dieser Stelle nicht genauer eingegangen, hier sei auf die einschlägige Literatur wie zum Beispiel [33] oder [26] verwiesen. Abbildung 1.11 zeigt einen typischen Verlauf einer solchen Kurve. Ausgehend von einem konstanten Wirkungsgradniveau ergibt sich plötzlich eine kleine Überhöhung bevor

die Kennlinie relativ steil abfällt. Diese Überhöhung muss nicht zwingend vorhanden sein, jedoch wird sie oft beobachtet. Es ist ebenfalls möglich, dass die Kennlinie vor dieser Überhöhung nochmal ein wenig abfällt.

Im Kurvenverlauf sind auch einige wichtige Kennwerte definiert. Der Punkt σ_1 bezeichnet jenen Wert, bei dem der Wirkungsgrad von einem vorher konstanten Niveau um 1 % abgefallen ist. Die erste Veränderung des konstanten Wirkungsgradniveaus wird mit σ_0 bezeichnet. Dieser Wert ist in der Praxis allerdings sehr schwer zu bestimmen, im Gegensatz zu σ_1 und wird daher kaum herangezogen. Das erste sichtbare Auftreten von Kavitationsblasen wird als σ_i definiert und der minimal zulässige Wert von σ des Prototyps wird mit dem Index p (*plant*) bezeichnet.

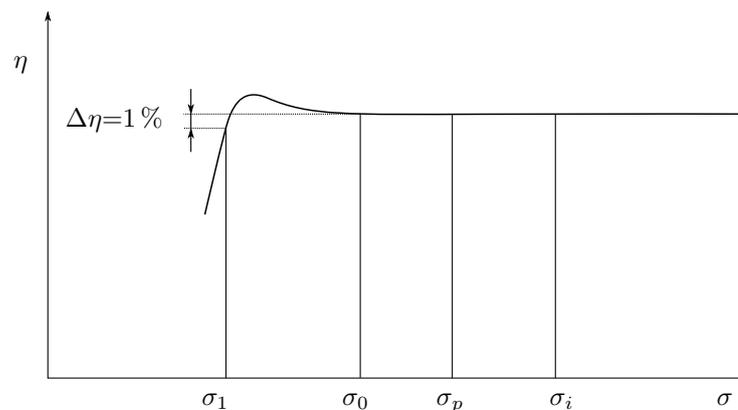


Abbildung 1.11: Kavitationsverhalten und Definitionen für radiale Pumpturbinen nach [6].

Eine genauere Darstellung der Kavitation bei hydraulischen Maschinen ist auch in [6] zu finden. Eine Beeinflussung des Kavitationsverhaltens ist vor allem durch Variation der Einbautiefe möglich. Bei Modellversuchen wird dies durch die Variation des Drucks im Unterwasserkessel bei geschlossenem Versuchskreislauf erreicht. Die genau Lage von σ_p ist je nach Maschinentyp verschieden und kann entweder im Bezug zu σ_1 oder auch σ_i gewählt werden. Es ist auch möglich, dass $\sigma_p > \sigma_i$ liegt. Dabei ist zu bemerken, dass σ_i nur selten eindeutig bestimmt werden kann. Die *Thoma-Zahl* (siehe Gleichung (2.12)) hat auch Einfluss auf das Betriebsverhalten der Maschine an der Leistungsgrenze und damit auch auf die Durchgangsdrehzahl [39].

1.4 Aufgabenstellung

Durch die geänderten Rahmenbedingungen seit der Liberalisierungen am Energiemarkt müssen auch Betreiber von Pumpspeicheranlagen ihre Betriebsweisen der Maschinen an wirtschaftliche Interessen anpassen. Anlagen, die beispielsweise vor rund 20 Jahren in Betrieb gingen, wurden mit einer angenommenen Anzahl von Betriebszustandswechsel Pumpe

zu Turbine oder umgekehrt von 1 bis 2 geplant und realisiert [60]. Die Amortisationsdauer solcher Anlagen liegt im Bereich von 50 Jahren und darüber. Heutzutage sind bis zu 10 oder mehr Betriebszustandswechsel pro Tag durchaus keine Seltenheit [29].

Bei jedem Anfahrvorgang, welcher bei jedem Wechsel notwendig ist, wird die Maschine ungünstigen Belastungen durch Betriebszustände abseits des Auslegungsbereichs ausgesetzt. Diese Belastungen haben negative Einflüsse auf die Lebensdauer [56]. Maschinensätze die nun vor rund 25 bis 30 Jahren in Betrieb gesetzt wurden, werden heute nach diesen Anforderungen der häufigeren Betriebszustandswechsel betrieben, jedoch wurden die Lebensdauerbetrachtungen mit einer kleineren Anzahl an Wechseln durchgeführt. Das mittlere Alter der weltweit und auch in Österreich in Betrieb befindlichen Anlagen liegt ebenfalls in dieser vorhin genannten Spanne [17]. Bei jedem Anfahren im Pumpbetrieb können ungünstige Betriebszustände in Teillast auftreten. Deshalb ist es wichtig die in diesen Betriebszuständen auftretenden Strömungsphänomene genau zu kennen. Es gibt zahlreiche Untersuchungen von Pumpturbinen die sich mit den auftretenden Problemen in Teillast im Turbinenbetrieb beschäftigen, als Stichwort seien hier Wirbelzopfbildungen genannt. Weiters ist der Bereich der Leistungsgrenze für Synchronisationsvorgänge von großem Interesse. Der Teillastbetrieb von Pumpturbinen ist dagegen bislang nicht so detailliert untersucht worden. Hauptsächlich wurden bisweilen (Speicher-)Pumpen dahingehend charakterisiert. Speziell im Bereich der tiefen Teillast $Q/Q_{BEP} < 0.5$ und auch bei Nullförderung gibt es nur sehr wenige Untersuchungen.

Das Ziel dieser Arbeit war es einerseits einen Pumpturbinenmodellprüfstand aufzubauen, welcher dazu geeignet ist, solche Untersuchungen durchzuführen und andererseits erste Messungen und Charakterisierungen von den vorher erwähnten Betriebspunkten in tiefer Teillast im Pumpbetrieb vorzunehmen. Diese Untersuchungen sollen einen Anhaltspunkt geben, welche Strömungsphänomene auftreten und gleichzeitig eine Vorarbeit für weitere Untersuchungen sein.

Kapitel 2

Theoretische Grundlagen

Beim Bau von Wasserkraftmaschinen ist es üblich, Modellversuche in einem gewissen Verkleinerungsmaßstab durchzuführen. Als Voraussetzungen dafür sind Ähnlichkeitsbedingungen einzuhalten, welche nachfolgend angeführt sind. Alle zur Beschreibung und Charakterisierung der Maschine verwendeten Kennzahlen, Beziehungen und Umrechnungen werden in diesem Kapitel zusammengefasst und damit die Grundlagen für die Auswertung und Interpretation der Ergebnisse geschaffen. Dabei spielen Normungen eine wichtige Rolle. Die der Messunsicherheitsbetrachtung zugrundeliegenden statistischen Zusammenhänge sind ebenfalls dargestellt. Angewendete Formalismen der Unsicherheitsbetrachtung werden erläutert und die Berücksichtigung der systematischen und zufälligen Messunsicherheitskomponenten dargestellt. Schlussendlich folgen noch einige Bemerkungen zur Frequenzanalyse eines Zeitsignals.

2.1 Modellversuche

Bevor eine hydraulische Maschine gebaut wird, werden oft im Vorhinein Modellversuche durchgeführt. Diese dienen einerseits dazu, um geforderte oder garantierte Wirkungsgrade nachzuweisen, andererseits können durch Beobachtungen am Modell Aussagen über das Betriebsverhalten der Großmaschine getroffen werden. Das sind zum Beispiel Abschätzungen der Durchgangsdrehzahl, gewisse Kennlinienformen in relevanten Betriebsbereichen und Verhalten in bestimmten Lastfällen. Weiters werden die Einsatzgrenzen hinsichtlich Kavitation untersucht.

Damit Aussagen einer Modellmaschine auf den Prototyp übertragen werden können, sind bestimmte Bedingungen einzuhalten, die Ähnlichkeitsbedingungen genannt werden. Im Nachfolgenden werden diese erläutert.

- **Geometrische Ähnlichkeit**

Diese Bedingung scheint am einfachsten einzuhalten. Die Abmessungen der Modellmaschine müssen in einem gewissen Modellmaßstab jenen der Großausführung entsprechen. Der Maßstab ergibt sich unter anderem durch die in Tabelle 2.1 erwähnten Mindestanforderungen für Modelluntersuchungen. Hierbei offenbart sich aber schon das Problem der Oberflächenbeschaffenheit. Die strömungsführenden Passagen eines Laufrades sind oft beim Prototyp poliert, damit kann eine definierte Oberflächenrauigkeit erreicht werden. Man ist nun nicht in der Lage diese Oberflächenrauigkeit mit den heute bekannten Fertigungsverfahren entsprechend zu verkleinern. Dieser Umstand wird in der Wirkungsgradaufwertung berücksichtigt.

- **Kinematische Ähnlichkeit**

Die Forderung der kinematischen Ähnlichkeit bedeutet, dass die Geschwindigkeitsdreiecke ähnlich sein müssen, sprich die selben Winkel aufweisen.

- **Dynamische Ähnlichkeit**

Um das Verhältnis von Trägheits- zu Zähigkeitskräften im richtigen Maße zu berücksichtigen, muss eine Ähnlichkeit zum Prototyp eingehalten werden. Diese Ähnlichkeit wird auch manchmal *Reynolds*-Ähnlichkeit genannt, weil die *Reynoldszahl* gerne zur Charakterisierung (zumindest bei Radialmaschinen) dieser Beziehung verwendet wird. Bei Gleichdruckmaschinen wird auch oft eine Ähnlichkeit nach *Froude* gefordert. Manchmal kann die genaue Ähnlichkeit zum Prototyp nicht eingehalten werden, für solche Fälle gibt es Minimalanforderungen.

Zusätzlich gibt es noch folgende Mindestanforderungen an Modellversuche für Radialmaschinen und Pumpturbinen welche in Tabelle 2.1 dargestellt sind.

Tabelle 2.1: Mindestanforderungen an Modellversuche [39].

E_{\min}	$D_{1,\min}$	Re_{\min}
kJ/kg	m	-
100	0.25	4×10^6

2.2 Strömungsverhältnisse am Laufrad

Die Arbeitsumsetzung in einer Strömungsmaschine erfolgt im Gegensatz zur Verdrängermaschine immer über die Geschwindigkeitsenergie. Radiale, reversible *Francis*-Pumpturbinen

haben rückwärtsgekrümmte Laufschaufeln und oft eine profilierte Eintrittskante. Im Turbinenbetrieb ergeben sich dann durch die Drehrichtungsumkehr vorwärtsgekrümmte Laufschaufeln. Da in dieser Arbeit vorrangig der Pumpbetrieb betrachtet wird, werden die Geschwindigkeitsdreiecke analog jenen der Kreiselpumpe herangezogen. Gemäß der Strömungsmaschinenhauptgleichung nach Euler gilt für die theoretische Förderhöhe eines Pumpenlaufrades

$$H_{th\infty} = \frac{u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}}{g}. \quad (2.1)$$

Diese theoretische Förderhöhe vernachlässigt Reibungsverluste und Stoßverluste bei der Schaufelanströmung und setzt eine exakt schaufelkongruente Strömung voraus was das Vorhandensein von unendlich vielen Schaufeln bedeuten würde. Die Förderhöhe hängt somit in erster Linie nur von den Geschwindigkeitsverhältnissen im Laufradein- und -austritt ab. Am besten nachvollziehen kann man die Laufradan- und -abströmung anhand der Geschwindigkeitsdreiecke. In Abbildung 2.1 sind schematisch das Laufrad und die Geschwindigkeitsdreiecke am Eintritt und Austritt für den optimalen Betriebspunkt dargestellt. Dadurch dass sich c_{1u} zu Null ergibt, wird die Förderhöhe maximal. In der Realität ist aber c_{1u} ungleich Null, eine gewisse Vorrotation der Zuströmung ist fast immer vorhanden.

Die Geschwindigkeitsdreiecke für Teillastbetrieb und Volllastbetrieb sind in Abbildung 2.2 wiederum schematisch dargestellt. Bei einer Durchflussänderung muss sich die Meridiankomponente c_m ändern, die Strömungsrichtung ist hingegen mit β_1 vorgegeben. Ebenso ist bei Maschinen ohne Drehzahlverstellungsmöglichkeit die Umfangskomponente u_1 konstant. Bei idealer Betrachtung folgt die Strömung der Schaufel und es ergibt sich eine Änderung von c_1 . Man erkennt im Teillastbetrieb eine Komponente c_{1u} der Strömung in Richtung u_1 welche auf eine Vorrotation hindeutet. Ein ähnliches Bild ergibt sich bei Volllast. Dieser Betriebspunkt kennzeichnet sich durch eine Durchflusszunahme im Vergleich zum Optimum.

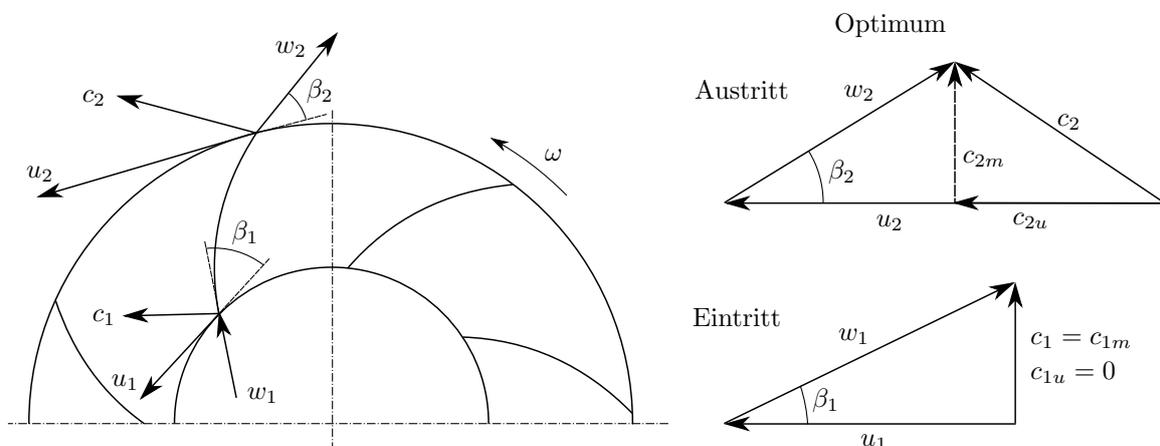


Abbildung 2.1: Geschwindigkeitsverhältnisse am Laufrad.

Dadurch wächst c_m und es ergibt sich bei idealer Betrachtung, ähnlich dem vorher Erwähnten, wiederum eine Komponente der Absolutgeschwindigkeit c_{1u} , welche eine Gegenrotation vermuten lässt. An dieser Stelle sei angemerkt, dass die *Euler*'sche Betrachtungsweise nichts über die Art der Energiezunahme der Strömung im Laufrad aussagt, jedoch in fast allen Lehrbüchern zur anschaulichen Erklärung der Energieumsetzung im Laufrad verwendet wird. Die Voraussetzungen zur Anwendung dieser Gleichung, unter anderem die stationäre Strömung, werfen doch einige interessante Aspekte auf. So kann laut [54] im stationären Fall gar keine Energie übertragen werden und somit ist auch eine Strömungsmaschine ohne instationäre Effekte undenkbar. Dieser Umstand soll hier aber nicht näher erläutert werden, dies kann ein Anstoß für weitere Untersuchungen oder Arbeiten sein. Ebenso wird durch die eindimensionale Betrachtung bei der *Eulergleichung* den dreidimensionalen Strömungsvorgängen nicht Rechnung getragen.

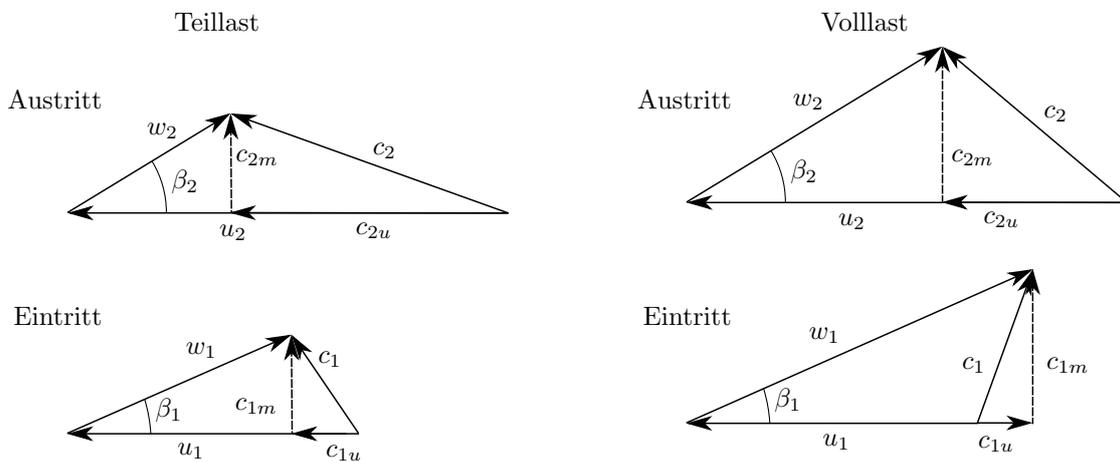


Abbildung 2.2: Geschwindigkeitsdreiecke für Betriebspunkte abseits vom Optimum.

Gemäß Gleichung (2.1) kann nun mittels Veränderung des Vordralls die Förderhöhe verändert werden, in der Literatur wird diese Regelungsart, wie zum Beispiel in [65] oder [33], als Vordrallregelung bezeichnet, ist aber bei radialen Maschinen nicht sehr wirksam, im Vergleich zu axialen Maschinen. Durch die Strömungsverhältnisse in Teillast bildet sich, wie oben erwähnt, eine Vorrotation aus. Diese Vorrotation beeinflusst zusammen mit der Rezirkulation maßgeblich die Nullförderhöhe. Eine Gegenrotation, wie nach Betrachtung der Geschwindigkeitsdreiecke in Abbildung 2.2 zu erwarten ist, ist ebenfalls eine starke Vereinfachung der dreidimensionalen Laufradanströmung und wurde im realen Versuchsbetrieb nicht beobachtet. Vielmehr bildet sich eine, wenn auch nur schwache, Vorrotation in Laufraddrehrichtung aus.

2.3 Kennzahlen

Um die oben erwähnten Beobachtungen in einem Modellversuch auf den Prototyp zu übertragen eignen sich absolute Werte bestimmter Betriebsparameter nur mit sehr vielen Einschränkungen. Auch sind Quervergleiche mit anderen ausgeführten Maschinen nur schwer möglich. Um diesen Umständen vorzubeugen hat sich in der Vergangenheit die Verwendung von Kennzahlen eingebürgert. Im Bereich der hydraulischen Maschinen gibt es eine Vielzahl dieser Kennzahlen. Nachfolgend werden jene definiert, welche in dieser Arbeit verwendet werden. Dabei wurde versucht, sich, so weit als praktikabel, an [39] zu orientieren. Da speziell der Pumpbetrieb betrachtet wird, sind jedoch die Bezeichnungen Eintritt und Austritt dahingehend zu interpretieren. Das bedeutet, dass der Eintritt mit dem Index 1 bezeichnet wird, auch wenn der Messquerschnitt im Saugrohr gemeint ist und mit dem Index 2 der Austritt bezeichnet wird. Dieser ist im Pumpbetrieb die Messebene am Austritt in der Spirale.

Die *Reynoldszahl* ist als das Verhältnis von Trägheits- zu Zähigkeitskräften definiert. Dabei kommt das Produkt aus einer charakteristischen Geschwindigkeit und einer charakteristischen Länge vor. Diese zwei Werte sind je nach Anwendungsfall der *Reynoldszahl* unterschiedlich. Für Pumpturbinen und auch für Pumpen ist die in Gleichung (2.2) dargestellte Berechnungsart üblich, wie in [39] wird zur Berechnung der Referenzdurchmesser D_1 herangezogen. Abbildung 2.3 zeigt schematisch den Querschnitt durch die Maschine mit den relevanten Abmaßen.

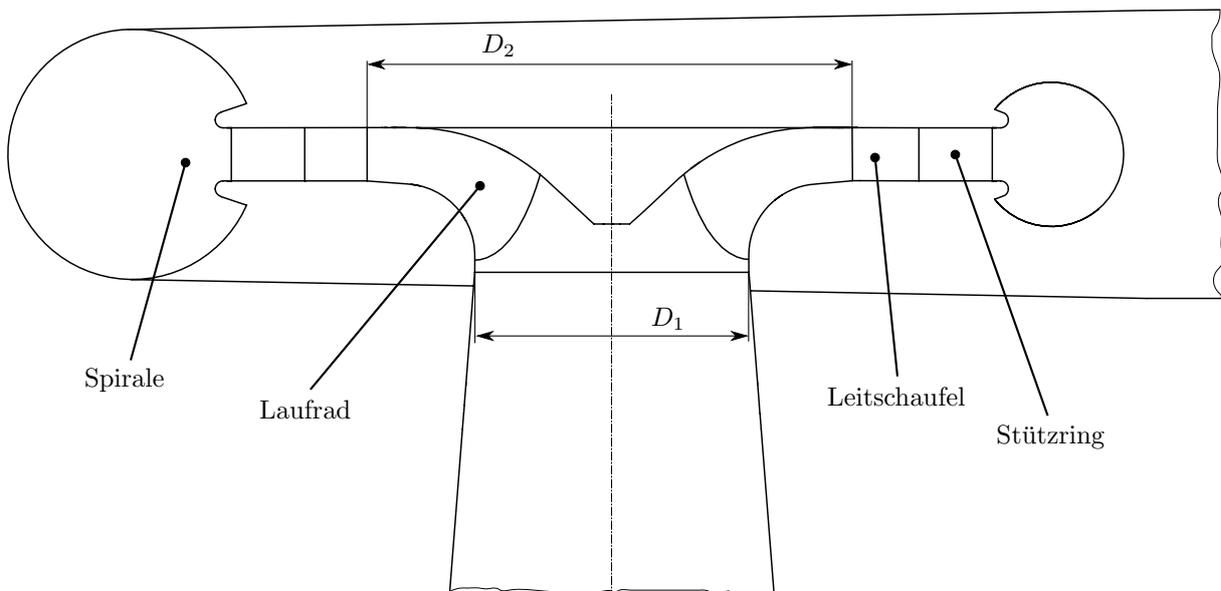


Abbildung 2.3: Schema Maschinenquerschnitt.

$$Re = \frac{u_1 D_1}{\nu} \quad (2.2)$$

Zum Vergleich oder zur Einordnung einer hydraulischen Maschine wird die sogenannte spezifische Drehzahl (Gleichung (2.3)) herangezogen. Diese entspricht der Drehzahl bei $1 \text{ m}^3/\text{s}$ Durchfluss und einer Fallhöhe von 1 m. Die Kennzahl n_q wird sehr häufig in min^{-1} angegeben deshalb ist der Umrechnungsfaktor 60 hinzugefügt. Die Drehzahl kann dadurch wie bei den folgenden Kennzahlen in s^{-1} eingesetzt werden.

$$n_q = 60n \frac{Q^{0.5}}{H^{0.75}} \quad (2.3)$$

Zusätzlich zu der Fall- oder Förderhöhe verwendet man die spezifische hydraulische Energie (2.4) für die Berechnung einiger weiteren Kennzahlen. Der Vorteil darin ist, dass man dadurch eine echte dimensionslose Kennzahl erhält.

$$E = gH \quad (2.4)$$

Neben den dimensionsbehafteten Kennzahlen gibt es eine Reihe von dimensionslosen Kennzahlen, welche in [39] definiert sind. Die Darstellung des 4-Quadranten Kennfeldes einer Pumpturbine wird üblicherweise mit den Kennzahlen

$$n_{ED} = \frac{nD_1}{E^{0.5}} \quad (2.5)$$

und

$$Q_{ED} = \frac{Q_2}{D_1^2 E^{0.5}} \quad (2.6)$$

realisiert. Der Index 2 bedeutet, dass der Durchfluss durch die Messebene 2, also am Spiralaustritt gemeint ist. Neben dem Durchflussfaktor wird häufig auch der Drehmomentfaktor (siehe (2.7)) zur Darstellung aufgetragen, man erhält somit Aussagen über das Drehmoment in den unterschiedlichen Betriebsbereichen. Dabei ist speziell der Bereich um $T_{ED} = 0$ für Synchronisationsvorgänge im Turbinenbetrieb von Interesse.

$$T_{ED} = \frac{T_m}{\rho D_1^3 E} \quad (2.7)$$

In der Literatur werden gerade bei Pumpen sehr häufig die Druckzahl ψ und die Durchflusszahl φ (oder φ') zur Charakterisierung herangezogen. Diese Vorgehensweise hat sich auch bei der Betrachtung der Pumpenkennlinie von Pumpturbinen durchgesetzt und wird auch

in dieser Arbeit angewendet. Dies ermöglicht auch einen einfacheren Vergleich mit anderen Untersuchungen die in einschlägiger Literatur zu finden sind.

$$\psi = \frac{2E}{u_2^2} = \frac{8E}{\omega^2 D_2^2} \quad (2.8)$$

Die Druckzahl ψ bezieht die spezifische Energie auf das Quadrat der Umfangsgeschwindigkeit am Laufradaustritt. Das Verhältnis aus Meridian- zu Umfangsgeschwindigkeit ist als Durchflusszahl definiert (siehe Gleichung (2.9)). Durch die unterschiedlichen Laufradbreiten bei vielen Laufrädern ist die Meridiangeschwindigkeit c_m veränderlich, weshalb sich die Berechnungsweise laut Gleichung (2.10) durchgesetzt hat, wo eine theoretische Meridiangeschwindigkeit herangezogen wird [9].

$$\varphi' = \frac{c_m}{u_2} \quad (2.9)$$

$$\varphi = \frac{8Q_2}{\pi\omega D_2^3} \quad (2.10)$$

Die beiden Kennzahlen (Gleichung (2.8) und Gleichung (2.10)) werden auch sehr oft zur Darstellung der Pumpenkennlinie herangezogen. Eine der wichtigsten Größen einer Strömungsmaschine ist der Wirkungsgrad des Laufrades

$$\eta = \left(\frac{T_m \omega}{\rho g H Q_2} \right)^i \quad (2.11)$$

Dabei gilt $i = 1$ für Turbinen und $i = -1$ für Pumpen. Ein weiterer Kennwert der speziell für die Betriebsgrenzen der Maschine hinsichtlich Kavitation wichtig ist, ist die *Thoma-Zahl*

$$\sigma = \frac{NPSE}{E} \quad (2.12)$$

Dabei bezeichnet *NPSE* die Nettoenergie am Saugrohreintritt und wird folgendermaßen berechnet

$$NPSE = \frac{p_1 + p_u - p_d}{\rho} + \frac{c_1^2}{2} - (z_r - z_{m1}). \quad (2.13)$$

Diese Berechnungsvorschrift setzt voraus, dass der Druck im Saugrohr relativ gemessen wird. Der letzte Term berücksichtigt die geodätische Höhendifferenz zwischen Messpunkt und Maschinenreferenzebene.

Zur Charakterisierung einer rotationssymmetrischen Drallströmung in einer betrachteten Ebene kann die dimensionslose Drallzahl S herangezogen werden. Es gibt einige verschiedene Definitionen, in dieser Arbeit soll die Variante von Beér und Chigier [7] verwendet werden. Dabei wird der tangentielle Impulsstrom auf den axialen Impulsstrom multipliziert mit einem charakteristischen Radius bezogen. Unter Vernachlässigung von turbulenten Geschwindigkeitsschwankungen [8] und Drucktermen [66], ist die Drallzahl in Gleichung (2.14) definiert.

$$S = \frac{2\pi\rho \int_0^R c_m c_\theta r^2 dr}{2\pi\rho R \int_0^R c_m^2 r dr} \quad (2.14)$$

Ist kein kontinuierlicher Verlauf der Geschwindigkeit über den Radius bekannt, muss die Integration durch eine Summierung angenähert werden. Durch den Vorzeichenwechsel der Meridiangeschwindigkeit c_m kann es unter bestimmten Voraussetzungen vorkommen, dass durch die Summation die Drallzahl den Wert Null annimmt, obwohl eine drallbehaftete Strömung vorliegt. Um diesem Gesichtspunkt entgegenzuwirken wird in der Berechnung nicht die vorzeichenbehaftete Größe c_m verwendet, sondern der Betrag dieser herangezogen. Die folgende Abbildung 2.4 illustriert die Vorgehensweise, wie aus einzelnen Messpunkten entlang eines Radius die Drallzahl gemäß Gleichung (2.15) angenähert wird. Auch die Annahme einer Rotationssymmetrie der Strömung wird hier als Randbedingung gesetzt. Die Anzahl der Kreisringflächen ist hierbei n und entspricht den Messpunkten entlang eines Radius. Die Breite der Kreisringfläche ergibt sich jeweils durch den halben Abstand zum nächstgelegenen Messpunkt nach innen beziehungsweise außen.

$$S \approx \frac{\sum_{i=1}^n |\bar{c}_{m,i}| \bar{c}_{\theta,i} r_i^2 \Delta r_i}{R \sum_{i=1}^n \bar{c}_{m,i}^2 r_i \Delta r_i} \quad (2.15)$$

Diese Vorgehensweise wird bei jedem untersuchten Betriebspunkt angewendet um eine Vergleichbarkeit zu gewährleisten. In den Randbereichen wird jeweils die Kreisringfläche bis zum Rand oder Mittelpunkt ausgedehnt. Aufgrund dieser Berechnungsweise kann man somit auch einen Verlauf der Drallzahl über den Radius angeben, da für jede Kreisringfläche eine lokale Drallzahl berechnet werden kann.

Neben der Drallzahl wird auch der Strömungswinkel ϵ im Saugrohrdiffusor betrachtet. Dieser gibt je nach Bereich an, ob eine Vorrotation vorliegt, ob Rückströmungen auftreten oder Gegenrotation vorhanden ist. Der Winkel ist in Gleichung (2.16) definiert, in Abbildung 2.4

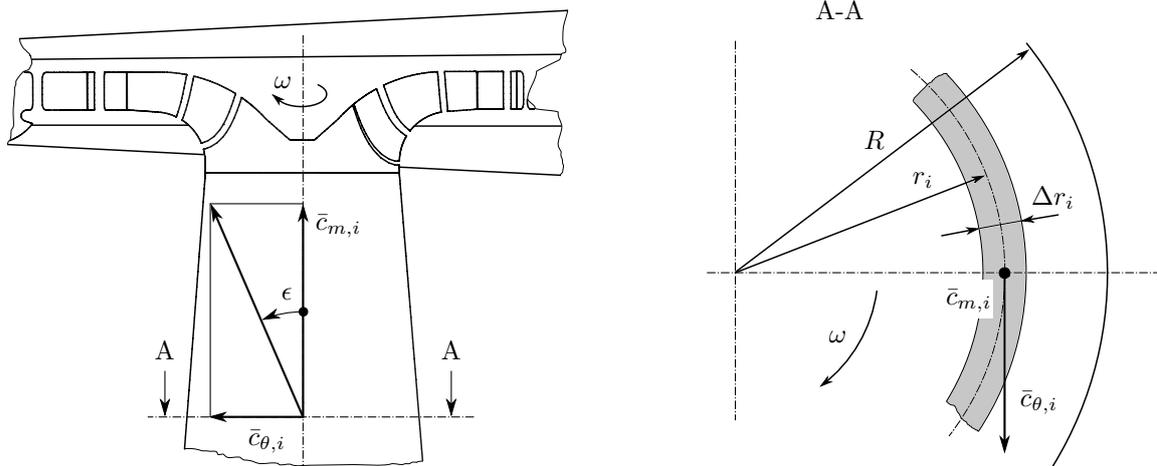


Abbildung 2.4: Strömungswinkel und Kreisringflächen.

ist er für einen Fall illustriert.

$$\epsilon = \arctan \frac{\bar{c}_\theta}{\bar{c}_m} \quad (2.16)$$

2.4 Koordinatentransformation

Häufig kommt es vor, dass man Messdaten in einem für die Messung eigens definierten Koordinatensystem erfasst. Die Wahl dieses Koordinatensystems hängt oft von mehreren Faktoren ab, die Zugänglichkeit der Messstelle oder die Verfahrensmöglichkeiten mittels Traversen bestimmen oft die Achsenrichtungen. Dabei wird nicht immer ein orthogonales Achsensystem erreicht. Man kann jedoch bei Kenntnis der relativen Lage der Koordinatensysteme untereinander problemlos dazwischen umrechnen. Die Vorgehensweise sei anhand Abbildung 2.5 kurz erläutert. Die Transformation wird bei der optischen Geschwindigkeitsmessung angewendet. Dabei kann die Transformationsmatrix durch Projektion der orthogonalen Komponenten der Messrichtungen bestimmt werden [2, 62].

Das Ausgangskordinatensystem ist ein u, v, w -Koordinatensystem, das Zielsystem ein orthogonales x, y, z -System. Die z und w Achse sind ident, die anderen beiden Achsenpaare jedoch nicht, weiters die Achsen u und v nicht orthogonal. Betrachtet man einen Einheitsvektor \vec{e} in beiden Koordinatensystemen so ergibt sich folgender Zusammenhang:

$$\begin{pmatrix} e_u \\ e_v \\ e_w \end{pmatrix} = \mathbf{T} \begin{pmatrix} e_x \\ e_y \\ e_z \end{pmatrix}. \quad (2.17)$$

Die Matrix \mathbf{T} ist die Transformationsmatrix deren Elemente e_{ij} nach Abbildung 2.5 festge-

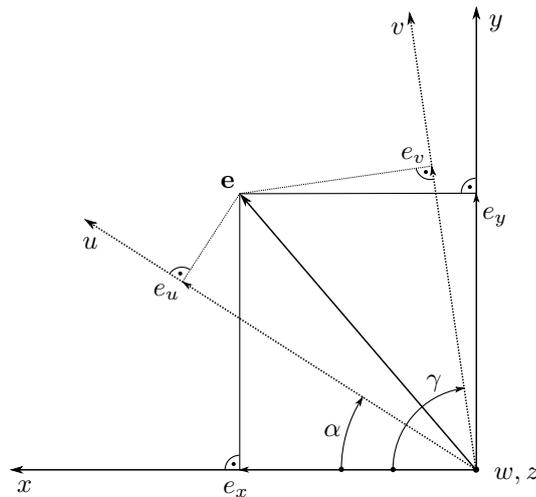


Abbildung 2.5: Vektor in unterschiedlichen Koordinatensystemen.

legt werden.

$$\mathbf{T} = \begin{pmatrix} e_{ux} & e_{uy} & e_{uz} \\ e_{vx} & e_{vy} & e_{vz} \\ e_{wx} & e_{wy} & e_{wz} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos \alpha & \sin \alpha & 0 \\ \cos \kappa & \sin \kappa & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (2.18)$$

Bei einem Übergang auf das orthogonale System wird Gleichung (2.17) von links mit der Inversen der Matrix \mathbf{T} multipliziert und man erhält so die Koordinaten des Vektors im orthogonalen Zielsystem, dargestellt in Gleichung (2.19). Diese Vorgehensweise wird bei der Umrechnung der Geschwindigkeit auf ein orthogonales Koordinatensystem angewendet indem in jedem Messpunkt die Geschwindigkeitskomponenten in ein orthogonales System transformiert werden.

$$\begin{pmatrix} e_x \\ e_y \\ e_z \end{pmatrix} = \mathbf{T}^{-1} \begin{pmatrix} e_u \\ e_v \\ e_w \end{pmatrix} \quad (2.19)$$

2.5 Messunsicherheitsbetrachtungen

Den wahren Wert einer Messgröße zu bestimmen ist streng genommen aus unterschiedlichen Gründen nicht möglich. Um jedoch trotzdem zufriedenstellende Aussagen über eine Messgröße zu treffen, muss man wissen, wie groß die Abweichung des Messwertes vom wahren Wert mit einer gewissen Wahrscheinlichkeit sein kann. In der Literatur gibt es dazu einige Richtlinien, Normen und Bücher. Die Terminologie ist dabei nicht einheitlich, nachfolgend wird die Vorgehensweise erläutert, nach welcher in dieser Arbeit vorgegangen wurde. Sie

entspricht weitgehend der DIN 1319 wie in [16] nachzulesen ist. Da die ermittelten Messgrößen Schätzwerte für die wahren Größen sind, spielen statistische Methoden dabei eine wichtige Rolle.

2.5.1 Systematische Messunsicherheit

Der Begriff systematische Messunsicherheit bezeichnet allgemein bekannte systematische Abweichungen und unbekannt systematische Abweichungen. Bekannte systematische Abweichungen müssen berücksichtigt werden, durch eine entsprechende Korrektur kann man das Messergebnis berichtigen. Dazu zählt etwa eine Nullpunktverschiebung. Sämtliche bekannte systematische Messunsicherheiten der verwendeten Messsysteme wurden in dieser Arbeit direkt bei der Messwertaufnahme berücksichtigt und entsprechende Korrekturen vorgenommen. Deshalb treten die bekannten systematischen Unsicherheiten in der nachfolgenden Betrachtung nicht mehr auf.

Unbekannte systematische Abweichungen können normalerweise nicht nach Betrag und Vorzeichen genau angegeben werden. Deshalb müssen sie durch Intervalle abgeschätzt werden, die einfachheitshalber oft als um Null symmetrisch angenommen werden [34]. Dazu zählen sämtliche Imperfektheiten des Messsystems und Umwelteinflüsse, auf dieses aber auch durch das Messverfahren selbst bedingte Unsicherheiten. Nachfolgend wird die unbekannt systematische Messunsicherheit als ein symmetrisches Intervall, wie bereits oben erwähnt, betrachtet.

Häufig kann man eine Größe wie zum Beispiel den Wirkungsgrad nicht direkt messen, man muss stattdessen die Zielgröße aus n einzelnen Messgrößen berechnen. Zur Erläuterung betrachtet man die Ziel- oder Ergebnisgröße

$$y = f(x_1, x_2, \dots, x_n), \quad (2.20)$$

welche den formalen Zusammenhang der einzelnen gemessenen Größen (auch Eingangsgrößen genannt) $x_i (i = 1, 2, \dots, n)$ mit der Zielgröße beschreibt. Die Abweichung des beobachteten Wertes vom wahren Wert der Messgröße ist

$$\Delta y = y - y_w. \quad (2.21)$$

Unter der Voraussetzung kleiner Änderungen der Eingangsgrößen ($\Delta x_i \ll x_i$) wird Gleichung (2.20) durch eine *Taylorreihe* linear angenähert und man erhält das Fortpflanzungs-

gesetz für systematische Abweichungen [1]

$$\Delta y \approx \sum_{i=1}^n \left. \frac{\partial f}{\partial x_i} \right|_{\bar{x}_i} \Delta x_i. \quad (2.22)$$

Die Größen Δx_i entsprechen hierbei den Genauigkeiten der verwendeten Messketten und werden entsprechend der Ermittlungsvorschriften von Herstellern, Kalibrierzertifikaten und Eigenkalibrierung berechnet. Die systematische Unsicherheit von Messketten wird durch lineare Addition der einzelnen Unsicherheiten von Aufnehmer und Messverstärkersystem bestimmt. Diese müssen ebenfalls entsprechend klein im Vergleich zur Messgröße x_i sein. Die Berechnung kann unter der Annahme erfolgen, dass nie alle Unsicherheiten mit dem selben Vorzeichen auftreten, was bedeutet, dass in Gleichung (2.22) nicht die Beträge der partiellen Ableitungen herangezogen werden, sondern die vorzeichenbehafteten Terme. Die partielle Ableitung wird wenn notwendig, am Mittelwert

$$\bar{x}_i = \frac{1}{m} \sum_{j=1}^m x_{i,j} \quad (2.23)$$

der entsprechenden Größe ausgewertet, da nicht Momentaufnahmen betrachtet werden, sondern über eine gewisse Zeit gemittelt wird. Dabei sind $x_{i,j}$ die Einzelmesswerte, die in der Mittelungszeit erfasst werden und m die Anzahl dieser Einzelmesswerte. Es wird dabei der Funktionswert der Mittelwerte der Einzelmessgrößen berechnet, indem die entsprechenden Mittelwerte in die Prozessgleichung eingesetzt werden. Der arithmetische Mittelwert ist dabei der Schätzwert für den unbekanntem wahren Wert. Gleichung (2.20) ergibt sich demnach zu

$$\bar{y} = f(\bar{x}_1, \bar{x}_2, \dots, \bar{x}_n). \quad (2.24)$$

Zur Erleichterung der Berechnung der Messunsicherheit bei l Ziel- oder Ausgangsgrößen $y_k (k = 1, 2, \dots, l)$ wird ein Vektoransatz gewählt [34]. Da in der vorliegenden Arbeit mehrere Größen betrachtet werden, wurde diese Variante der Matrizenrechnung angewendet. Damit ist vor allem die Bestimmung der zufälligen Messunsicherheit kompakt realisierbar. Die partiellen Ableitungen werden für jede Zielgröße entsprechend Gleichung (2.22) gebildet, und in einer Sensitivitätsmatrize \mathbf{B} angeordnet, y_k entspricht der jeweiligen Zielgröße. Die einzelnen Elemente b_{ki} werden oft als Sensitivitätskoeffizienten bezeichnet. Wird eine Messgröße nicht zur Berechnung einer Zielgröße herangezogen, so ergibt sich der entspre-

chende Koeffizient b_{ki} zu null.

$$\mathbf{B} = \begin{pmatrix} \frac{\partial y_1}{\partial x_1} & \frac{\partial y_1}{\partial x_2} & \cdots & \frac{\partial y_1}{\partial x_n} \\ \frac{\partial y_2}{\partial x_1} & \frac{\partial y_2}{\partial x_2} & \cdots & \frac{\partial y_2}{\partial x_n} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ \frac{\partial y_l}{\partial x_1} & \frac{\partial y_l}{\partial x_2} & \cdots & \frac{\partial y_l}{\partial x_n} \end{pmatrix} \quad (2.25)$$

Zur Einbindung der systematischen Abweichungen betrachtet man einen Vektor mit den symmetrischen Intervallen der bei Kalibrierungen ermittelten oder vom Hersteller angegebenen Unsicherheiten, dargestellt in Gleichung (2.26).

$$\Delta \mathbf{x} = \begin{pmatrix} \Delta x_1 & \Delta x_2 & \cdots & \Delta x_n \end{pmatrix} \quad (2.26)$$

Das Skalarprodukt des Vektors aus Gleichung (2.26) mit einem Zeilenvektor \mathbf{b}_k von \mathbf{B}

$$\mathbf{b}_k = \begin{pmatrix} \frac{\partial y_k}{\partial x_1} & \frac{\partial y_k}{\partial x_2} & \cdots & \frac{\partial y_k}{\partial x_n} \end{pmatrix} \quad (2.27)$$

ergibt die systematische Messunsicherheit für die Zielgröße y_k und wird wie folgt berechnet

$$\Delta y_{k,s} = \Delta \mathbf{x} \cdot \mathbf{b}_k. \quad (2.28)$$

2.5.2 Zufällige Messunsicherheit

Von zufälliger Unsicherheit spricht man immer dann, wenn die Ursachen der Abweichungen nicht reproduziert werden können. Auch fallen teilweise unbekannt systematische Abweichungen in diese Kategorie. Zur Beschreibung der zufälligen Abweichungen werden statistische Momente herangezogen. Der arithmetische Mittelwert (siehe Gleichung (2.23)) gilt als guter Schätzwert für den wahren Wert einer Größe $x_{i,w}$, und geht bei $m \rightarrow \infty$ in den wahren Wert über. Die Streuung der Einzelmesswerte $x_{i,j}$ kann mit der sogenannten empirischen Standardabweichung

$$s(x_i) = \sqrt{\frac{1}{m-1} \sum_{j=1}^m (x_{i,j} - \bar{x}_i)^2} \quad (2.29)$$

abgeschätzt werden. Die Standardabweichung ist somit die Quadratwurzel aus der Varianz. Ein weiterer Schätzwert, der Auskunft über die Streuung des Mittelwertes gibt, ist die empirische Standardabweichung des Mittelwertes

$$s(\bar{x}_i) = \frac{s(x_i)t(P, m-1)}{\sqrt{m}}. \quad (2.30)$$

Dieser Schätzwert berücksichtigt die Tatsache, dass Mittelwerte weniger streuen als die Einzelmesswerte [13]. Die Darstellung der Streuung des Mittelwertes kann bei manchen Anwendung vorteilhaft sein. Die Tatsache, dass nicht unendlich viele Werte aufgezeichnet werden können und damit der Mittelwert ebenfalls geschätzt ist, wird durch den Student-t Faktor $t(P, m-1)$ auf einem gewissen Konfidenzniveau P für eine bestimmte Anzahl an Freiheitsgraden $m-1$, die den Einzelmesswerten entsprechen, berücksichtigt. Bei technischen Anwendungen wird meist $P=95\%$ angesetzt. Diese Wahrscheinlichkeit wird auch in dieser Arbeit zugrunde gelegt. Bei Messung mehrerer Größen kommt es vor, dass sich die Größen gegenseitig beeinflussen. Beispielsweise bewirkt eine Drehzahlzunahme eine Förderhöhensteigerung. Diese gegenseitigen Abhängigkeiten können mit der sogenannten empirischen Kovarianz berücksichtigt werden. Auch die Tatsache, dass einige Messwerte mit demselben Messgerät aufgenommen werden, wird damit berücksichtigt. Die empirische Kovarianz zweier unterschiedlicher Messgrößen x_i und x_j , welche m -Mal gemessen wurden, ergibt sich zu

$$s(x_i, x_j) = s_{ij} = \frac{1}{m-1} \sum_{k=1}^m (x_{i,k} - \bar{x}_i)(x_{j,k} - \bar{x}_j). \quad (2.31)$$

Daraus lässt sich leicht erkennen, dass die empirische Varianz nur ein Sonderfall der empirischen Kovarianz ist. Wie schon weiter oben erwähnt, wird ein Vektoransatz zur Berechnung der Unsicherheiten angewendet. Deshalb werden die Varianzen und Kovarianzen in einer Matrize, der sogenannten Kovarianzmatrix

$$\mathbf{S} = \begin{pmatrix} s_{11} & s_{12} & \cdots & s_{1n} \\ s_{21} & s_{22} & \cdots & s_{2n} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ s_{l1} & s_{l2} & \cdots & s_{ln} \end{pmatrix} \quad (2.32)$$

zur weiterführenden Berechnung zusammengefasst. Dabei gilt $s_{ij} = s_{ji}$ und $s_{ii} = s_i^2$. Zur Bestimmung der zufälligen Unsicherheit werden nun die Sensitivitätsmatrix und die Kovarianzmatrix folgendermaßen multipliziert

$$\mathbf{A} = \mathbf{BSB}^T. \quad (2.33)$$

In der Hauptdiagonale von \mathbf{A} befinden sich nun die gesuchten, quadrierten Unsicherheiten, es sind dies die Elemente a_{ii} . Die Elemente außerhalb der Hauptdiagonale stellen die gegenseitigen Abhängigkeiten der einzelnen Zielgrößen untereinander dar. Diese werden jedoch in dieser Arbeit nicht näher betrachtet.

Mit Gleichung (2.30) folgt schließlich die gesamte zufällige Messunsicherheit einer Zielgröße

$$\Delta y_{k,r} = \frac{\sqrt{a_{kk}} t(P, m - 1)}{\sqrt{m}}. \quad (2.34)$$

Die Anwendung von $t(P, m - 1)$ gilt streng genommen nur für normalverteilte Werte, jedoch kann man bei einer Kombination von mehreren Messgrößen davon ausgehen, dass unabhängig von den Verteilungen der einzelnen Messgrößen sich die Verteilung der Zielgröße einer Normalverteilung annähert [13]. Dieser Tatsache liegt der zentrale Grenzwertsatz der Statistik zugrunde. Es sollte jedoch nicht außer Acht gelassen werden, dass es sich bei den obigen Betrachtungen nur um Abschätzungen der Unsicherheit handelt, bestenfalls mit einer Treffsicherheit von $\pm 10\%$ [1]. Gleichung (2.33) kann auch als andere Schreibweise für das *Gauß'sche* Fehlerfortpflanzungsgesetz aufgefasst werden.

2.5.3 Kombinierte Messunsicherheit

Zur Angabe der gesamten oder kombinierten Messunsicherheit werden die systematische und die zufällige Messunsicherheit geometrisch addiert und man erhält

$$\Delta y_{k,c} = \sqrt{\Delta y_{k,s}^2 + \Delta y_{k,r}^2}. \quad (2.35)$$

Das entspricht nun einem Vertrauensbereich

$$\bar{y}_k - \Delta y_{k,c} \leq \bar{y}_k \leq \bar{y}_k + \Delta y_{k,c} \quad (2.36)$$

in dem mit einer gewissen Wahrscheinlichkeit der wahre Wert der Zielgröße liegt. In dieser Arbeit wurde das Konfidenzniveau bei allen Unsicherheitsbetrachtungen mit $P = 95\%$ gewählt. Oft wird dieser Vertrauensbereich noch mit einem sogenannten Erweiterungsfaktor multipliziert, darauf wurde in dieser Arbeit verzichtet.

In Abbildung 2.6 sind zur Illustration der Messunsicherheit die Abweichungen und das Vertrauensintervall ohne Berücksichtigung eines Erweiterungsfaktors schematisch dargestellt.

Der oben dargelegte Berechnungsgang ist komplett in LabVIEW implementiert, und die Unsicherheiten werden somit direkt *on the fly* während der Messung bestimmt, angezeigt und mit den Ergebnissen abgespeichert.

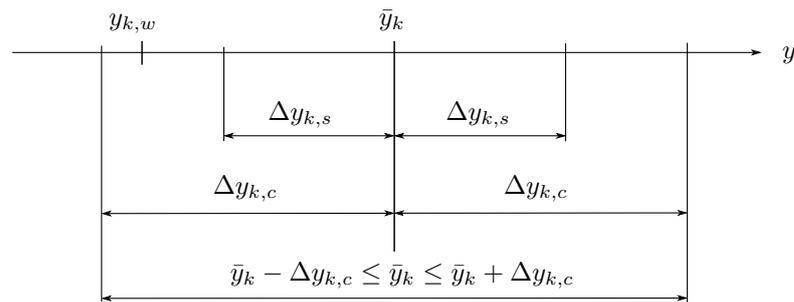


Abbildung 2.6: Erläuterung der Messunsicherheit nach [1].

Die Unsicherheitsbestimmung bei der Positionierung der LDA Sonde beruht auf qualifizierten Schätzwerten und typischen Angaben aus der Literatur und kann mit 0.5 mm beziffert werden. Die Unsicherheit der Geschwindigkeitsmessung kann, typisch bei diesem System, mit 0.5 % vom Messwert angegeben werden. Da diese Art der Strömungsgeschwindigkeitsmessung ohnehin auf statistischen Methoden beruht, wird üblicherweise die Standardabweichung oder die Standardabweichung des Mittelwerts bei der Ergebnisdarstellung angegeben. Durch das Vorhandensein einer voll turbulenten Strömung ist eine Angabe der Strömungsgeschwindigkeit in dieser Art durchaus sinnvoll.

2.6 Leistungsspektren

Zur Charakterisierung von periodischen Signalen gibt es eine Reihe von Methoden. In dieser Arbeit wurden Druckpulsationen im Austrittsdiffusor der Modellmaschine erfasst und einer Analyse unterzogen. Im speziellen werden Leistungsspektren betrachtet, um dominante Frequenzen zu identifizieren. Bei der Erstellung dieser Spektren kommt die diskrete Fouriertransformation zum Einsatz. Um Aliasing zu vermeiden wurde die Sampling-Frequenz auf das dreifache der Grenzfrequenz der Aufnehmer festgelegt, damit wird dem *Shannon*-Theorem weitestgehend entsprochen. Entsprechend dem *Nyquist*-Kriterium

$$f_{Ny} = \frac{f_s}{2} \quad (2.37)$$

kann nun das volle Spektrum des Aufnehmers richtig ausgewertet werden. Abbruchfehler werden durch geeignete Fensterung des Signals (nach *Hann*) minimiert [38]. Durch die Unschärferelation

$$\Delta t \Delta f = \frac{1}{N} \quad (2.38)$$

stehen Zeit- und Frequenzauflösung in direktem Zusammenhang mit der Anzahl der aufgenommenen Werte N . Diese Tatsache muss man bei der Wahl von Abtastfrequenz und

Sample-Anzahl und somit der Messzeit berücksichtigen, damit man keine Schwingungen im Signal auf Grund einer zu großen Zeitauflösung „übersieht“. Um niederfrequente Anteile identifizieren zu können, darf die Messzeit aber nicht zu gering sein. Möchte man also eine Frequenzauflösung Δf haben, ist eine Mindestmesszeit von Δf^{-1} erforderlich [43].

Die Leistungsspektren wurden mittels LabVIEW und Diadem berechnet, die Ausgangsfolge \mathbf{s}_{xx} die als Vektor interpretiert werden kann, ist folgendermaßen definiert [48].

$$\mathbf{s}_{xx} = \frac{F \{ \mathbf{x} \} F^* \{ \mathbf{x} \}}{N^2} \quad (2.39)$$

Dabei bezeichnet \mathbf{x} die Eingangsfolge und N steht für die Anzahl der Abtastwerte dieses Signals. F bezeichnet die komplexe, diskrete *Fourier*-Transformation und F^* ist die komplex Konjugierte. Die Einheit des Spektrums ist dabei der Effektivwert des Eingangssignals zum Quadrat. Im Falle eines Drucksignals also p_{eff}^2 [49]. Diese Berechnung liefert das zweiseitige Spektrum, für die Komponenten eines einseitigen Leistungsspektrums $g_{xx,i}$ muss noch, wie in den folgenden Gleichungen dargestellt, umgerechnet werden.

$$g_{xx,i} = s_{xx,i} \quad \text{für } i = 0 \quad (2.40)$$

$$g_{xx,i} = 2s_{xx,i} \quad \text{für } 0 < i < N/2 \quad (2.41)$$

Der Index $i = 0$ bezeichnet den Gleichanteil im Signal. Wegen der Symmetrie der diskreten *Fourier*-Transformation um die *Nyquist*-Frequenz müssen die anderen Komponenten mit dem Faktor 2 multipliziert werden. $s_{xx,i}$ kann als Teilleistung in der i -ten Frequenz interpretiert werden, die zur Gesamtsignalleistung beigetragen wird.

Kapitel 3

Experimenteller Aufbau

Der gesamte Aufbau des Versuchsstands im hydrodynamischen Labor des Instituts wird nachfolgend beschrieben. Es wird auch auf die limitierenden Rahmenbedingungen bei der Konstruktion und Planung eingegangen. Der Versuchsaufbau orientiert sich grundsätzlich an Abnahmeprüfständen für Radialmaschinen. Spezielles Augenmerk ist der Beschreibung der Modellmaschine gewidmet, da diese einige für diese Untersuchungen notwendigen Instrumentierungen und Besonderheiten aufweist. Weiters wird auch auf die verwendeten Messketten eingegangen, mit welchen die einzelnen Betriebsparameter der Maschine erfasst und die Kennzahlen zur Beschreibung berechnet werden. Einen weiteren Teil bildet die Erläuterung des Geschwindigkeitsmesssystems welches zur Charakterisierung der Strömung in vielen Messpunkten herangezogen wurde. Auch die Drehmomentmessung mittels hydrostatischem Lager wird näher betrachtet und schließlich auch das eigens dafür entwickelte Mess- und Steuerprogramm kurz erläutert.

3.1 Pumpturbinen Modellmaschine

Im Zuge dieser Arbeit wurde ein Pumpturbinenmodell im Hydrodynamischen Labor aufgebaut und näher untersucht. Da nur Betriebspunkte im Pumpbetrieb betrachtet werden, sind die nachfolgend erwähnten Begriffe *Eintritt* und *Austritt* stets in Pumprichtung zu interpretieren. In Abbildung 3.1 und 3.2 ist die Modellmaschine dargestellt. Sie besteht aus den Hauptteilen Saugrohr, Saugrohrdiffusor, Laufrad, Leitapparat, Stützring, Spiralgehäuse und Auslauf. Werte, die sich auf das Saugrohrende oder den Eintritt beziehen, werden mit dem Index 1 gekennzeichnet, jene Werte die den Spiralaustritt oder im Allgemeinen den Austritt betreffen, werden mit dem Index 2 bezeichnet. Die Modellmaschine hat eine spezifische Drehzahl von 41.6 min^{-1} im Pumpbetrieb (Turbinenbetrieb: $n_q = 41.8 \text{ min}^{-1}$) und einen Laufradeintrittsdurchmesser $D_1 = 276.4 \text{ mm}$. Der Austrittsdurchmesser D_2 beträgt

487.52 mm. Aufgrund der niedrigen spezifischen Drehzahl handelt es sich um eine reine Radialmaschine. Das Laufrad hat sieben Schaufeln, der Leitapparat und der Stützring weisen jeweils 20 Schaufeln auf. Die Verstellung der Leitschaufeln erfolgt durch einen Elektrozyylinder, die genaue Winkelbestimmung der Leitschaufeln ist mit einem absolut Drehgeber $< 0.1^\circ$ realisiert.

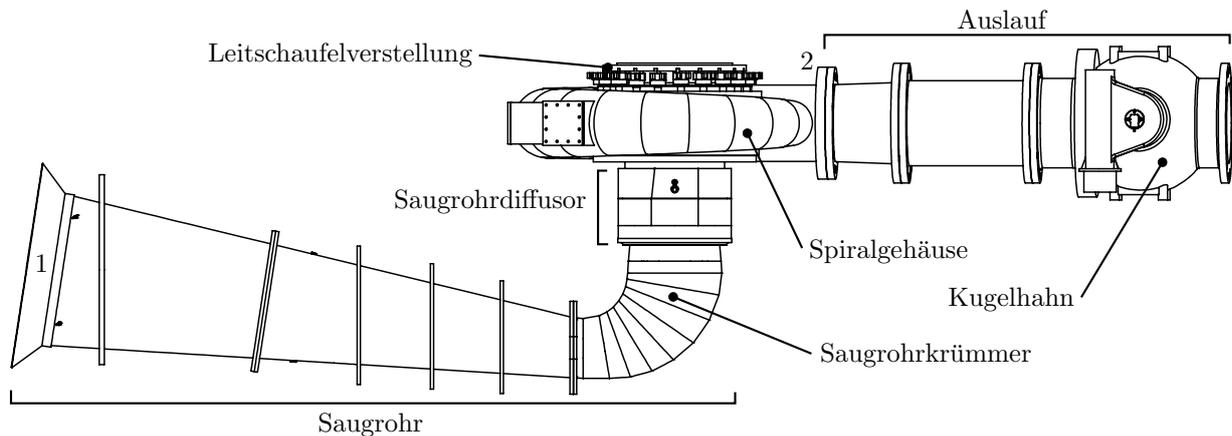


Abbildung 3.1: Modell Pumpturbine.

Das Saugrohr ist vierteilig ausgeführt, wobei Saugrohrkrümmer, Saugrohrfuß und Saugrohrverlängerung aus Stahl gefertigt sind. Der Saugrohrdiffusor ist wegen der Notwendigkeit eines optischen Zugangs aus Acrylglas gefertigt und aus Gründen der Bearbeitungsfreundlichkeit in zwei Teile aufgetrennt. Die Spirale, der Stützring und das Laufrad sind aus einer Aluminiumbronze gefertigt, Turbinendeckel und Grundring aus rostfreiem Stahl. Die Leitschaufeln bestehen aus einem speziellen Messingwerkstoff. Für die optischen Zugänge im Spiralgehäuse sind Rahmen aus rostfreiem Stahl eingeschweißt. Der Auslauf wurde mittels verzinkten Stahlrohren realisiert. Beim Eintritt ist eine Einlauftrumpete vorgesehen, welche die Auswirkungen der sprunghaften Querschnittsänderung in Bezug auf Strömungswiderstand und Wirbelbildungen positiv beeinflusst.

Die berührungslosen Dichtungen (Labyrinth), in Abbildung 3.2 erkennbar, sind bei Nabe und Kranz aus Messing gefertigt, der Bodenspaltring besteht aus rostfreiem Stahl. Der Verstellmechanismus der Leitschaufeln ist mit Anlenkern aus lackiertem Stahl realisiert, wobei der Verstellring aus rostfreiem Stahl gefertigt ist. Die Leitschaufeln sind mittels Spannhülse in diesen Anlenkern fixiert.

3.2 Versuchsaufbau

Wie schon unter 3.1 erwähnt wurde die Modellmaschine im hydrodynamischen Labor aufgebaut. Dabei gab es einige limitierende Randbedingungen zu beachten die sich aus der

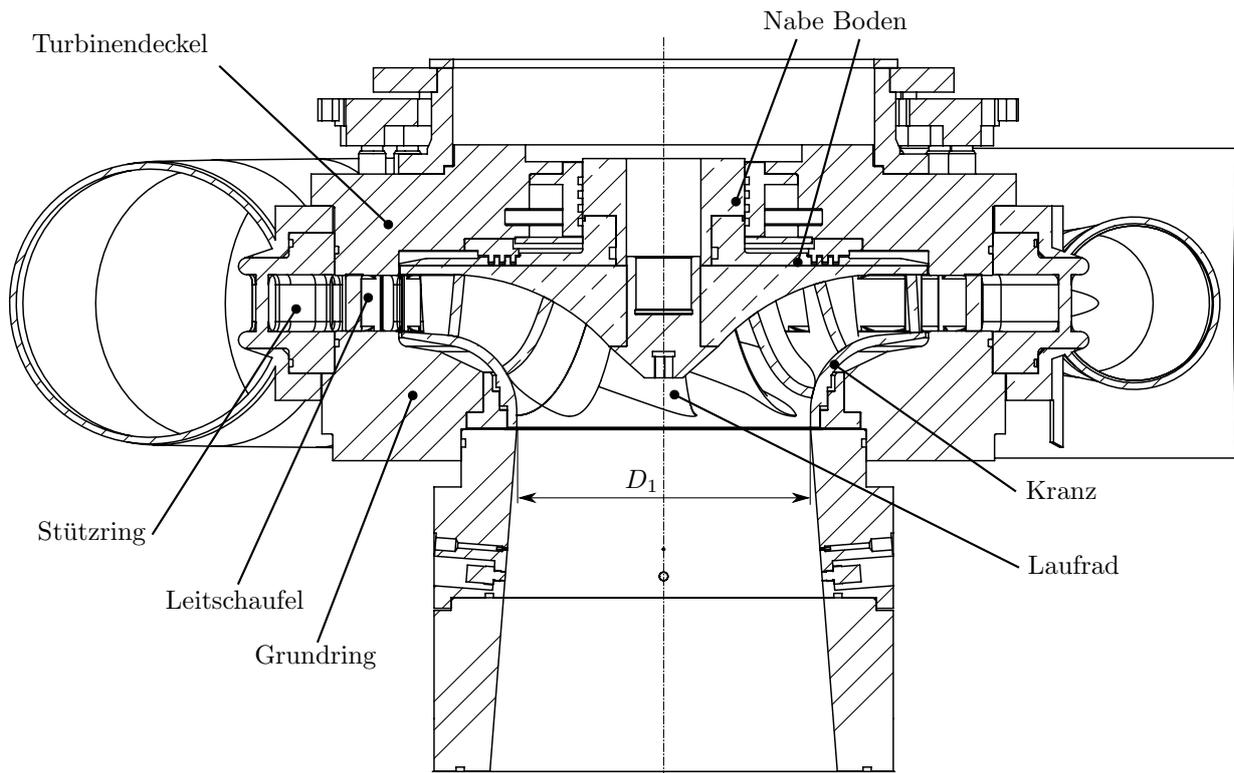


Abbildung 3.2: Modell Pumpturbine, Schnittdarstellung.

langen Tradition des Laborbetriebs am Institut ergeben. Zur Fertigstellung 1910 war das Labor eines der modernsten dieser Art [12]. Nach der Schließung 1939 erfolgte die Wiederinstandsetzung nach dem 2. Weltkrieg und 1946 konnte der Betrieb wieder aufgenommen werden [55]. Anfang der 1980er Jahre wurde eine weitere Sanierung und Adaption vorgenommen [45]. Die Versuchshalle ist vom Grundriss her unverändert geblieben. Der hier beschriebene Versuchsaufbau ist seitdem die größte Adaption und wurde 2012 bis 2013 realisiert. Dabei spielten die geringe Hallenhöhe und die schlechte Zugänglichkeit zum Einbringen der Versuchsstandteile eine wesentliche Rolle, welche schon in der Planungsphase erhebliche Zeit in Anspruch nahmen.

Zum Betrieb und zur Untersuchung von Überdruckmaschinen ist es zweckmäßig, diese in einem geschlossenen Kreislauf zu betreiben. Die Hauptkomponenten des hier realisierten Versuchskreislaufes sind in Abbildung 3.3 schematisch dargestellt.

Ein Unterwasserkessel (1) simuliert das Unterbecken und um die Einbautiefe zu variieren, kann dieser Kessel mit Druckluft beaufschlagt werden. Für Kavitationsuntersuchungen kann der Kessel bis auf 40 mbar Absolutdruck evakuiert werden (11), zum Beispiel für die Bestimmung von σ Kennwerten. Das Saugrohr der Modellmaschine (2) ist in den Unterwasserkessel geführt, sodass die Modellmaschine (2) dort ansaugen kann. Nach dem Spiralenaustritt führt der Auslauf über einen Kugelhahn (12) direkt in den Oberwasserkessel (5), welcher das Oberbecken simuliert. Die beiden Kessel sind mit einer Rohrleitung verbunden

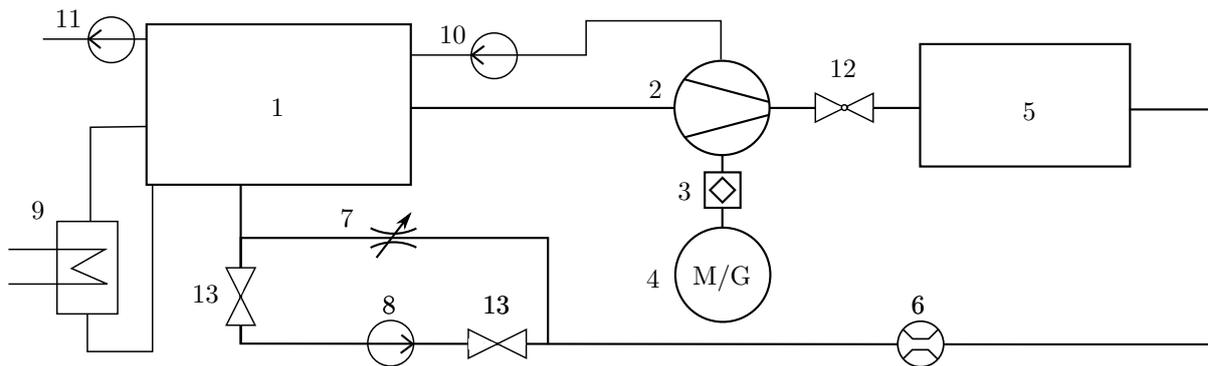


Abbildung 3.3: Kreislaufschaubild; 1 Unterwasserkessel, 2 Modellmaschine, 3 hydrostatisches Lager, 4 Motorgenerator, 5 Oberwasserkessel, 6 Durchflussaufnehmer, 7 Ringkolbenventil, 8 Mitteldruckpumpe, 9 Triebwasserkühlung, 10 Spaltwasserrückführung, 11 Vakuumpumpe, 12 Kugelhahn, 13 Absperrklappen.

um den Kreislauf zu schließen, darin ist auch der Durchflussmesser (6) angeordnet. Die Rohrleitungsführung ist so konzipiert, dass für einen etwaigen Turbinenbetrieb durch entsprechende Stellung von Absperrklappen (13) eine Pumpe (8) eingebunden werden kann, welche die Fallhöhe aufbringt. Durch diese Absperrorgane kann die Anlagenkennlinie verändert werden, um den Bereich des S-Schlages im Turbinenbetrieb stabil untersuchen zu können. Zur Energieumwandlung im Pumpbetrieb ist ein Ringkolbenventil (7) angeordnet, welches das Triebwasser in den Unterwasserkessel entspannt. Das Laufrad der Modellpumpturbine wird mit einem Gleichstrommotorgenerator (4) je nach Betriebsbereich angetrieben oder gebremst. Die Lagerung der Modellturbine ist mittels einem hydrostatischen Lager (3) realisiert, auf welches unter 3.2.5 noch näher eingegangen wird.

Da die untersuchte Pumpe eine homologe Modell einer Großausführung ist, besitzt sie berührungslose Dichtungen am Laufradkranz, Laufradboden und der Nabe. Durch die Labyrinth am Laufradboden strömt ein Spaltwasserstrom durch den Turbinendeckel. Dieser ist abhängig vom Druckniveau am Laufradaustritt. Dadurch reduziert sich die Wassermenge im Versuchskreislauf. Um diesen Umstand auszugleichen, wird das Spaltwasser in einem Tank gesammelt und bei Bedarf in den Unterwasserkessel rückgepumpt (10). Die Spaltwasserverluste durch den Kranzspalt fließen sofort zurück zum Laufradeintritt. Die Menge des Spaltwasserstromes kann mit ungefähr 0.5% von Q_{BEP} je Spalt beziffert werden. Da sich durch das ständige im Kreis Pumpen das Triebwasser erwärmt, ist zusätzlich ein Wärmetauscher (9) vorgesehen, der zur Abführung der Wärme dient.

Abbildung 3.4 zeigt eine Ansicht des Gesamtaufbaus im Labor, dabei sind Teile der Tragkonstruktion sowie der Triebwasserleitung aus Gründen der Übersicht ausgeblendet.

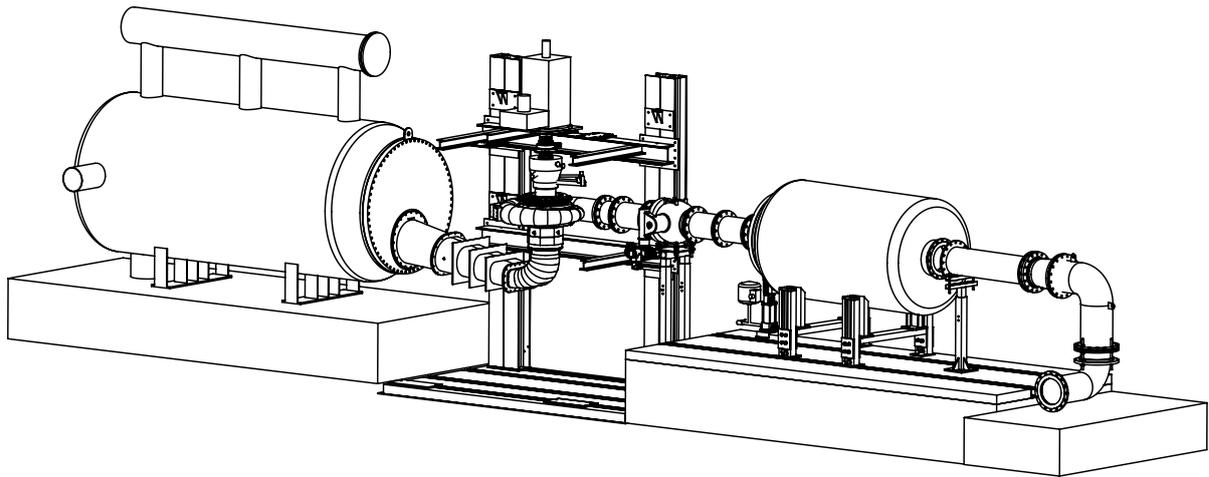


Abbildung 3.4: Gesamtaufbau.

3.2.1 Spezieller Versuchsaufbau

Um die Anlagenkennlinie des Versuchstandes im Pumpbetrieb verstellen zu können ist im Versuchskreislauf ein Ringkolbenventil (7, Abbildung 3.3) vorgesehen. Dieses ermöglicht dank eines nahezu linearen Schließgesetzes ein genaues Einstellen des Betriebspunktes ohne Druckpulsationen von anderen hydraulischen Maschinen zu erzeugen. Würde man eine Pumpe oder eine Turbine zur Energierückgewinnung verwenden, könnten diese Druckpulsationen die zu untersuchende Modellmaschine beeinflussen und sich in den Messergebnissen widerspiegeln [10]. Um weiters die Situation der Großausführung genauer nachzubilden, ist oberwasserseitig ein Kugelhahn (12, Abbildung 3.3) in den Versuchskreislauf integriert. Somit können Anfahrvorgänge realitätsgetreu nachgebildet und untersucht werden. Außerdem besteht die Möglichkeit die Position des Kugelhahns relativ zum Spiralaustritt einfach zu verändern und dadurch Auswirkungen auf das Betriebsverhalten zu erhalten, wie schon in [35] angemerkt wurde.

Für die Strömungsgeschwindigkeitsmessungen ist der Saugrohrdiffusor aus Plexiglas gefertigt. Dabei wurde die Außenform als Achteck gewählt, um die Strahlverfolgungsrechnung zu vereinfachen. Weiters ist eine Fläche schräg angefräst, damit sich eine konstante Wandstärke ergibt. Diese Anpassung begünstigt ebenfalls die Verfolgungsrechnung. Die Innenkontur im Saugrohrdiffusor bleibt homolog zur Großausführung. Um auch Geschwindigkeitsmessungen im Stützring durchführen zu können, musste in der Spirale ein optischer Zugang geschaffen werden. Dazu wurden zwei Fenster eingeschweißt, die mit einem Aluminiumblinddeckel verschlossen werden können, damit die innere Kontur der Spirale unverändert bleibt (siehe Abbildungen 3.5 und 3.6). Daneben können planparallele Glasfenster für Messungen montiert werden. Dabei ergibt sich zwar eine Abweichung der idealen Innenkontur der Spirale, jedoch kann so sichergestellt werden, dass man zuverlässig mittels Brechungsrechnung die Position des Messvolumens im Strömungsgebiet bestimmen kann.

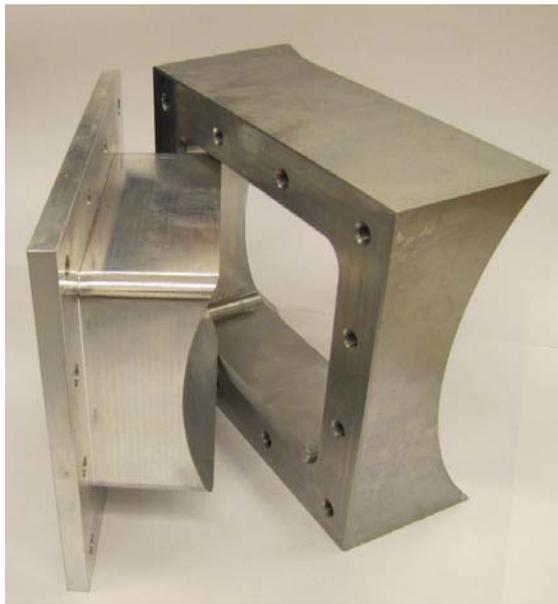


Abbildung 3.5: Optischer Zugang 1 Spirale, Fensterrahmen mit Blinddeckel.



Abbildung 3.6: Optischer Zugang 2 Spirale, mit eingesetztem Blinddeckel.

Neben den Anpassungen der Spirale wurden auch zwei Leitschaufeln neu gefertigt, um daran Miniaturdruckaufnehmer zu applizieren. Abbildung 3.7 zeigt die zur Instrumentierung vorbereiteten Leitschaufeln, ganz rechts im Bild wird eine originale Leitschaufel dargestellt.

Weiters wurde auch der Stützring zur Applikation von Miniaturdruckaufnehmern vorbereitet. Dabei wurden in zwei Stützschaufeln auf den beiden zugewandten Seiten (Druck- und Saugseite) und oben und unten im Stützschaufelkanal Taschen von Hand eingefräst (siehe Abbildung 3.8). Somit wurde ein Stützschaufelkanal komplett mit Aufnehmern ausgestattet.



Abbildung 3.7: Leitschaufeln der Modell-turbine.



Abbildung 3.8: Manuell hergestellte Einfräsungen im Stützring.

3.2.2 Durchflussmessung

Der Volumenstrom wird mittels eines magnetisch induktiven Durchflussaufnehmers in der Hauptleitung DN300 gemessen. Das Messprinzip beruht auf dem *Faraday*'schen Induktionsgesetz für bewegte Leiter in einem Magnetfeld. Der verwendete Aufnehmer Promag 53W von E&H besitzt einen Stromausgang von 4...20 mA, dieser Bereich kann für beide Durchflussrichtungen herangezogen werden. Die Genauigkeit kann mit 0.15 % vom Messwert angegeben werden. Die Berücksichtigung des Spaltwassers durch den Bodenspalt q' und den Kranzspalt q'' erfolgt auf Grund des Einbauortes bei der Berechnung des Wirkungsgrades nach Gleichung(2.11) automatisch. Da in dieser Arbeit vorrangig der Pumpbetrieb behandelt wird ist dies durchaus zweckmäßig. Große Spaltweiten ergeben größere Spaltwasserströme. Dadurch fließt im Pumpbetrieb weniger Triebwasser durch den Querschnitt am Spiralenaustritt und der Wirkungsgrad der Maschine verschlechtert sich. Der Durchfluss im Pumpbetrieb ergibt sich demnach zu

$$Q_2 = Q_m - q' - q'' \quad (3.1)$$

wobei hier Q_2 schon dem Messwert entspricht. Eine Abschätzung des Spaltwasserstromes durch den Bodenspalt q' ist in Abbildung 3.9 dargestellt. Es handelt sich dabei um die gemessenen Mengen bei verschiedenen Drücken p_2 zur Umgebung. Diese Werte dienen als Anhaltspunkte und werden wie oben beschrieben, durch den Versuchsaufbau bei den Messungen berücksichtigt. Der Spaltwasserfluss wurde durch eine unmittelbare volumetrische Messung (Behälter) kontrolliert, eine quadratische Annäherung bestätigt die typische Spaltwassermenge bei Maschinen dieses Typs mit rund 0.5 % von Q_{BEP} . Im Turbinenbetrieb müssen die Spaltwasserströme q' und q'' zu Q_m addiert werden, ansonsten erfolgt die Berechnung analog.

3.2.3 Druckmessung

Zur Messung des statischen Wanddrucks am Saugrohreintritt und im Austrittsdiffusor kommen Druckmessumformer Cerabar M PMP51 mit einer piezoresistiven Vollbrücke und Metallmembrane von Endress und Hauser zur Anwendung. Diese liefern ein Stromausgangssignal von 4...20 mA und dienen zur Erfassung der globalen Performancedaten und Kennzahlen wie zum Beispiel σ . Der Druck am Saugrohreintritt p_1 wird mit einer 4 bar Zelle erfasst, ebenso der Druck im Saugrohrdiffusor. Der Messbereich der Druckaufnehmer wurde mit $-1 \text{ bar} \leq p \leq 3 \text{ bar}$ festgelegt.

Die Fallhöhenbestimmung wird mittels eines Differenzdruckaufnehmers Deltabar M PMD55, der ebenfalls einen Stromausgang von 4...20 mA besitzt, realisiert. Die Messzelle ist mit

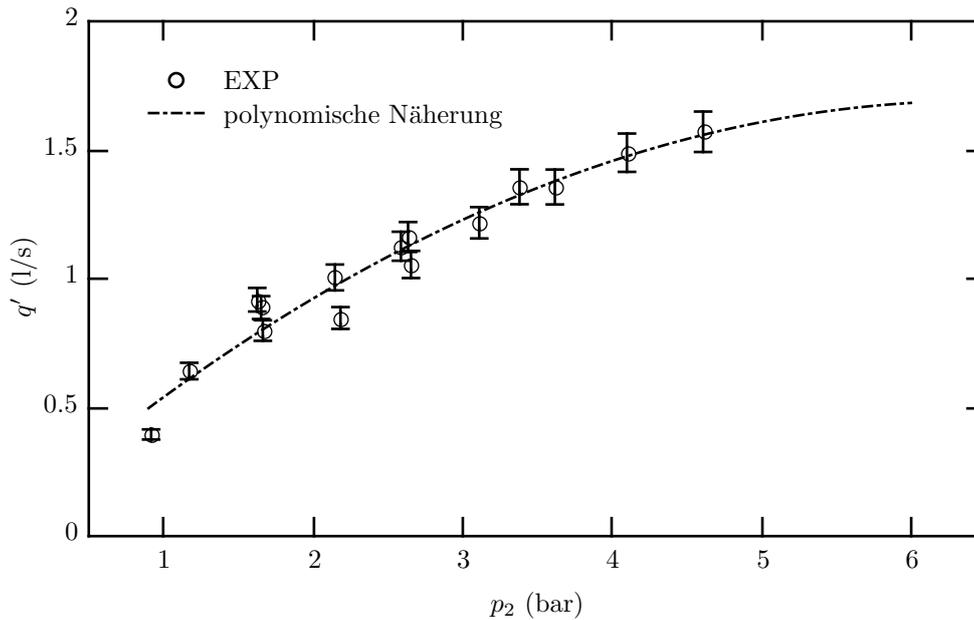


Abbildung 3.9: Spaltwasserstrom durch Bodenspalt in Abhängigkeit von p_2 .

maximal 16 bar Differenzdruck beaufschlagbar, für die Messungen wurde ein Turndown auf einen Differenzdruck von 10 bar durchgeführt, um die erforderliche Genauigkeit und Auflösung zu gewährleisten. Die Druckmessstellen wurden gemäß der Richtlinien in [39] ausgeführt. Die Genauigkeit liegt laut Kalibrierzertifikaten bei $<0.02\%$ vom jeweiligen Messbereichsendwert.

Zur Bestimmung der Fallhöhe wird, wie oben erwähnt, die Methode mittels Differenzdruckaufnehmer angewendet. Die Strömungsgeschwindigkeit wird dabei als dynamischer Druck unter Annahme einer konstanten mittleren Strömungsgeschwindigkeit über den Strömungsquerschnitt der jeweiligen Messstelle berücksichtigt. Konkret ergibt das für die Fallhöhe unter Vernachlässigung der Kompressibilität des Wassers bei $H < 40$ m [39]

$$H = \frac{\Delta p_{21}}{\rho g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}. \quad (3.2)$$

Zusätzlich wird auch der Druck in der Priming Chamber p_{prim} , dem schaufellosen Raum zwischen Lauf- und Leitschaufeln an einer Messstelle und der Druck nach dem oberwasserseitigen Absperrorgan p_{OW} bestimmt. Eine weitere Druckmessstelle im Saugrohrfuß ist ebenfalls vorbereitet und kann bei Bedarf an den Aufnehmer für den Diffusordruck p_{SD} umgeschaltet werden. Ebenso ist eine Ringleitung nach dem Ringkolbenventil, kurz vor Eintritt in den Unterwasserkessel installiert und kann auf den Aufnehmer für den Saugrohreintrittsdruck p_1 umgeschaltet werden.

Für die transienten Messungen wurden die piezoresistive (Vollbrücke) Druckaufnehmer ETM-375M von Kulite verwendet. Diese sind als Absolutdruckaufnehmer ausgeführt und

haben einen Messbereich von $0 \text{ bar} \leq p \leq 3.5 \text{ bar}$. Sie besitzen einen integrierten Vorverstärker mit Spannungsausgang ($0 \dots 10 \text{ VDC}$), sind bündig im Saugrohrdiffusor montiert und eignen sich deshalb für hoch zeitaufgelöste Messungen. Die Genauigkeit dieser Aufnehmer beträgt $0.1 \% \text{FS}$.

Zur genaueren Untersuchung des Stütz- und Leitschaufelkanals wurde ein Strömungskanal mit piezoresistiven Aufnehmern ausgestattet. Dazu wurden zwei Leitschaufeln neu gefertigt und mit entsprechenden Bohrungen und Einfräsungen für die Applikation von Miniaturdruckaufnehmern vorbereitet. Weiters wurden von Hand Einfräsungen und Bohrungen am Stützring hergestellt, die ebenfalls zur Applikation der Aufnehmer notwendig waren. Als grundsätzlich brauchbar erschien der piezoresistive Absolutdruckaufnehmer $0 \dots 17 \text{ bar}$ LL-080 von Kulite. Die Miniaturaufnehmer wurden mit Spachtelmasse so in die Oberfläche eingearbeitet, dass die Störung der Strömung sich auf ein Minimum beschränkt. Abbildung 3.11 zeigt eine Leitschaufel nach der Instrumentierung, in Abbildung 3.10 sieht man die Aufnehmer während der Instrumentierung. Alle Aufnehmer haben einen außen liegenden Vorverstärker, welcher die Brückenspannung auf $0 \dots 10 \text{ VDC}$ verstärkt. Die Genauigkeit dieser Aufnehmer beträgt $0.1 \% \text{FS}$.

Im Zuge der Kalibrierung und Inbetriebnahme des Versuchstandes stellte sich heraus, dass die Aufnehmer nicht wirklich für eine dauerhafte Anwendung geeignet sind. Noch bevor reproduzierbare Messungen durchgeführt werden konnten, war die gesamte Anzahl der Miniaturdruckaufnehmer beschädigt. Durch eine Reklamation und sehr lange Reaktions- und Lieferzeiten wurde entschieden, das Projekt vorerst ohne die Daten aus dieser Instrumentierung weiterzuführen.

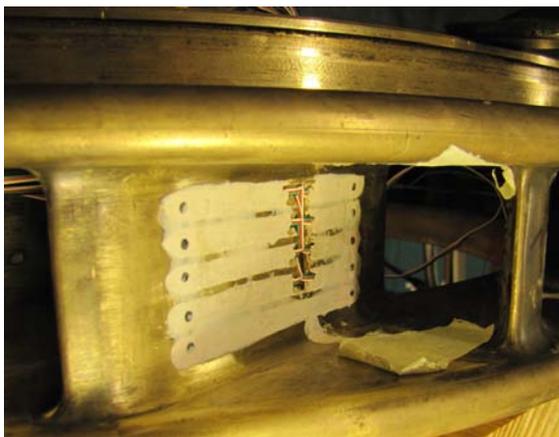


Abbildung 3.10: Druckaufnehmer, appliziert im Stützring.

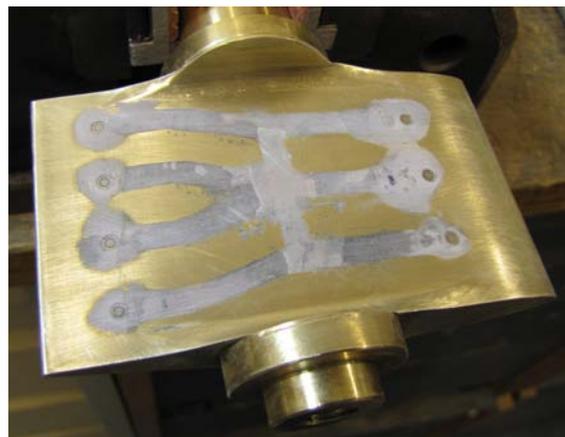


Abbildung 3.11: Druckaufnehmer, appliziert an einer Leitschaufel.

3.2.4 LDA Strömungsgeschwindigkeitsmessung

Wie schon oben erwähnt, wurden die Strömungsgeschwindigkeitsmessungen mit einem Laser Doppler Anemometer durchgeführt. Das verwendete System arbeitet im Rückstreuverfahren und kann zwei normal aufeinander stehende Geschwindigkeiten gleichzeitig erfassen. Das Messprinzip beruht auf der Frequenzverschiebung durch den Doppler Effekt (Gleichung (3.3)). Abbildung 3.12 dient zur Erläuterung der nachfolgenden Gleichung (3.3).

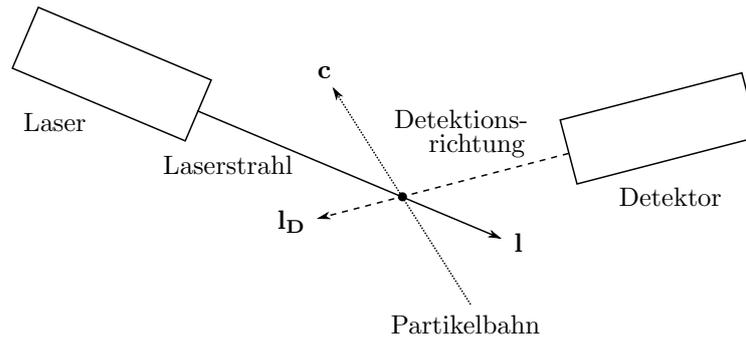


Abbildung 3.12: Grundsätzliche Erklärung Dopplereffekt nach [51].

$$f' = f_0 \left(1 - \frac{\mathbf{c} \cdot \mathbf{l}}{c_0} \right) \quad (3.3)$$

Strömt ein Teilchen durch den Laserlichtstrahl, so wird dieses Licht frequenzverschoben von einem Detektor empfangen. Die detektierte Lichtfrequenz enthält somit die Information der Geschwindigkeit durch die Skalarprodukte $\mathbf{u} \cdot \mathbf{l}$ und $\mathbf{u} \cdot \mathbf{l}_D$. Dieser Zusammenhang ist in Gleichung (3.4) dargestellt [51]. Die Annäherung ergibt sich dabei durch eine Reihenentwicklung.

$$f_D = f_0 \frac{\left(1 - \frac{\mathbf{c} \cdot \mathbf{l}}{c_0} \right)}{\left(1 - \frac{\mathbf{c} \cdot \mathbf{l}_D}{c_0} \right)} \approx f_0 \left(1 - \frac{\mathbf{c} \cdot \mathbf{l}}{c_0} + \frac{\mathbf{c} \cdot \mathbf{l}_D}{c_0} \right) \quad (3.4)$$

Diese detektierte Lichtfrequenz liegt jedoch im Bereich der eigentlichen Lichtfrequenz. Mit den heutigen Systemen kann diese Frequenz von $10^{14} - 10^{15}$ Hz jedoch nicht aufgelöst werden und somit sind die vergleichsweise kleinen Frequenzänderungen, welche durch ein in der Strömung befindliches Partikel verursacht werden nicht detektierbar [52]. Deshalb benutzt man zwei sich kreuzende Laserstrahlen. Es ergibt sich folgende, in Abbildung 3.13 dargestellte Situation.

Mit Hilfe der Wellentheorie ist in [52] gezeigt, dass eine modulierte hochfrequente Signalwelle entsteht, deren Modulationsfrequenz Δf mit der Strömungsgeschwindigkeit folgendermaßen

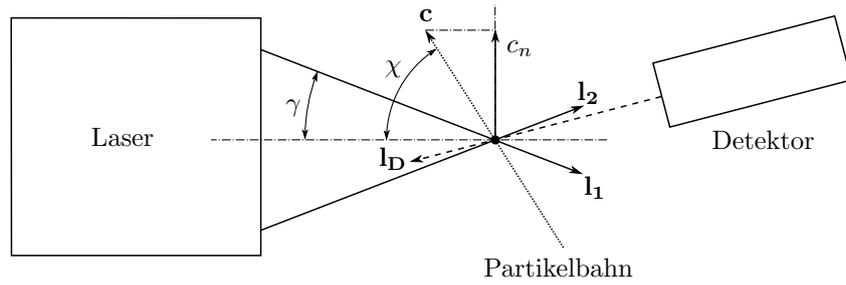


Abbildung 3.13: Prinzip LDA Zweistrahilverfahren nach [51].

zusammenhängt und unabhängig von der Winkelstellung des Detektors ist,

$$\Delta f = f_{D1} - f_{D2} = f_0 \left(\frac{\mathbf{c} \cdot \mathbf{l}_2}{c_0} - \frac{\mathbf{c} \cdot \mathbf{l}_1}{c_0} \right) = |\mathbf{c}| \sin \chi \frac{2 \sin \gamma}{\lambda} \quad (3.5)$$

wobei die beiden Detektionsfrequenzen nach Gleichung (3.4) bestimmt werden. Dieses Verfahren kann auch mittels Interferenzstreifenmodell sehr anschaulich beschrieben werden und man erhält dadurch Gleichung (3.6) welche ident mit Gleichung (3.5) ist und deren charakteristische Größe der Interferenzstreifenabstand (Gleichung (3.7)) ist.

$$c_n = \Delta f \frac{\lambda}{2 \sin \gamma} = \Delta f \delta_f \quad (3.6)$$

Die verwendete Laserlichtquelle des Messsystems ist ein wassergekühlter 10 W Argon-Ionen Gaslaser. Der emittierte Lichtstrahl wird zunächst mit Hilfe einer *Bragg-Zelle* (optoakustischer Modulator) in verschiedene Ordnungen moduliert. Die 0. Ordnung ist dabei der unveränderte Laserstrahl, höhere Ordnungen werden mit der Shift-Frequenz frequenzverschoben. Das ist notwendig um sowohl positive als auch negative Geschwindigkeiten messen zu können. Abbildung 3.14 zeigt dieses Prinzip. Wenn keine Frequenzverschiebung eines Messstrahles vorliegt, kann die detektierte Frequenz f_{12} sowohl negativ als auch positiv interpretiert werden. Ist aber eine Frequenzverschiebung vorhanden, so können positive und negative Geschwindigkeiten in einem definierten Bereich unterschieden werden was durch $f_1 \neq f_2$ ersichtlich ist. Wenn die detektierte Frequenz gleich der Shift-Frequenz f_{Shift} ist, so bedeutet dies, dass die Geschwindigkeit Null beträgt.

Zur Messung werden nur die 0. und die 1. Ordnung des durch die *Bragg-Zelle* modulierten Strahles benötigt. Nach der *Bragg-Zelle* wird der Laserstrahl mit einem Prisma in seine einzelnen Farblinien aufgeteilt. Hier bedient man sich der Dispersion. Zur Messung werden die 488 nm (blau) und die 514.5 nm (grün) Linie verwendet. Nach dieser Aufteilung hat man insgesamt vier Laserstrahlen, die nun in die Lichtleiter eingekoppelt werden und so zum Messkopf gelangen. Im Messkopf werden die einzelnen Strahlen paarweise nach ihrer Farbe mit einer Linse definierter Brennweite in einem Schnittpunkt, dem sogenannten

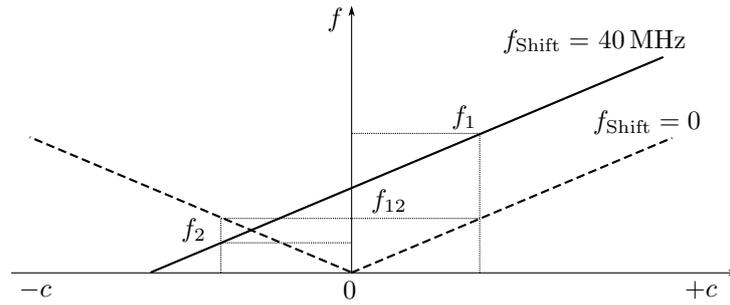


Abbildung 3.14: Prinzip der Frequenzverschiebung nach [62].

Messvolumen fokussiert. Durch die Kohärenz des Laserlichtes bildet sich ein Interferenzmuster in diesem Messvolumen, welches durch die Frequenzverschiebung eines Messstrahles eine Bewegung aufweist. Der Streifenabstand im Interferenzmuster

$$\delta_f = \frac{\lambda}{2 \sin \gamma} \approx \frac{\lambda F_s}{l_s} \quad (3.7)$$

ergibt sich aus den geometrischen Verhältnissen und ist eine Systemkonstante, die Messeinrichtung ist damit weitestgehend kalibrierungsfrei. Bewegt sich ein Partikel in der zu messenden Strömung durch dieses Messvolumen, reflektiert es diese hell-dunkel Kombinationen. Ein weiterer Lichtleiter transportiert dieses reflektierte Licht von der Sonde zur Empfangseinheit. Die vorher erwähnte Linse dient dabei zur Fokussierung des reflektierten Lichtes in die Glasfaser. In der Auswerteeinheit wird das Licht auf Photomultiplier geleitet, vor denen ein schmalbandiger Interferenzfilter nur Licht einer gewissen Wellenlänge durchlässt. Der Photomultiplier wandelt das Lichtsignal in ein elektrisches Signal um, welches dann von einem FFT Analysator ausgewertet wird. Mit der definierten Wellenlänge des Lichtes und den optischen Parametern der Sonde kann auf die Geschwindigkeitskomponente des Partikels normal zum Interferenzstreifenmuster geschlossen werden.

Dabei ist zu beachten, dass die Messposition keineswegs ein Punkt ist, sondern ein Volumen mit unterschiedlichen Ausdehnungen wie in Abbildung 3.15 zu sehen ist. Je nach Brennweite, Strahldurchmesser, Strahlabstand und damit Schnittwinkel γ der Strahlen variieren diese Abmessungen. Die Größe des elliptischen Messvolumens kann folgendermaßen abgeschätzt werden [2, 14, 62]:

$$l_z = \frac{4F_s \lambda}{\pi d_s} \quad l_y = \frac{4F_s \lambda}{\pi d_s \cos \gamma} \quad l_x = \frac{4F_s \lambda}{\pi d_s \sin \gamma} \quad (3.8)$$

Für kleine Strahlkreuzungswinkel ($\gamma \ll 1$) gilt

$$\cos \gamma \approx 1 \rightarrow l_z \approx l_y. \quad (3.9)$$

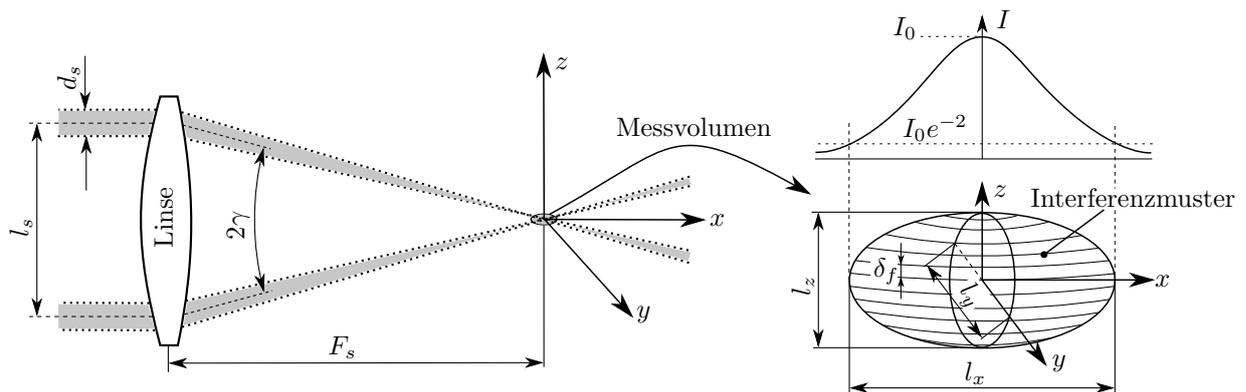


Abbildung 3.15: Schema Messvolumen LDA, nach [2, 14, 62].

Dabei werden die Begrenzungen des Messvolumens durch den Intensitätswert $I_0 e^{-2}$ festgelegt, so wie auch üblicherweise die Begrenzung eines Laserstrahls definiert wird. Typische Größenordnungen des Messvolumens, unter Berücksichtigung der Brechung, in diesem Forschungsprojekt sind $l_x = 3$ bis 5 mm und $l_y \approx l_z = 0.1$ bis 0.3 mm, wobei die größeren Werte größeren Brennweiten entsprechen.

Dieses Messverfahren ist dadurch gekennzeichnet, dass man über eine gewisse Zeit Partikel erfasst und dann die Informationen statistisch auswertet. Dazu ist eine gewisse Mindestzahl an gezählten, ausgewerteten Partikeln notwendig. Idealerweise beinhaltet das Medium genug Partikel in der Größe der Interferenzstreifenbreite. Ist dies nicht der Fall muss man Seedingpartikel mit möglichst gleicher Dichte wie Wasser beimengen. Bei den vorliegenden Untersuchungen wurde aufgrund des großen Volumens des Versuchskreislaufes eine andere Methode gewählt. Im Saugrohrdiffusor wurde Luft zugeführt. Diese langsam einperlenden Luftbläschen werden durch die Strömung beziehungsweise das Laufrad fein zerstäubt und ersetzen die Polyamid- oder Nylon-Partikel ohne die Strömung entscheidend zu beeinflussen.

Weiters muss bei Messungen in Modellwasserturbinen stets eine optische Zugangsmöglichkeit geschaffen werden. Das kann einerseits durch eine Bauteilfertigung aus Plexiglas erfolgen oder man öffnet den zu untersuchenden Bereich mit einem Fenster. Bei der Verwendung von Plexiglas ist zu berücksichtigen, dass Spannungen im Werkstoff die Polarisation des Laserlichts verändern können und man somit die Performance des Messsystems entscheidend negativ beeinflusst. Größere Wandstärken reduzieren zwar die Spannung, reduzieren aber auch den Transmissionsgrad. Der Saugrohrdiffusor der untersuchten Modellmaschine wurde aus Plexiglas gefertigt. Abbildung 3.16 zeigt den Diffusor während einer Messung. Die Wandstärke ist dabei reaktiv groß, sie beträgt 64 mm. Die Öffnungen in der Spirale, in Abbildung 3.17 dargestellt, wurden durch Borosilikatglasscheiben geschlossen, da dieses Glas neben einem hohen Transmissionsgrad auch keine Beeinflussung der Polarisation durch Spannungen im Material selbst aufweist.

Zur Positionsbestimmung ist eine Strahlverfolgungsrechnung notwendig, welche auf dem

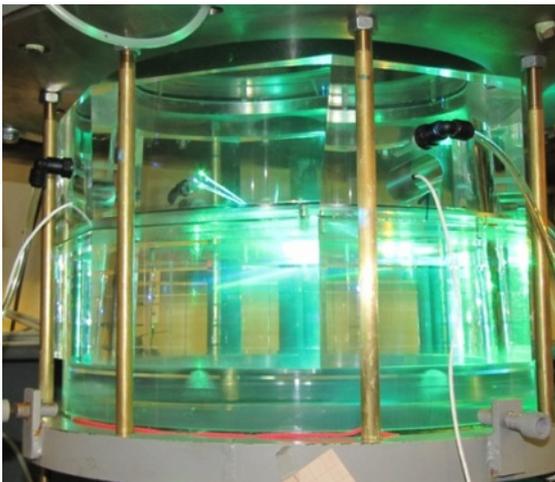


Abbildung 3.16: Austrittsdiffusor während der Messung.



Abbildung 3.17: Optische Zugänge Spirale.

Brechungsgesetz von *Snellius* beruht (siehe Gleichung (3.10)). Dabei ist die Form der Grenzflächen und deren Abstand, neben dem Brechungsindex, entscheidend. Die spezielle Form des Austrittsdiffusors wurde bewusst so gewählt, dass sich in Turbinenachsenrichtung eine konstante Wandstärke ergibt, welche einerseits die Strahlverfolgungsrechnung vereinfacht und andererseits die Messstrahlen nicht asymmetrisch beeinflusst.

$$\frac{\sin \alpha_i}{\sin \alpha_{i+1}} = \frac{n_{i+1}}{n_i} \quad (3.10)$$

Bei den optischen Messungen lag immer eine Konfiguration mit zwei Grenzflächenübergängen vor, dies ist in Abbildung 3.18 dargestellt. Durch die verwendeten Medien ergibt sich eine Verschiebung Δx des Messvolumens in den Messbereich hinein, verglichen mit der Position ohne Brechung.

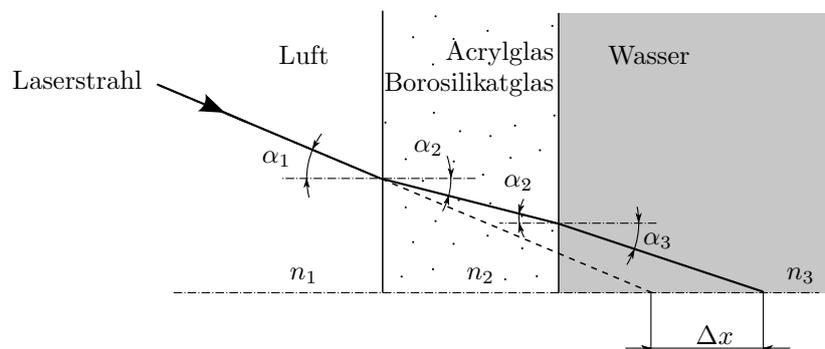


Abbildung 3.18: Lichtbrechung bei der optischen Geschwindigkeitsmessung.

Auch die Oberflächenbeschaffenheit der Grenzflächen spielt eine entscheidende Rolle und sollte eine möglichst geringe Rauheit und keine Kratzer oder andere Fehlstellen aufweisen.

Deshalb ist ein Polieren, speziell bei Acrylglas, unbedingt notwendig um einen möglichst großen Transmissionsgrad sicherzustellen. Beim Polieren muss aber auch darauf geachtet werden, dass man auf der Oberfläche keine Welligkeit erzeugt, welche den Effekt des Polierens wieder zunichte macht.

Durch die Krümmung des Saugrohrdiffusors ergibt sich der Umstand, dass die beiden Messvolumen nicht koinzident sind. Das muss bei der Auswertung berücksichtigt werden. Die Dispersion wurde bei der Strahlverfolgungsrechnung vernachlässigt. Bei den optischen Zugängen in der Spirale wurden bewusst planparallele Scheiben verwendet, damit eine genaue Strahlverfolgung und Positionierung möglich ist. Die unterschiedlichen Brechzahlen sind in Tabelle 3.1 ersichtlich. Die Tatsache, dass sich dadurch die Form der Spirale an der Innenseite strömungstechnisch gesehen verschlechtert, wurde zugunsten der Signalqualität, Datenrate und vereinfachten Verfolgungsrechnung in Kauf genommen. Es konnten keine messbaren Unterschiede der globalen Performancedaten im Vergleich zur idealen Spirale geometrie bei Montage der Blinddeckel festgestellt werden.

Tabelle 3.1: Brechzahlen n unterschiedlicher Materialien.

Material	Luft	Wasser	Plexiglas	Borosilikatglas
Brechungsindex	1.000292	1.333	1.491	1.476

Ein weiterer Faktor der bei der LDA Geschwindigkeitsmessung zu berücksichtigen ist, dass sich in einer gewissen Zeit verhältnismäßig mehr schnellere Teilchen als langsame durch das Messvolumen bewegen. Durch eine Gewichtung mit der Verweilzeit eines Teilchens im Messvolumen kann man diesen Umstand folgendermaßen berücksichtigen [2]:

$$\bar{c} = \frac{\sum_{i=1}^n c_i t_i}{\sum_{i=1}^n t_i}. \quad (3.11)$$

Die Standardabweichung wird in ähnlicher Form berücksichtigt, sie gibt auch Auskunft über den Grad der Turbulenz. In der Strömungsgeschwindigkeitsmessung wird dieser Wert häufig mit dem Index RMS bezeichnet und kann als gewichtete Standardabweichung der

Einzelmesswerte interpretiert werden. Sie ist folgendermaßen definiert [2]:

$$c_{\text{RMS}} = s(c) = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n t_i (c_i - \bar{c})^2}{\sum_{i=1}^n t_i - \bar{t}}}. \quad (3.12)$$

Die Messunsicherheit bei diesem Strömungsmessverfahren kann typisch mit 0.5 % vom Messwert angegeben werden. Die Ungenauigkeiten bei den Positionierungen und Winkelfehlausrichtungen werden anhand von Erfahrungen und Abschätzungen in der einschlägigen Literatur mit 0.5 mm angenommen.

3.2.5 Drehmoment und Drehzahl

Zur Messung des Drehmoments und der Drehzahl wird ein Drehmomentmessflansch der Firma Kistler eingesetzt. Durch die limitierenden Randbedingungen wurde auf diese Variante zurückgegriffen, da diese Aufnehmerbauweise eine sehr kleine axiale Ausdehnung aufweist. Der Messflansch 4504B1KB1N1 hat ein Nenndrehoment von 1 kNm und weist eine Genauigkeit von <0.02 %FS auf. Als Ausgangssignal liefert der Flansch ein drehmomentproportionales Signal -10...10 VDC. Es können damit positive und negative Drehmomente T_1 gemessen und unterschieden werden. Das Messprinzip beruht auf einer Dehnungsmessung einer Torsionsstrecke mittels Dehnungsmessstreifen. Die Drehzahl wird über ein Impulsrad (60 Impulse pro Umdrehung) als Rechtecksignal ausgegeben. Um Ausrichtungsfehler auszugleichen und keine Biegemomente, Axial- und Radialkräfte auf den Flansch zu übertragen ist dieser mit einer speziellen Kupplung an den Motorgenerator angebunden. Diese Kupplung funktioniert ähnlich wie eine Kardanwelle und hat eine geringe Baugröße.

Zur genauen Drehmomentbestimmung des Laufrads müssen die Reibungsverluste, die in der Lagerung der Turbinenwelle entstehen, berücksichtigt werden. Dazu kommt ein hydrostatisches Lager zum Einsatz. Dabei ist die Turbinenwelle in einer Hohlwelle wälzgelagert. Die Hohlwelle wiederum ist im oberen Teil in einem hydrostatischen Ölgleitlager und im unteren Teil in einem hydrostatischen Wassergleitlager gelagert. Die Reibungsverluste in diesen hydrostatischen Lagern sind so gering (<0.02 Nm), dass sie vernachlässigt werden können. Die Hohlwelle stützt sich mit einem Hebelarm auf einen Kraftaufnehmer ab. Die Kraft, welche auf diesen Aufnehmer wirkt, multipliziert mit der Hebelarmlänge entspricht dem Reibmoment T_2 der Wälzlager und kann so messtechnisch erfasst und berücksichtigt werden. Der Kraftaufnehmer der Firma HBM, Typ U1, hat eine Genauigkeit von 0.1 % und einen Nennkennwert von 5 kp. Das obere der beiden hydrostatischen Lager ist als Spur- und Gegenspurlager ausgeführt und kann radiale und axiale Kräfte aufnehmen, das untere

Lager als reines Führungslager, nur zur Aufnahme von Radialkräften. Abbildung 3.19 zeigt schematisch den Aufbau des Lagers. Diese Methode der Drehmomentmessung wird auch als *machine bearings and seals in balance* bezeichnet [39].

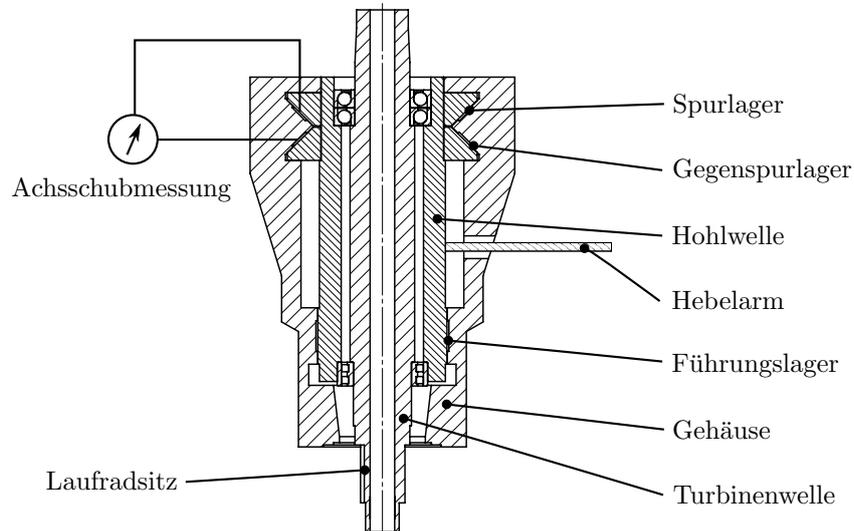


Abbildung 3.19: Schema hydrostatisches Lager.

Das Drehmoment des Laufrades kann somit folgendermaßen bestimmt werden

$$T_m = T_1 + T_2. \quad (3.13)$$

Bei der Versuchsanordnung werden die unterschiedlichen Vorzeichen der Dreh- und Reibmomente je nach Drehrichtung und Betriebsbereich durch die Ausgangskennlinie der Aufnehmer berücksichtigt und es ergibt sich somit immer die korrekte Ermittlung des Laufraddrehmoments.

Zur Versorgung der beiden hydrostatischen Lager kommen ein Ölaggregat und eine Druckerhöhungsanlage für Wasser zur Anwendung. Um Verschmutzungen und damit Messfehler bestmöglich zu vermeiden, wird das benötigte Wasser mit einem 20 µm Filter gefiltert. Um das Lageröl auf konstanter Temperatur halten zu können ist außerdem ein Ölkühler mit einer Temperaturregeleinrichtung vorhanden, selbstverständlich wird auch das Hydrauliköl ständig gefiltert.

Neben der Reibmomentbestimmung kann mit diesem Lager auch der Achsschub ermittelt werden. Dazu ist ein Differenzdruckaufnehmer zwischen einer oberen und unteren Schmiertasche des Spurlagers installiert. Dies ist in Abbildung 3.19 ebenfalls schematisch dargestellt. Die Kalibrierung des Achsschubes erfolgte statisch durch Anhängen von Gewichten am Laufradsitz. Dabei wurde eine spezielle Vorrichtung mit einem Axialkugellager verwendet, welche eine Kalibrierung unter Rotation der Turbinenwelle ermöglichte. An die-

ser Stelle soll angemerkt werden, dass gerade bei der Achsschubmessung Abweichungen der Temperatur des Öls von der Kalibriertemperatur erhebliche Messfehler und damit Fehlinterpretationen des Achsschubes entstehen können. Das Reibmoment ist hingegen weitgehend unabhängig von der Hydrauliköltemperatur.

3.2.6 Steuerung und Messdatenerfassung

Die Steuerung des Versuchsstandes erfolgt gänzlich aus der Schaltwarte. Die Leitschaufelverstellung mittels Elektrozyylinder und die Spaltwasserrückführung werden programmatisch gesteuert. Die Bedienung der Zusatzaggregate erfolgt manuell, teilweise auf vorhandenen Einrichtungen, teilweise wurden auch neue Bedieneinrichtungen geschaffen. Die gesamte Verkabelung der Steuerungs- sowie Messtechnik wurde in eigenen Schaltschränken aufgebaut. Auf eine möglichst vollständige Einhaltung der EMV Richtlinien gemäß [53] wurde dabei besonders geachtet. Der Stromkreis für die Aufnehmer und Verstärker ist durch geeignete Netzfilter zusätzlich gegen Störeinflüsse geschützt, auf eine wirkungsvolle Schirmung wurde besonders geachtet.

Abbildung 3.20 zeigt den Aufbau der Versuchstandsmess- und Steuerungstechnik für die globalen Performancedaten und Druckmessungen.

Als Messverstärker dient einerseits ein NI CDAQ-9188 Ethernet Chassis mit Modulen für

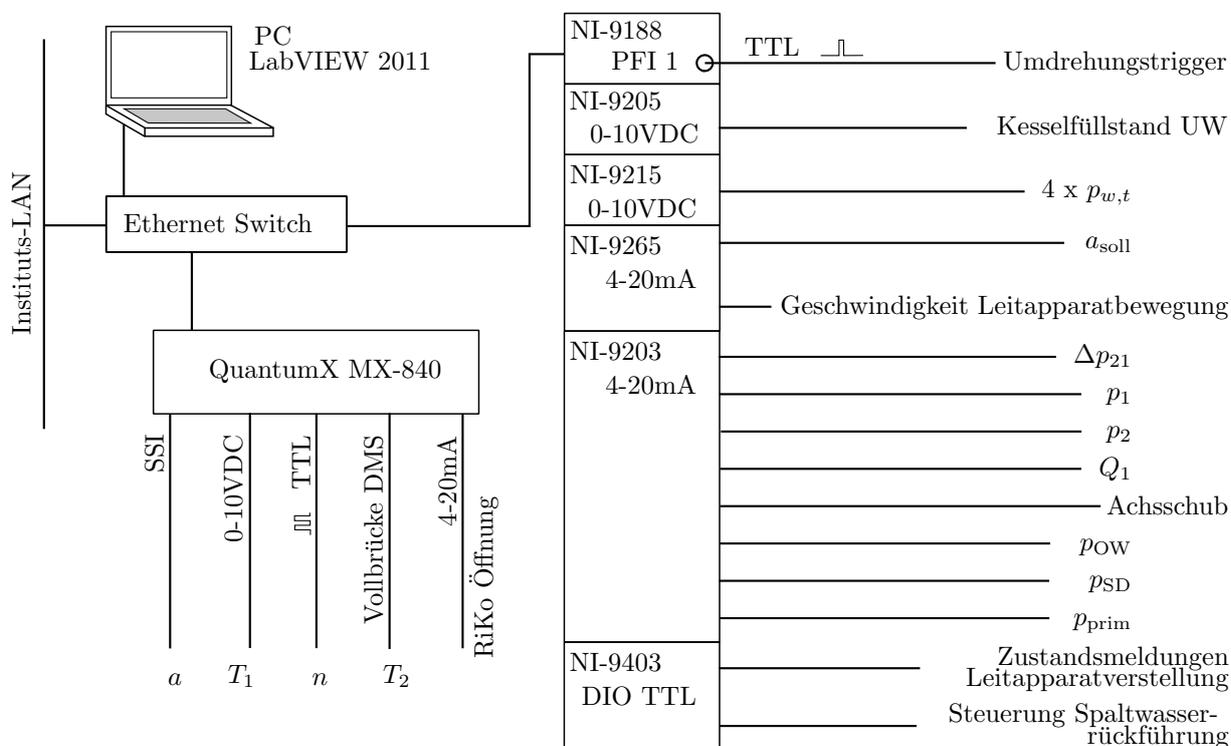


Abbildung 3.20: Aufbau Mess- und Steuerungstechnik.

Spannungs- (NI-9205, NI-9215) und Strommessung (NI-9203), Stromausgang (NI-9265) und Digitale IO's (NI-9403). Weiters kommt der Universalverstärker QuantumX MX840 von HBM zum Einsatz. Durch die Ethernetanbindung beider Messverstärkersysteme ist es theoretisch möglich, diese vom gesamten Instituts-LAN aus anzusprechen und die Datenerfassung und den Versuchsstand zu steuern. Neben den Messwerten, welche für die Kennzahlenberechnung erforderlich sind, werden auch eine Reihe weiterer Messwerte erfasst, die für einen sicheren und stationären Betrieb des Versuchsstandes und der Maschine notwendig sind. Dazu zählen die Öffnung in % des Ringkolbenventiles, der Füllstand des Unterwasserkessels und der Achsschub. Des Weiteren werden der Druck im Oberwasser p_{OW} nach dem Absperrorgan vor dem Oberwasserkessel und der Relativdruck am Spiralenaustritt p_2 gemessen. Am Saugrohrdiffusor ist ebenfalls eine Ringleitung angebracht um diesen Druck p_{SD} mitzuprotokollieren. Um zusätzliche Informationen über den Druck p_{prim} im schaufelleeren Raum zwischen Lauf- und Leitschaufeln zu erhalten, ist in der sogenannten *priming chamber* ebenfalls ein Druckmessanschluss realisiert. Für jegliche Messungen die einen Trigger benötigen, ist der Anschluss PFI 1 mit einem Näherungsschalter verbunden, welcher pro Umdrehung immer zur selben Laufradstellung einen Impuls ausgibt.

Die Verstellung der Leitschaufeln wird mittels Stromsignalen vorgenommen, dabei wird die Öffnung a_{soll} und die Verstellgeschwindigkeit vorgegeben. Die Zustandsmeldungen vom Elektrozyylinder, welcher als Leitschaufelservo arbeitet, werden dabei im Programm angezeigt, um zu sehen, ob die Position erreicht wurde oder ein Fehler aufgetreten ist. Die wirkliche Leitschaufelstellung a wird unabhängig davon mit einem Absolutwinkelgeber ermittelt, welcher ein Ausgangssignal im SSI Protokoll liefert. Die Steuerung zur Spaltwasserrückführung erfolgt ebenfalls über das DIO Modul NI-9403.

Für die nachfolgend noch näher beschriebenen Druckmessungen im Saugrohrdiffusor wurden vier Druckaufnehmer gewählt, welche es ermöglichen, das Signal mit vergleichsweise hohen Abtastraten aufzunehmen um eine anschließende Analyse betreffend dominanter Frequenzen durchzuführen. Damit bei Vergleichen auch im Zeitbereich etwaige umlaufende Druckpulsationen erkannt werden können, wurden diese Aufnehmer an das Modul NI-9215 angeschlossen, weil dieses eine simultane Abtastung des Signal ermöglicht. Dabei kommt, wie bei den anderen Modulen, ein Multiplexer zum Einsatz. Jedoch besitzt jeder Eingang eine Sample-Hold Stufe, welche das Signal während der Konvertierungsvorgänge des Delta-Sigma Analog-Digitalwandlers speichert. So wird sichergestellt, dass keine zeitlichen Verzögerungen zwischen den Signalen durch interne Konvertierungsvorgänge entstehen.

Das Steuer- und Messprogramm wurde komplett in LabVIEW implementiert. Abbildung 3.21 zeigt den Hauptbildschirm des Programms. Es werden darin alle relevante Versuchsstandsdaten am Bildschirm als Mittelwert einer frei wählbaren Aktualisierungsperiode ausgegeben und bei Bedarf Messungen ausgelöst. Dabei werden die gesamten Messwerte über eine wähl-

bare Mittelungszeit erfasst und protokolliert. Neben der Berechnung der einzelnen Kennzahlen und Betriebsdaten erfolgt auch eine Messunsicherheitsberechnung. Diese Ergebnisdaten werden in eine Ergebnisdatei zur weiteren Auswertung als Textdatei geschrieben. Alle Konstanten die zur Berechnung notwendig sind, können in einer Maske eingegeben oder als Datei eingelesen werden.

Weiters werden die Messpunkte im 4-Quadrantenkennfeld zur besseren Orientierung dargestellt. Eine Markierung zeigt ständig, in welchem Bereich des Kennfeldes man sich befindet, was die Einstellung eines Betriebspunktes erleichtert. Zur späteren Verifizierung oder weiteren Verarbeitungen werden auch die Rohsignale aller Aufnehmer über den Mittelungszeitraum im Binär-Format aufgezeichnet. Somit muss bei einer zusätzlichen Kennzahlberechnung oder Neuauswertung nicht der Versuch zwingend wiederholt werden, man kann auf die Rohdaten jedes einzelnen Messpunkts ohne Schwierigkeiten zugreifen. Somit sind auch nachträgliche Änderungen von Skalierungen oder dergleichen möglich.

Vom Messhauptprogramm kann eine Reihe von anderen Zusatzprogrammen aufgerufen werden ohne dass dabei die Datenerfassung oder das Monitoring des Versuchszustandes unterbrochen werden muss. Dazu zählen zum Beispiel Diagnoseprogramme zur Verifizierung der Rohsignale, ein Tarierprogramm zum Abgleich des Referenzzustandes und ein Programm zur Spektralanalyse der Eingangssignale. Weiters werden die Messwertverläufe aller Messgrößen in einem Signalverlaufdiagramm angezeigt, um kontinuierliche Veränderungen oder

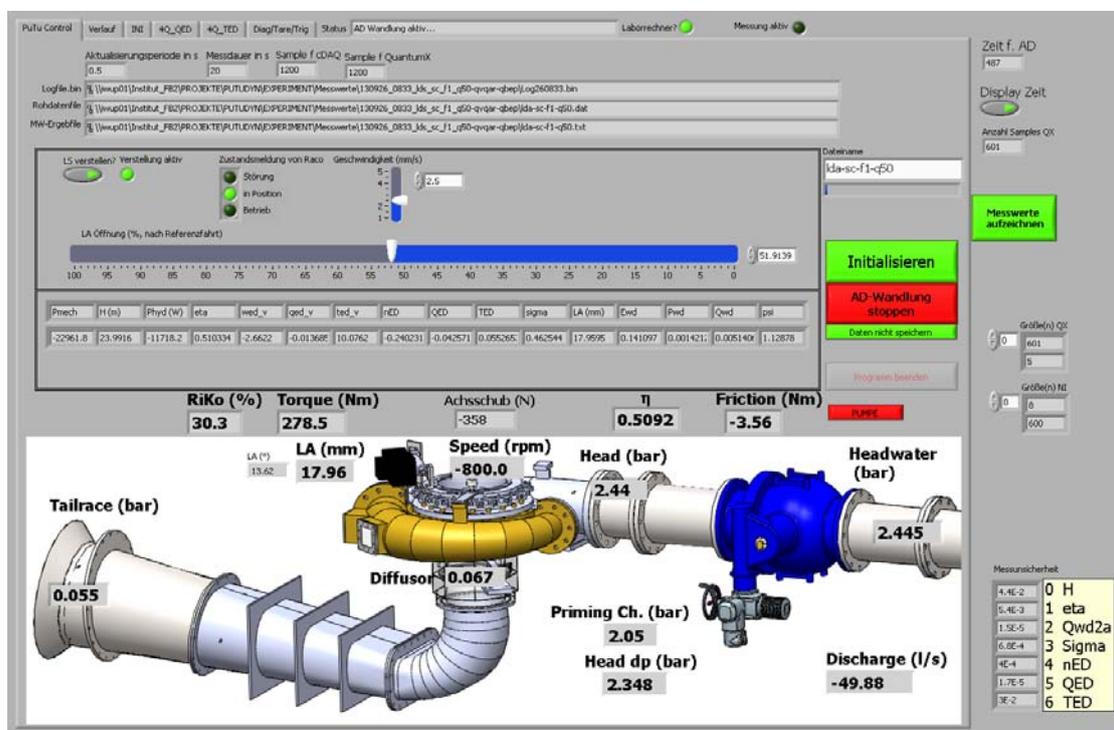


Abbildung 3.21: Benutzeroberfläche Mess- und Steuerprogramm.

Drifts zu erkennen. Neben den schon erwähnten Protokollierungen werden zusätzlich in jeder Aktualisierungsperiode die Minimal- und Maximalwerte dieser Zeitspanne aufgezeichnet, um eventuell eine Diagnose von Schäden zu erleichtern. Auch die zur Berechnung relevanten Konstanten werden im Ergebnisordner als Datei abgelegt, damit eine eindeutige Nachvollziehbarkeit gegeben ist.

Der Laser für die Geschwindigkeitsmessungen wird komplett entkoppelt vom Messsystem rein manuell gesteuert. Bevor die Messungen durchgeführt wurden, musste die Einkopplung der Messstrahlen in die Lichtwellenleiter justiert werden, damit in den Strahlpaaren jeweils annähernd die selbe Lichtleistung vorhanden ist. Dieses Vorgehen beeinflusst die Datenrate entscheidend positiv. Die Justierung erfolgt rund 45 min nach dem Einschalten des Lasers, wenn die Betriebstemperatur erreicht ist und wird mit einem Lichtleistungsmessgerät vorgenommen.

Zur Auslösung der Geschwindigkeitsmessung und Ansteuerung der Traversierung für den LDA Messkopf wurde das Programm DataVIEW von der Herstellerfirma des Messsystems herangezogen. Der Zusammenhang der Auswerteeinheiten ist in Abbildung 3.22 schematisch dargestellt. Im Messprogramm werden Messzeit und die optischen Parameter wie Lichtwellenlänge, Brennweite und Strahlabstand eingegeben. Durch an die zu erwartende Geschwindigkeit angepasste Sampling- und Filterfrequenz kann die Anzahl an gültig detektierten Partikel optimiert werden. Wie schon oben erwähnt, muss zur Positionsbestimmung des Messvolumens eine Strahlverfolgungsrechnung durchgeführt werden. Daraus ergeben

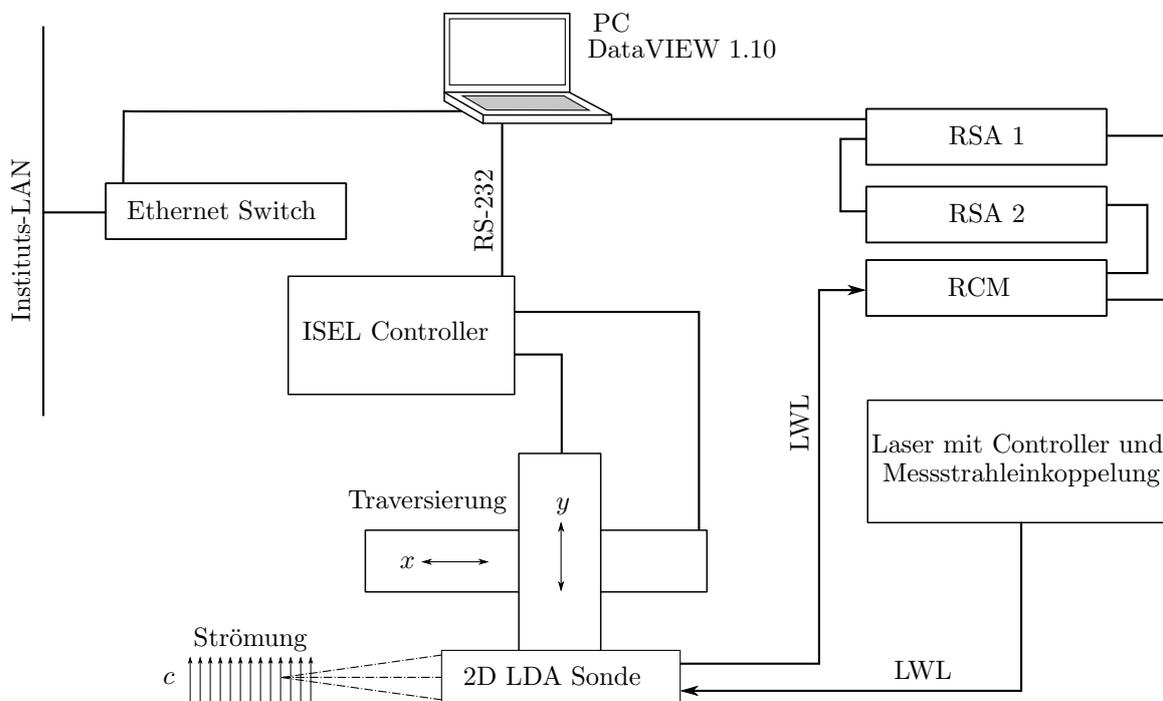


Abbildung 3.22: Aufbau LDA Messsystem.

sich die Koordinaten für die Traversierung, welche als Textdatei eingelesen und über ein Makro abgearbeitet werden.

Ausgehend vom Messrechner erhält der Traversencontroller die anzufahrenden Koordinaten des Messpunkts. Nach Rückmeldung der erreichten Position wird eine Messung gestartet. Das detektierte, von Partikel in der Strömung reflektierte Licht wird in einer Detektionseinheit (RCM) mittels Photomultiplier in ein elektrisches Signal umgewandelt und den Auswerteeinheiten (RSA) weitergegeben. Für jeden Kanal gibt es eine separate Auswerteeinheit, welche im wesentlichen eine DFT des Signals durchführt. Die Auswerteeinheiten geben die Geschwindigkeitsinformationen an das Messprogramm zurück, wo diese statistisch ausgewertet werden. Der Messrechner ist wiederum an das Instituts-LAN angebunden um nach einer Messreihe die Daten auf den Servern abzuspeichern.

Auf der Benutzeroberfläche werden Histogramme und die statistische Auswertung unter Berücksichtigung des Bias Fehlers direkt angezeigt. Die Messwerte können in Form von Textdateien exportiert werden. Auch hier werden die gesamten Rohdaten gespeichert, so dass man jeden einzelnen Messpunkt bei Bedarf neu auswerten kann. In Abbildung 3.23 ist die Benutzeroberfläche des Programms zur LDA Geschwindigkeitsmessung dargestellt. Man erkennt die typischen Histogramme in beiden Kanälen, die zur einfachen Zuordnung

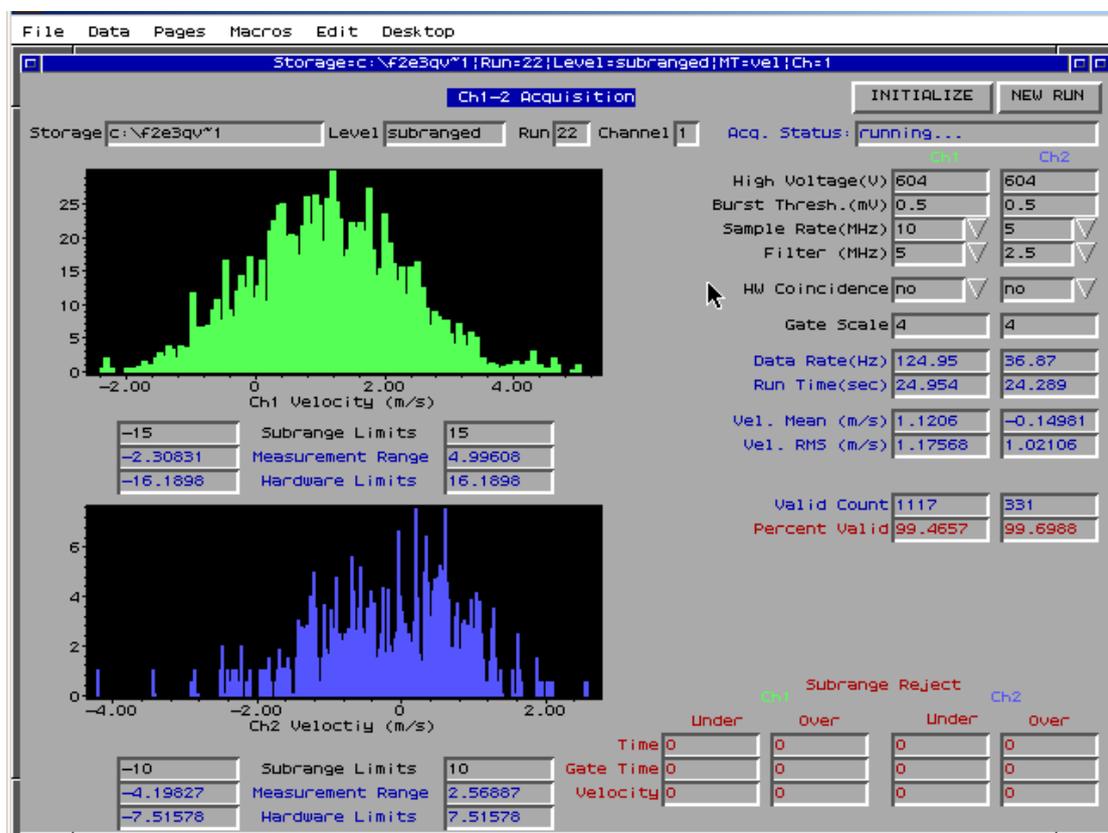


Abbildung 3.23: Benutzeroberfläche LDA Messprogramm.

in den Farben der Laserstrahlenpaare des jeweiligen Kanals dargestellt sind.

Mit den oben genannten Messverstärkermodulen ergeben sich die in Tabelle 3.2 angeführten, abschätzbaren systematischen Genauigkeiten bei der Erfassung der einzelnen Signale.

Tabelle 3.2: Genauigkeiten der Messketten, globale Daten.

Messgröße	Δp_{21}	Q_2	n	T_1	T_2	p_1	$p_{w,t}$
Bezugswert	FS	RDG	RDG	FS	FS	FS	FS
Genauigkeit	320 Pa	0.16 %	0.02 %	0.539 Nm	0.036 Nm	220 Pa	360 Pa

Dabei wurde die Messkette für die Reibmomentmessung, also der Kraftaufnehmer mit Messverstärker als Einheit kalibriert, wobei sich die oben angegebene Unsicherheit ergibt. Der Kraftaufnehmer zur Bestimmung des Reibmomentes wurde bereits in Nm kalibriert. Die Genauigkeit der Strömungsgeschwindigkeitsmessung kann mit 0.5 % vom jeweiligen Messwert angegeben werden und die Positionierunsicherheit wird mit 0.5 mm geschätzt. Bei der Positionierunsicherheit sind Winkelfehlausrichtungen und Verfahrunssicherheiten des Traversierungssystems enthalten.

Kapitel 4

Untersuchungen und Ergebnisse der Modellmaschine

Im diesem Kapitel werden die Ergebnisse der messtechnischen Untersuchungen diskutiert. Es wird dabei auf die Pumpenkennlinie eingegangen und deren Verlauf dargestellt. Daneben sind die globalen Performancedaten der Maschine angeführt. Danach werden Strömungsformen und Druckpulsationen im Eintrittsdiffusor und die Messpositionen erläutert um die Geschwindigkeits- und Druckmessungen zuordnen zu können. Die gleiche Vorgehensweise wird danach bei den Messungen im Stützschaufelkanal angewendet. Den Abschluss bildet eine kurze Darstellungen des Kavitationsverhaltens der Maschine in einem Teillastbetriebspunkt. Bei den folgenden Ausführungen wird hauptsächlich der Betriebspunkt $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.4$ (entspricht $\varphi = 0.026$) in Teillast näher erläutert und bei Bedarf mit anderen verglichen. Messergebnisse weiterer untersuchter Betriebspunkte in tiefer Teillast sind im Anhang zu finden.

4.1 Pumpenkennlinie

Abbildung 4.1 zeigt das 4-Quadranten- Q_{ED} Kennfeld der untersuchten Modellmaschine für unterschiedliche Leitschaufelöffnungen von 8 mm bis 32 mm. Die Öffnung 27 mm entspricht dem Optimum im Pumpbetrieb und die weiters dargestellte Kurve bei einer Öffnung von 18 mm ist eine Empfehlung für Teillastpumpbetrieb und entspricht $2/3 a_{BEP}$. Darüber hinaus sind die zulässigen Betriebsbereiche im Pumpbetrieb (Quadrant III) und, vollständigkeitshalber auch im Turbinenbetrieb (Quadrant I) durch strichlierte Linien dargestellt. Im Pumpbetrieb liegt das Optimum sehr nahe bei H_{min} , das entspricht in der 4-Quadrantendarstellung Bereichen weiter links vom Ursprung. Im Turbinenbetrieb ergibt sich eine etwas andere Situation. Hier ist das Optimum deutlich zwischen den einzelnen

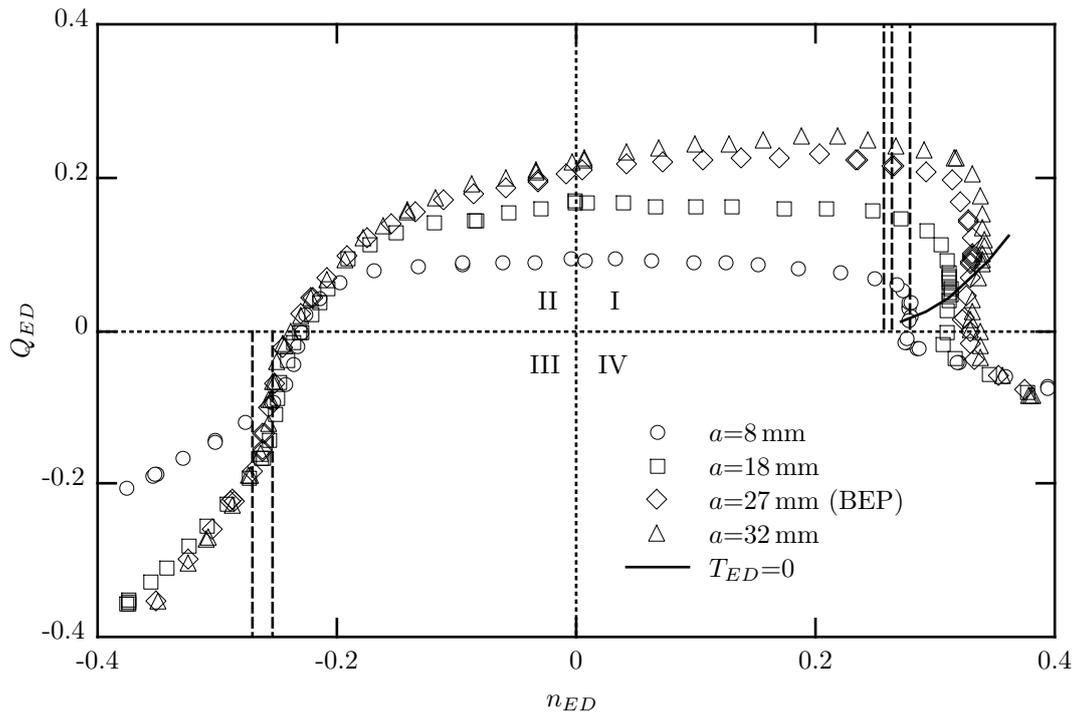


Abbildung 4.1: 4-Quadranten- Q_{ED} Kennfeld der Modellmaschine.

Betriebsgrenzen, dies ist durch die mittlere strichlierte Linie in Quadrant I dargestellt. Der Betrieb in Quadrant II wird als Pumpenbremse bezeichnet, dabei dreht das Laufrad in Pumpbetrieb, das Wasser strömt aber in Turbinenrichtung. Der Quadrant IV heißt Turbinenpumpe. Hier ist die Drehzahl der Turbine so hoch, dass Wasser gepumpt wird. Durch die ungünstigen Strömungswinkel ergeben sich im Vergleich zu normalen Pumpenkennlinien schnell abfallende Verläufe. Der Bereich zwischen $T_{ED}=0$ und der Abszisse im Quadrant I wird als Turbinenbremse bezeichnet. Dabei strömt das Wasser zwar noch in Turbinenrichtung durch das Laufrad, dieses dreht jedoch so schnell, dass das Triebwasser abgebremst wird.

In Abbildung 4.2 ist der Drehmomentfaktor T_{ED} über dem Drehzahlfaktor n_{ED} aufgetragen. Die Werte $T_{ED}=0$ entsprechen dabei der durchgezogenen Linie in Abbildung 4.1 und werden auch als Leistungsgrenze bezeichnet. Die Situation ist dabei ein wenig anders als im Q_{ED} Kennfeld. Der Pumpen-Betriebsbereich liegt hier nicht im Quadrant III, sondern beginnt eigentlich beim lokalen Minimum von T_{ED} links der Ordinate, da bei der Nullförderung die geringste Leistung aufgebracht werden muss. Mit geöffnetem Leitapparat beträgt diese nur in etwa 60% der Leistung vom Optimum. Weiters lässt sich auch der Umstand, dass bei geschlossenem Leitapparat die Leistungsaufnahme auf rund 20% sinkt, daran erkennen, dass die Kurve für $a=8$ mm am nächsten zur Abszisse reicht. Der Turbinenpumpenbereich beginnt etwas unterhalb der Abszisse im Quadrant IV im Vergleich zum Verlauf von Q_{ED} . Bei dieser Maschine ist der sogenannte S-Schlag (siehe auch 1.3), welcher bei radialen Pump-

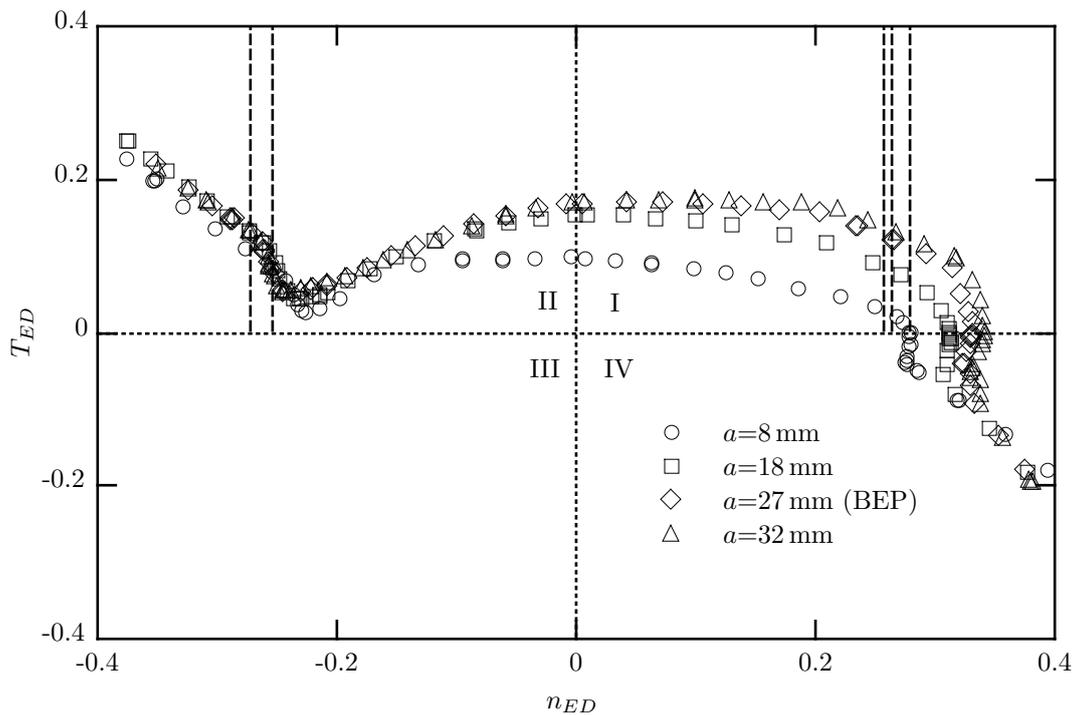


Abbildung 4.2: 4-Quadranten- T_{ED} Kennfeld der Modellmaschine.

turbinen öfters auftritt, nicht sehr ausgeprägt, die Maschine kann als grenzstabil bezeichnet werden. Man erkennt auch, dass im Turbinenbetrieb der zulässige Betriebsbereich bei sehr kleinen Leitapparattöffnungen nahe an der Stabilitätsgrenze liegt (siehe Abbildung 4.1). Ein weiterer wichtiger Punkt ist, dass die Leitschaufelöffnung im Pumpbetrieb (Quadrant III) wenig Einfluss auf die Kennlinie im zulässigen Betriebsbereich hat. Diesen Umstand erkennt man sowohl bei Q_{ED} (Abbildung 4.1) und auch bei T_{ED} (Abbildung 4.2) sehr deutlich. Die gedachten Kennlinien liegen in diesem Bereich nahezu übereinander. Aus Übersichtlichkeitsgründen wurde auf eine Darstellung der Messunsicherheit verzichtet, dies ist auch in den 4-Quadranten Kennfeldern nicht üblich. Um dennoch die Größenordnung der Unsicherheit zu sehen, sind in Tabelle 4.1 die in dieser Arbeit beschriebenen Betriebspunkte für $a = 18 \text{ mm}$ ($= 2/3 a_{BEP}$) angeführt.

Anhand Tabelle 4.1 erkennt man sehr große Unterschiede in der Messunsicherheit bei den einzelnen Kennzahlen. Ein Grund dafür ist, dass bei der Drehmomentmessung einerseits eine relativ hohe systematische Unsicherheit aufgrund des hohen Nennkennwertes des Messflansches vorhanden ist, andererseits ist der Drehmomentmessung die Drehzahlregelung des Gleichstromantriebes aufgeprägt. Die relativ genauen Nullwerte bei Q_{ED} und φ resultieren daraus, dass die Triebwasserleitung durch ein Absperrorgan (Kugelhahn oder Ringkolbenventil) abgesperrt wurde um wirklich die Nullförderung zu untersuchen. Dabei sei angemerkt, dass selbstverständlich der Spaltwasserstrom nicht abgesperrt wurde und so ein gewisser Restwasserstrom vom Laufrad durch die Spalte gepumpt wird. Alle Betriebspunkte

Tabelle 4.1: Dimensionslose Kennzahlen untersuchter Betriebspunkte mit Unsicherheit bei $P = 95\%$ Wahrscheinlichkeit, ohne Berücksichtigung eines Erweiterungsfaktors.

$\frac{Q_{ED}}{Q_{ED,BEP}}$	0	0.2	0.3	0.4
φ	0.0000 ± 0.0004	0.0131 ± 0.0004	0.0181 ± 0.0004	0.0263 ± 0.0004
ψ	1.229 ± 0.006	1.125 ± 0.004	1.088 ± 0.004	1.054 ± 0.003
n_{ED}	-0.2302 ± 0.0003	-0.2406 ± 0.0003	-0.2447 ± 0.0002	-0.2486 ± 0.0002
Q_{ED}	$-0.000003 \pm 2 \times 10^{-6}$	$-0.042788 \pm 3 \times 10^{-6}$	$-0.059934 \pm 3 \times 10^{-6}$	$-0.088614 \pm 4 \times 10^{-6}$
T_{ED}	0.04 ± 0.02	0.06 ± 0.02	0.07 ± 0.02	0.08 ± 0.03

wurden über eine Mittelungszeit von 20 s aufgezeichnet.

Zur weiteren Charakterisierung der Modellmaschine wird nun der Quadrant III, also der Pumpbetrieb näher betrachtet. Zur Darstellung der Pumpenkennlinie werden die Durchflusszahl φ und die Druckzahl ψ herangezogen. In Abbildung 4.3 sind die untersuchten Betriebspunkte, welche in dieser Arbeit betrachtet werden, eingezeichnet, weiters wurde der Punkt bei $Q = \varphi = 0$, also bei Nulldurchfluss untersucht. Daneben ist der übliche Betriebsbereich der Modellmaschine im Pumpbetrieb angegeben. Man erkennt, dass es sich bei den Untersuchungen um Punkte handelt, die weitab des normalen Betriebs liegen. Die Kennlinie besitzt eine leichte Instabilität zwischen $0.018 < \varphi < 0.026$ und danach noch einen Sattelpunkt ($\varphi = 0.03$), in dem die Kennlinie nahezu horizontal verläuft. Dieser Umstand wird unter 4.3.1 nochmals diskutiert. Die Unsicherheiten wurden wiederum in Abbildung 4.3 aus Übersichtlichkeitsgründen nicht dargestellt, sie sind für die speziell untersuchten Punkte in 4.1 aufgelistet und geben eine Größenordnung auch für die anderen Betriebspunkte an.

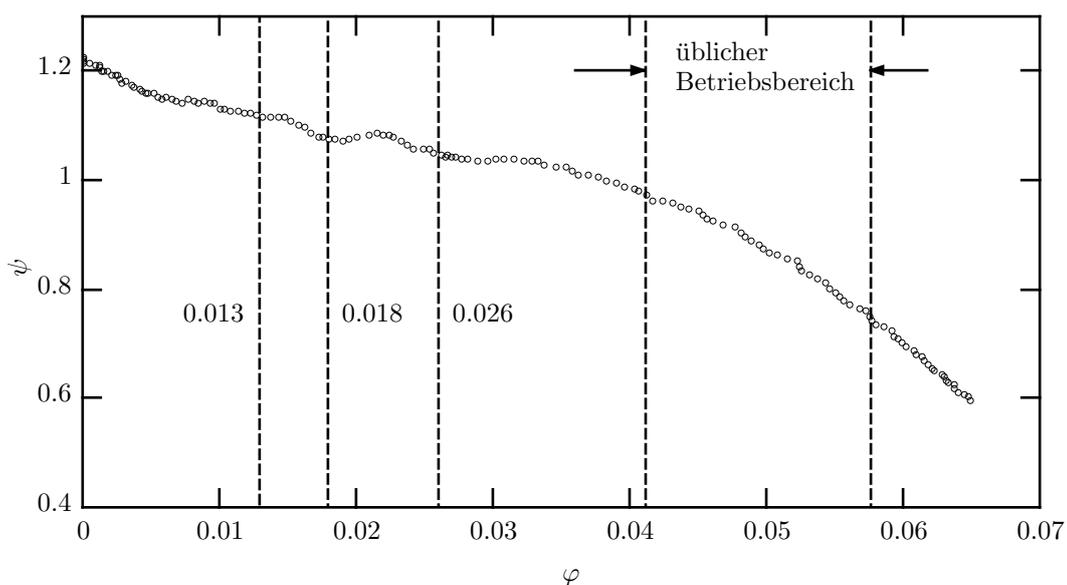


Abbildung 4.3: Pumpenkennlinie der Modellmaschine für $a = 18$ mm.

Wie unter 2.1 angeführt, gibt es Mindestanforderungen für Modellversuche welche laut [39] bei Modellversuchen einzuhalten sind. Nachfolgend sind in Tabelle 4.2 für die Betriebspunkte, welche genauer untersucht sind, die tatsächlichen Werte von Re und E angegeben. Dabei wird zwischen den Betriebspunkten unterschieden bei denen Geschwindigkeitsmessungen durchgeführt wurden und jenen, bei denen Kavitationskennwerte aufgenommen wurden.

Tabelle 4.2: Kennzahlen unterschiedlicher Betriebspunkte.

$Q_{ED}/Q_{ED,BEP}$	0.0, 0.2, 0.3, 0.4 (LDA)	0.2 (Kavitation)	0.4 (Kavitation)
Re	3.2×10^6	4.4×10^6	4.0×10^6
E	257, 237, 228, 220 kJ/kg	340 kJ/kg	440 kJ/kg

Die Mindestanforderungen bezüglich des Durchmessers sind mit $D_1 = 276.4$ mm in allen Betriebspunkten erfüllt, ebenso die Anforderung bezüglich E_{min} . Die *Reynoldszahl* weicht jedoch bei den Geschwindigkeitsmessungen von den Minimalanforderungen ab. Dies ist dadurch zu begründen, damit die optischen Zugänge im Spiralgehäuse nicht zu stark belastet werden. Wenn im Scheibenmaterial zu große Spannungen entstehen, können diese sich negativ auf die LDA Messungen auswirken. Beispielsweise bewirken Spannungen im Acrylglas eine Beeinflussung der Polarisation des Laserlichts. Damit bei den anderen Untersuchungen wie Druckpulsationsmessungen und LDA Messungen im Saugrohrdiffusor immer die selben Randbedingungen vorherrschen, wurde auch dabei die *Reynoldszahlen* konstant bei 3.2×10^6 belassen. Bei den Kavitationsuntersuchungen wurden hingegen die optischen Zugänge an der Spirale mit Blinddeckeln verschlossen und somit war es möglich, größere *Reynoldszahlen* zu untersuchen. Dies ist auch notwendig, da σ durch E beeinflusst wird und es dann bei zu kleinen Förderhöhen nicht mehr zu dem charakteristischen Abfall der Kennlinie kommt.

In Abbildung 4.4 ist der normierte Wirkungsgrad bei konstanter Leitschaufelöffnung der Betriebspunkte in Teillast dargestellt. Der Punkt bei Nulldurchfluss ist nicht dargestellt, da η hier definitionsgemäß den Wert 0 annimmt. Der Referenzwert ist der Wirkungsgrad bei Nenndurchfluss mit Leitschaufelöffnung 27 mm, was dem Auslegungspunkt entspricht. Man erkennt, dass der Wirkungsgrad hin zu sehr kleinen Durchflüssen stark abnimmt. Mögliche Gründe dafür werden später noch diskutiert.

Für den Betriebspunkt $Q_{ED}/Q_{ED,BEP}=0.4$ (entspricht $\varphi = 0.026$) kann nun auch die Stellung des Leitapparates verändert werden. In Abbildung 4.5 kann man deutlich erkennen wie sich der Wirkungsgrad doch beträchtlich in Abhängigkeit der Schaufelöffnung ändert. Man erkennt auch, dass die Öffnung $2/3 a_{BEP}$ für diesen Betriebspunkt in tiefer Teillast nicht optimal ist, weil der Wirkungsgrad bei kleineren Öffnungen noch höher liegt. Jedoch wird diese Schaufelstellung für normale Teillast empfohlen. Wenn man nun den üblichen Betriebsbereich (siehe Abbildung 4.3) betrachtet, erkennt man, dass der gewählte Betrieb-

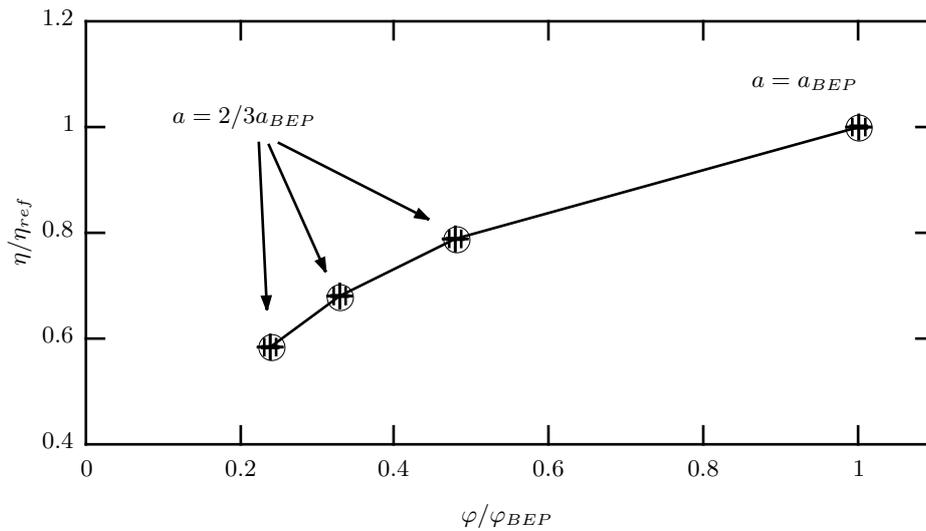


Abbildung 4.4: Wirkungsgradverlauf für $a = 2/3 a_{BEP}$ bei veränderlichem φ .

spunkt weit unterhalb des normalen Betriebsbereiches liegt. Für die weitergehenden Untersuchungen wurde die Leitschaufelstellung jedoch bei $2/3 a_{BEP}$ (entspricht 18 mm) belassen, da eine Wirkungsgradoptimierung in den untersuchten Betriebspunkten durch Leitschaufelstellungsanpassung nicht Teil der Untersuchungen war.

Nachfolgend werden die Betriebspunkte hauptsächlich im Verhältnis zu $Q_{ED,BEP}$, also dem Punkt mit dem größten Wirkungsgrad, benannt. In Tabelle 4.3 sind die zugehörigen Werte nochmals φ aufgelistet um eine bessere Orientierung bei der Interpretation der Ergebnisse zu haben.

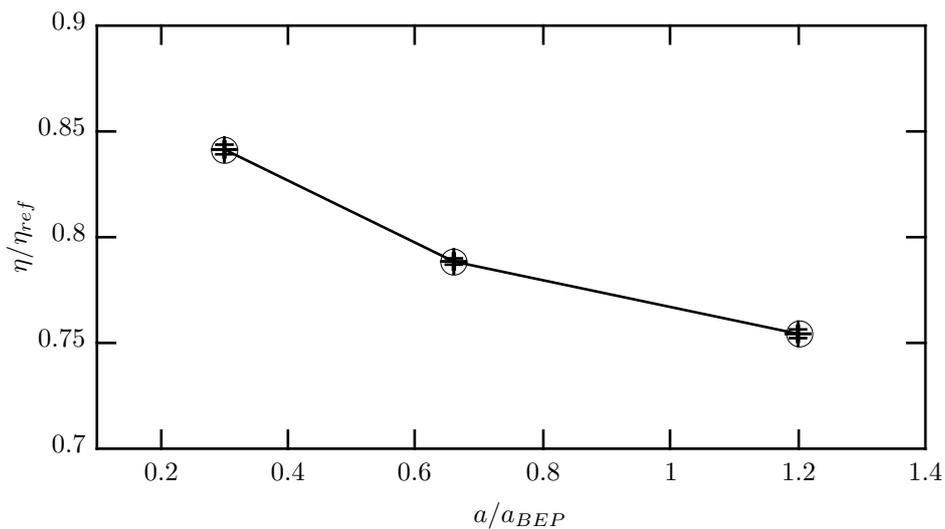


Abbildung 4.5: Wirkungsgradverlauf für $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.4$ bei veränderlichem a .

Tabelle 4.3: Zuordnung untersuchter Betriebspunkte.

φ	0	0.013	0.018	0.026
$Q_{ED}/Q_{ED,BEP}$	0.0	0.2	0.3	0.4

4.2 Untersuchungen im Eintrittsdiffusor

Im Eintrittsdiffusor wurden sowohl LDA Geschwindigkeitsmessungen als auch Druckpulsationsmessungen durchgeführt. Nachfolgend werden die Ergebnisse dieser Messkampagnen näher betrachtet und kommentiert.

4.2.1 Geschwindigkeitsmessungen

Um die oben erwähnten Betriebspunkte in tiefer Teillast zu charakterisieren, wurden im Saugrohrdiffusor Geschwindigkeitsmessungen durchgeführt. In Abbildung 4.6 sind die Messebenen dargestellt. In jeder Ebene wurden an mehreren Punkten entlang eines Radius mittels des unter 3.2.4 erwähnten LDA die Strömungsgeschwindigkeiten bestimmt. Die Ebenen sind nach der Hauptströmungsrichtung im Pumpbetrieb nummeriert. Die Messzeit wurde mit zwei Minuten festgelegt. Wie ebenfalls unter 3.2.4 erwähnt, diente fein zerstäubte Luft als Tracerpartikel. Für diese Geschwindigkeitsmessungen wurde die Linse der Messsonde mit der Brennweite 1000 mm verwendet. Aus Platzgründen war eine Verwendung einer kleineren Brennweite nicht möglich, man hätte sonst zu weit vom Laufrad stromaufwärts

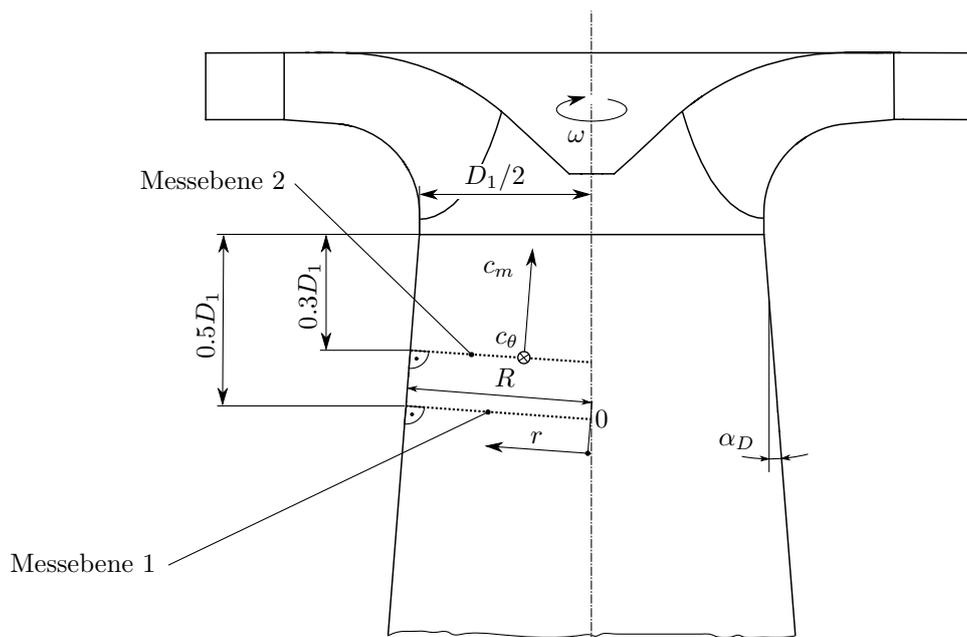


Abbildung 4.6: Messpositionen Austrittsdiffusor.

entfernt gemessen. Grundsätzlich ist das nicht problematisch, jedoch konnte so sichergestellt werden, dass die Geschwindigkeitsmessungen und transienten Wanddruckmessungen im selben Abstand vom Laufrad durchgeführt werden, dies ist in Abbildung 4.20 ebenfalls ersichtlich. Das elliptische Messvolumen hat eine Längsausdehnung von 5 mm und einen Durchmesser von 0.3 mm. Weiters liegen die Messvolumen der beiden verschiedenen Geschwindigkeitskomponenten nicht exakt ineinander, sondern sind je nach Position im Diffusor in radialer Richtung verschoben. Dieser Umstand ergibt sich durch die Tatsache, dass die Grenzfläche für die Umfangsgeschwindigkeitsmessung gekrümmt ist. Die azimutale Position der Geschwindigkeitsmessung ist gegenüber dem Spornbereich. Die dabei erfassten Geschwindigkeiten sind normal aufeinander. Die Transportkomponente c_m , positiv hin zum Laufrad, entspricht dabei der Geschwindigkeit parallel zur Diffusorwand, c_θ bezeichnet die Strömungsgeschwindigkeit in Umfangsrichtung, positiv in Laufraddrehrichtung. Um die tatsächliche Meridiangeschwindigkeit in Turbinenachsrichtung zu bestimmen, müsste man zusätzlich die radiale Komponente kennen, um eine Transformation auf ein orthogonales Koordinatensystem vorzunehmen. Durch den geringen halben Öffnungswinkel α_D von 4.4° ist die Abweichung aber speziell in den Randzonen, wo die Geschwindigkeit eher der Wand folgt, sehr gering. Zur Normierung beider Geschwindigkeitskomponenten wurde, wie auch zum Beispiel in [11, 41], die Umfangsgeschwindigkeit am Eintritt u_1 gewählt.

Abbildung 4.7 zeigt die Geschwindigkeit in Transportrichtung in den beiden Messebenen im Saugrohrdiffusor. Man erkennt deutlich am Rand ein Rückströmgebiet, wo das Fluid vom Laufrad weg strömt. Danach bildet sich zur Mitte hin eine mehr oder weniger gleichmäßige Strömung aus und ab $1 - r/R = 0.6$ bleibt die Geschwindigkeit annähernd konstant. Dies führt dazu, dass der Strömungsquerschnitt dadurch eingeengt wird. Die Fehlerbal-

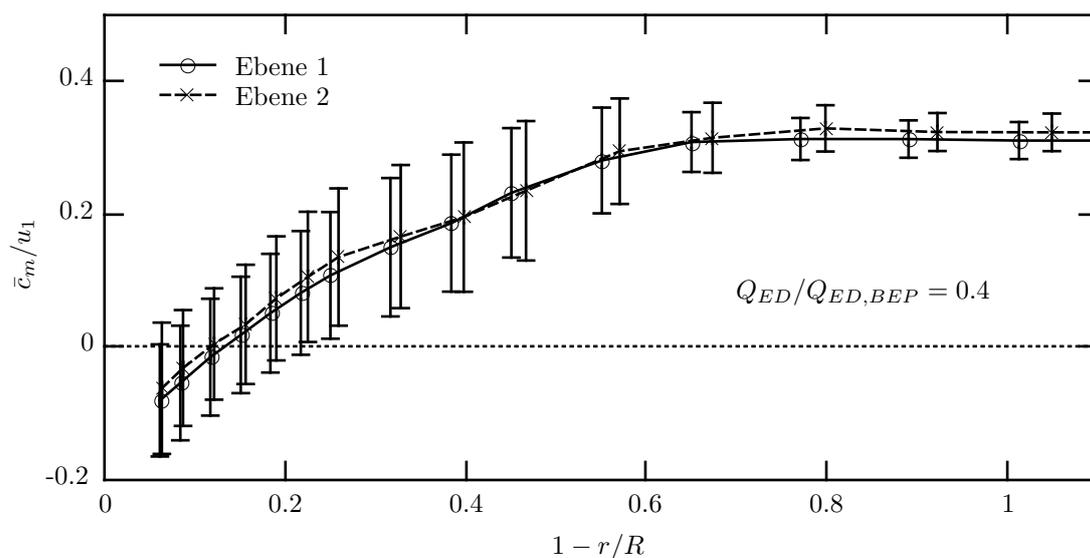


Abbildung 4.7: Geschwindigkeitsverläufe \bar{c}_m bei $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.4$.

ken der beiden Verläufe entsprechen den gewichteten Standardabweichungen gemäß Gleichung (3.12). Man erkennt eine Zunahme der Standardabweichung in den Randgebieten, was darauf schließen lässt, dass dort eine höhere Turbulenz herrscht. Es ergibt sich kein nennenswerter Unterschied der Geschwindigkeiten in den beiden Messebenen, die Abweichungen liegen immer in den Standardabweichungen der einzelnen Messpunkte. Die Positionierungsunsicherheit ist in den Diagrammen aus Gründen der Übersicht nicht eingetragen.

Die Tangentialkomponenten der Geschwindigkeiten sind in Abbildung 4.8 dargestellt. Es zeigt sich eine starke Vorrotation in Laufraddrehrichtung welche sich ab $1 - r/R = 0.6$ hin zum Rand ausbildet. Im Inneren der Strömung rotiert die Strömung kaum. Wie schon bei den Verläufen von \bar{c}_m zeigen die Kurven eine weitgehende Übereinstimmung, nur in Wandnähe steigt die Geschwindigkeit in Ebene 2, also näher zum Laufrad, stärker an.

Über die Größe des Rezirkulationsgebiets in Teillast (bei $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.2$) gibt Abbildung 4.10 eine Abschätzung. Das Rückströmgebiet reicht hier weit in den Saugrohrkrümmer entgegen der Hauptströmungsrichtung. Auch ist in Abbildung 4.9 die Vorrotation in Laufraddrehrichtung eindeutig erkennbar (ebenfalls bei $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.2$). Weitere Informationen zur Ausbildung des Rückströmgebietes und dessen Ausdehnung bei dieser Maschine können auch [23, 24, 25] entnommen werden. Tendenziell wird das Rezirkulationsgebiet mit sinkendem Durchfluss größer. Eine Gegendrallströmung in Volllast, wie man bei idealer Betrachtung der Geschwindigkeitsdreiecke vermuten würde, konnte nicht beobachtet werden. Auch in diesem Betriebspunkt dreht die Vorrotation in Laufraddrehrichtung, dies ist in Abbildung 4.11 erkennbar. Bemerkenswert ist, dass sich im Gegensatz zur Teillast keine Rückströmzone ausbildet.

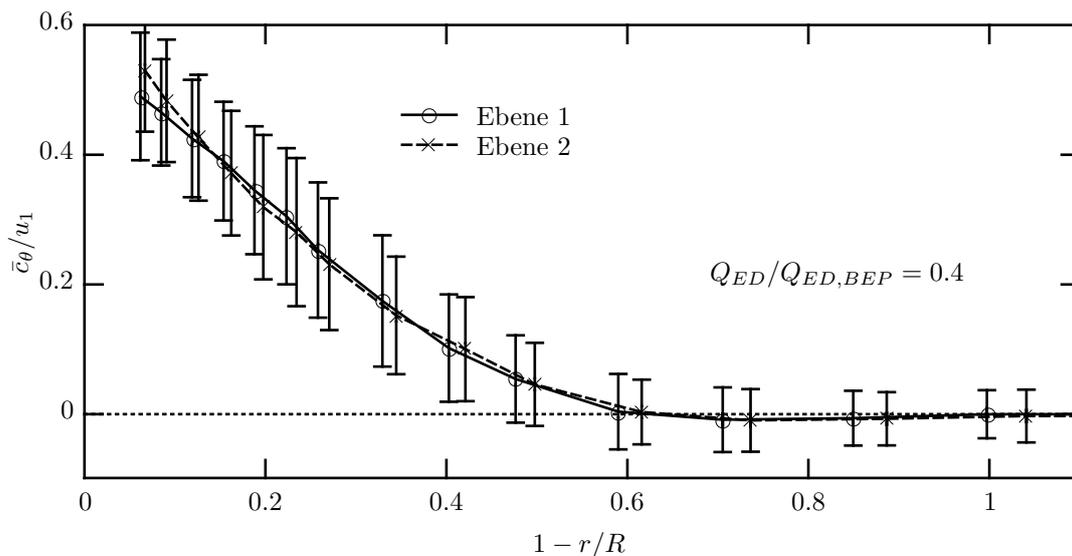


Abbildung 4.8: Geschwindigkeitsverläufe \bar{c}_θ bei $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.4$.

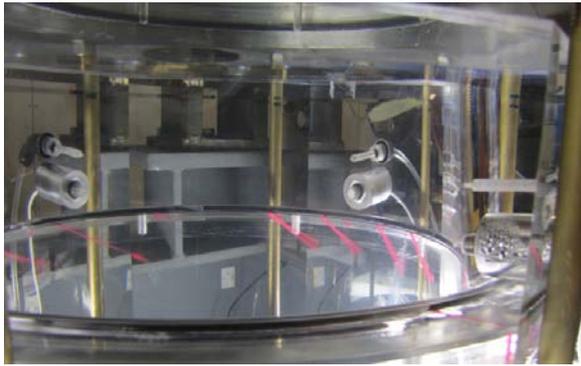


Abbildung 4.9: Strömungsanzeiger Saugrohrdiffusor, $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.2$.

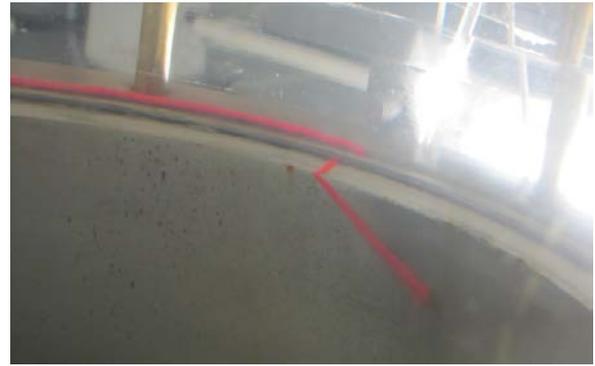


Abbildung 4.10: Strömungsanzeiger, Saugrohrkrümmerende, $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.2$.

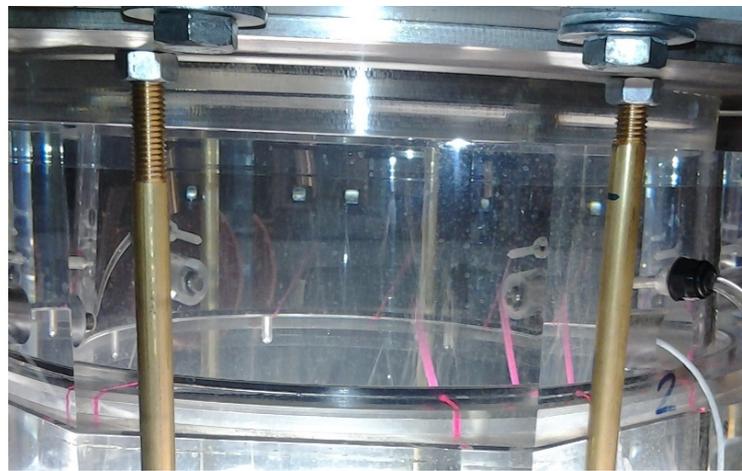


Abbildung 4.11: Strömungsanzeiger, Saugrohrdiffusor, $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 1.2$.

Wie in Abbildung 4.5 ersichtlich, variiert der Wirkungsgrad für ein und denselben Betriebspunkt doch beträchtlich für unterschiedliche Leitapparatöffnungen. Diese Tatsache beruht darauf, dass der Leitapparat in diesem Falle als Drossel wirkt. Bei einer ungünstigen Öffnung der Leitschaufeln wird in dieser Strömungspassage Energie dissipiert und nicht in Förderhöhe umgewandelt. Abbildung 4.12 zeigt die meridionale Komponente der Strömungsgeschwindigkeit in Messebene 1 für drei verschiedene Leitschaufelöffnungen. Weiters ist die Standardabweichung der Einzelmesswerte bei $a = 18\text{ mm}$ in jedem Messpunkt eingezeichnet. Die Standardabweichungen der Geschwindigkeiten der anderen Leitschaufelöffnungen sind in der selben Größenordnung, aus Gründen der Übersichtlichkeit jedoch nicht aufgetragen. Ohne Vergrößerung kann man praktisch keinen Unterschied zwischen den einzelnen Geschwindigkeiten bei den unterschiedlichen Leitschaufelöffnungen erkennen. Ein ähnliches Bild zeigt sich bei der Tangentialgeschwindigkeit (siehe Abbildung 4.13). Hier ist ohne Vergrößerung eine Unterscheidung zwischen den einzelnen Geschwindigkeiten bei verschiedenen Leitschaufelöffnungen kaum möglich. Dies bedeutet, dass der Leitapparat hauptsächlich für den Wirkungsgradabfall verantwortlich ist, eine Rückwirkung der Leitschaufelstellung auf

die Strömung im Saugrohrdiffusor ist somit auch bei dieser Maschine ausgeschlossen.

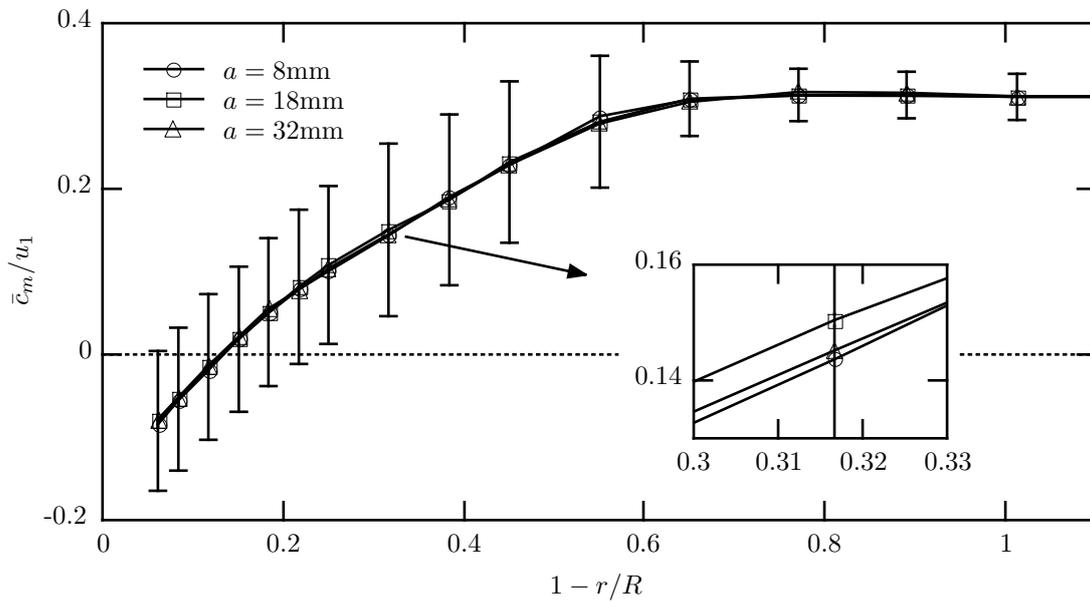


Abbildung 4.12: Meridiansgeschwindigkeitskomponente in Messebene 1 bei verschiedenen Leit-schaufelöffnungen bei $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.4$.

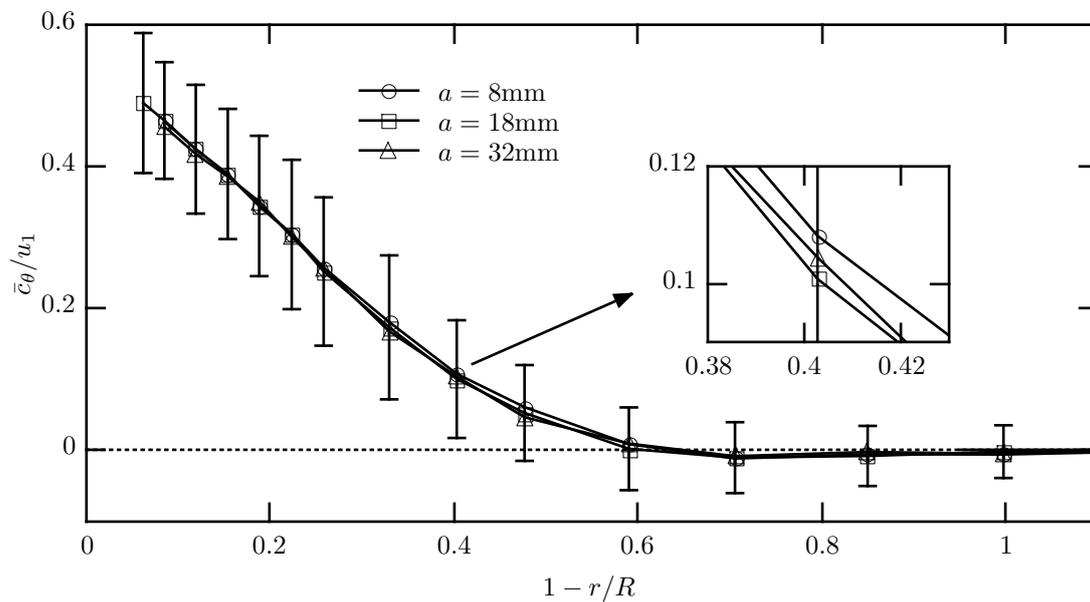


Abbildung 4.13: Tangentialgeschwindigkeitskomponente in Messebene 1 bei verschiedenen Leit-schaufelöffnungen bei $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.4$.

Wie schon weiter oben erwähnt, wurde auch der Betriebspunkt bei Nulldurchfluss bei $a = 2/3 a_{BEP}$ untersucht. Dabei zeigt sich, dass die Meridiansgeschwindigkeit in der Mitte des Saugrohrdiffusors einen sehr hohen Wert annimmt, verglichen mit den anderen Betriebspunkten, welche untersucht wurden, sogar den höchsten. Auch gleicht das Strömungsprofil

jenem bei kleinen Durchflüssen. Diese Tatsache ist in Abbildung 4.14 ersichtlich. Die Abnahme der Geschwindigkeit ganz am Rand bei Nulldurchfluss ist aller Wahrscheinlichkeit nach ein Ausreißer, in Messebene 2 wurde dieser Verlauf nicht beobachtet. Man kann somit keineswegs davon ausgehen, dass bei der Nullförderung im Saugrohrdiffusor keine Strömung vorherrscht.

Die Tangentialgeschwindigkeit, dargestellt in Abbildung 4.15 ist dabei in den Randgebieten ebenfalls am höchsten von allen vier untersuchten Betriebspunkten und zeigt einen exponentiellen Verlauf. Im Betriebspunkt $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.2$ zeigt sich bei $1 - r/R = 0.46$ eine geringe Unstetigkeit in etwa der Größe der Standardabweichung, welche nicht gedeutet werden konnte.

Eine andere Darstellungsweise der Rückströmzone und des Vorrotationsgebietes (wie zum Beispiel Abbildung 4.16) ist eine Charakterisierung dieser Zone mit dem Strömungswinkel ϵ , definiert in Gleichung (2.16). Diese kann als Vereinigung der Geschwindigkeitsverläufe der Tangential- und Meridiankomponente interpretiert werden. Dadurch, dass die beiden Messvolumen aufgrund der Form des Diffusors nicht koinzident sind, muss eine Geschwindigkeitskomponente auf die Position der anderen interpoliert werden. In dieser Arbeit wurde die Tangentialkomponente auf die Position der Meridiankomponente aus den zwei am nächsten liegenden Punkten linear interpoliert. Die Abweichungen, die im Diagramm dargestellt sind, entsprechen den Standardabweichungen, berechnet nach dem Fehlerfortpflanzungsgesetz nach *Gauß* ohne Berücksichtigung der Kovarianz. Die Standardabweichungen der Tangentialkomponente wurden nicht interpoliert, sondern vom nächstgelegenen Punkt übernommen.

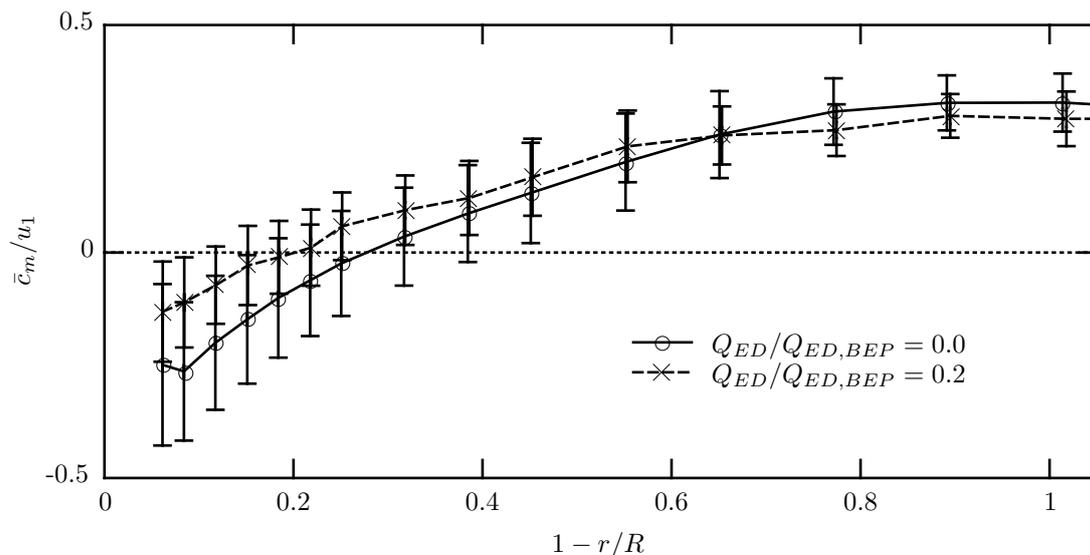


Abbildung 4.14: Meridiangeschwindigkeitskomponente in Messebene 1 bei verschiedenen Betriebspunkten.

Abbildung 4.16 zeigt eine Gegenüberstellung des Strömungswinkels ϵ in Messebene 1 bei $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.4$ und 0.3 . Bei der Interpretation von ϵ gibt es folgende Fallunterscheidungen, die man beachten muss. Für $\epsilon=0$ gilt: die Strömung ist rotationsfrei. Der Bereich $0 < \epsilon < \pi/2$ ist durch Auftreten von Vorrrotation in Laufraddrehrichtung gekennzeichnet. Reine Rotationsströmung wird dem Wert $\epsilon = \pi/2$ zugeordnet und der Bereich $\pi/2 < \epsilon \leq \pi$ ist durch zusätzliche Rückströmung überlagert. Werte von $\epsilon > \pi$ würden Gegenrotation bedeuten, welche aber nicht beobachtet wurde. In Abbildung 4.16 erkennt man, dass mit zunehmendem Durchfluss die Strömung im Zentrum des Diffusors annähernd rotationsfrei ist. Dies wird durch die Werte $\epsilon = 0$ im Bereich $1 - r/R = 0.6$ bis 1 beschrieben. Im Vergleich dazu zeigt sich beim Betriebspunkt mit niedrigerem Durchfluss eine Rotation bis hin zur Mitte. Die Rückströmzone, markiert durch die strichlierte Linie bei $\epsilon/\pi=0.5$, ist bei geringerem Durchfluss ebenfalls größer, da die Kurve früher den Wert 0.5 überschreitet. Es kann auch angemerkt werden, dass die Zonen mit höherer Turbulenz größere Schwankungsbreiten aufweisen, was im Bereich um $1 - r/R = 0.5$ zutrifft. Das ist durch eine größere Standardabweichung erkennbar. Weitere Geschwindigkeitsverläufe in den verschiedenen Ebenen und Betriebspunkten sind in Anhang A zu finden.

Wie schon unter 2.3 erwähnt, kann die Stärke einer verdrallten Strömung durch die dimensionslose Drallzahl angegeben werden. Drallzahlen in der Größenordnung von 1 können bei Wasserströmungen durchaus als stark verdrallt bezeichnet werden, im Unterschied zu Brennkammerströmungen, wo Werte über 5 für die integrale Größe des Gesamtquerschnittes durchaus realistisch sind [66]. In Tabelle 4.4 sind die verschiedenen Drallzahlen für einige Betriebspunkte nach Gleichung (2.15) dargestellt. Der Randbereich wurde dabei so

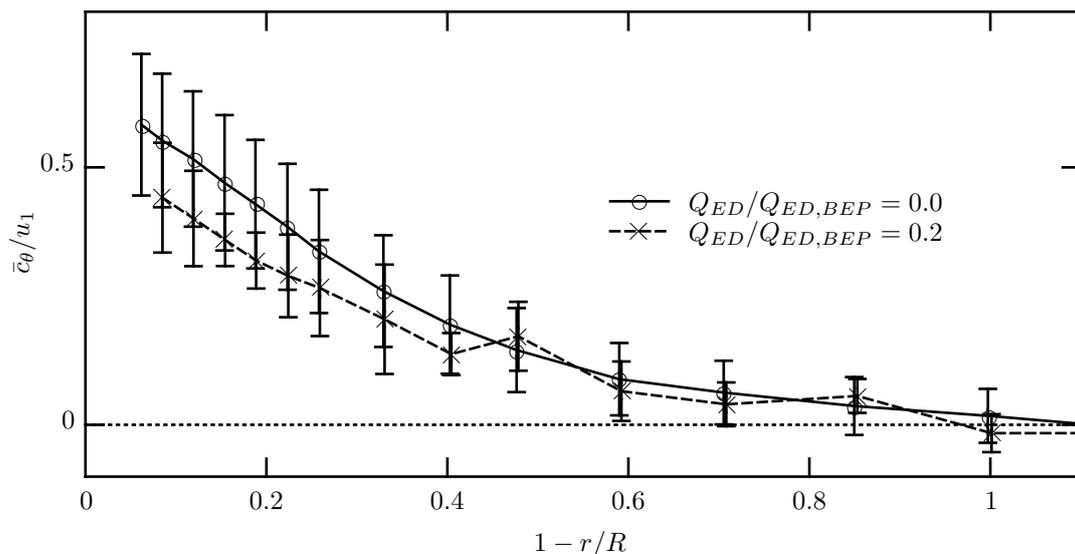


Abbildung 4.15: Umfangsgeschwindigkeitskomponente in Messebene 1 bei verschiedenen Betriebspunkten.

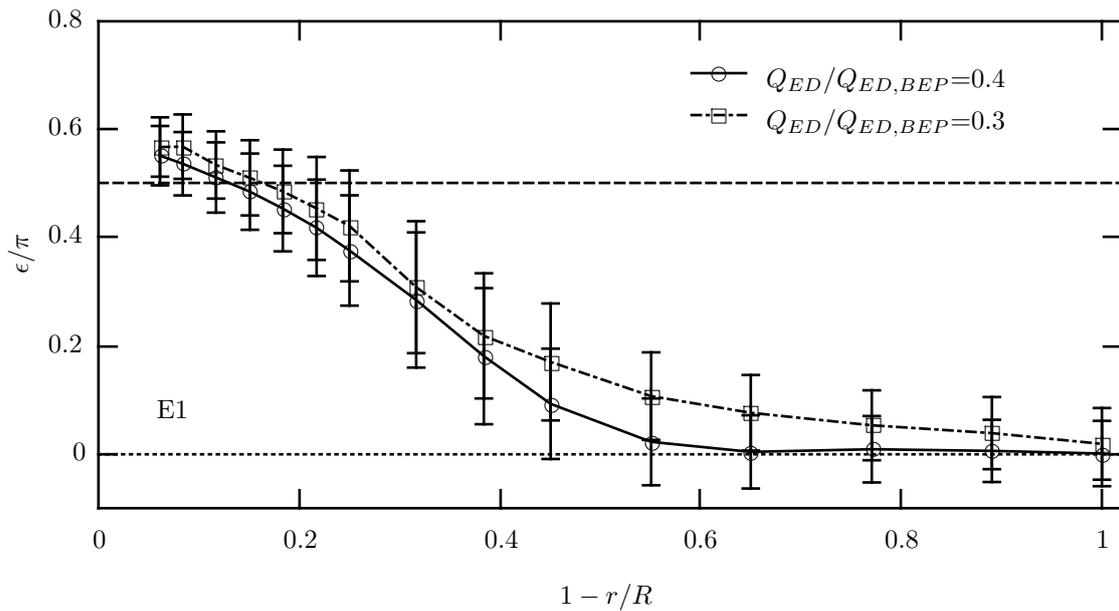


Abbildung 4.16: Strömungswinkel ϵ bei verschiedenen Betriebspunkten.

behandelt, dass die Geschwindigkeitsinformation nächst zur Diffusorwand als konstant bis zur Wand angesetzt wurde. Sinngemäß gilt dies auch für die Mitte des Diffusors. Das stellt natürlich eine gewisse Vereinfachung dar, jedoch wurde bei jedem Betriebspunkt dieselbe Berechnungsmethode angewendet, somit ist ein Vergleich durchaus zulässig.

Tabelle 4.4: Drallzahlen verschiedener Betriebspunkte und Ebenen.

$Q_{ED}/Q_{ED,BEP}$	0.0	0.2	0.3	0.4
S in E1	1.16	0.72	0.53	0.39
S in E2	1.19	0.75	0.59	0.37

Man erkennt tendenziell eine geringe Zunahme der Drallzahl hin zum Laufrad, da die Werte von S in Ebene 2 höher sind als jene in Ebene 1. Bei dem untersuchten Betriebspunkt mit dem größten Durchfluss nach Tabelle 4.4 zeigt sich jedoch ein umgekehrtes Verhalten. Das kann daran liegen, dass die Strömung im Diffusor gerade bei diesem Betriebspunkt sehr komplex ist. Mehrere Wirbel bilden sich im Diffusor [24], die sich einerseits selber drehen und auch in Laufraddrehrichtung umwandern. Dazu kommt noch, dass diese Wirbel scheinbar zufällig entstehen und wieder zerfallen. Einen Eindruck dazu gibt auch Abbildung 4.26. Die Schwankungen der Geschwindigkeiten sind deshalb dementsprechend groß. Dass der Berechnung eine rotationssymmetrische Strömung zugrunde gelegt wird, bedeutet eine weitere Vereinfachung auf die die Abweichung ebenfalls zurückgeführt werden könnte. Um genauere Aussagen treffen zu können wären Messungen an mehreren Radien zweckdienlich, dies ist jedoch momentan aufgrund von fehlendem Platz nicht möglich. Bei den

anderen Betriebspunkten bilden sich mehr oder weniger stabile Einzelwirbel aus, was auch die Schwankungsbreiten reduziert, Informationen dazu sind auch in [25] enthalten. Grundsätzlich kann die Strömung in allen vier Betriebspunkten als sehr stark verdrallt charakterisiert werden, wobei natürlich bei Nulldurchfluss die größte Drallintensität vorherrscht. Die Drallintensität nimmt mit steigendem Durchfluss ab, das ist in Tabelle 4.4 ersichtlich. Dies kann mit der Abnahme der Vorrotationsgeschwindigkeit c_θ begründet werden.

Betrachtet man nun die Teilflächen nach Gleichung (2.15), so kann man einen Verlauf der lokalen Drallzahl über den Radius darstellen. Abbildung 4.17 zeigt die lokalen Drallzahlen entlang des gemessenen Radius. In der Mitte des Diffusors ist die Drallströmung eher schwach, verglichen mit den Randgebieten. Erst bei $1 - r/R = 0.4$ beginnt der Verlauf stark über den Wert 1 zu steigen. Eine Überhöhung ist in jenem Bereich festzustellen, in dem der Nulldurchgang der Meridiankomponente liegt. Durch die Definition der Drallzahl ist dies aber vorhersehbar und bedeutet, dass fast nur Rotation in diesem Strömungsteilgebiet vorherrscht. Weiter außen am Rand erreicht die Drallzahl immerhin noch Werte $S > 5$. Weiters ist die Schwankung der Drallzahl entsprechend dem Fehlerfortpflanzungsgesetz eingezeichnet. Wiederum ist durch die Definition hierbei ein starker Anstieg im Bereich von kleinen Werten von c_m erkennbar. Der verkleinerte Bereich in Abbildung 4.17 illustriert diese großen Schwankungen.

Man kann nun auch die Verläufe der lokalen Drallzahl als Wasserfalldiagramm darstellen. Dabei wurde in Abbildung 4.18 für den Vergleich die Messebene E1 im Saugrohrdiffusor ausgewählt und die drei Betriebspunkte in tiefer Teillast und jener bei Nullförderung dargestellt. Auf die Darstellung der Schwankungsbreiten wurde aus Gründen der Lesbarkeit

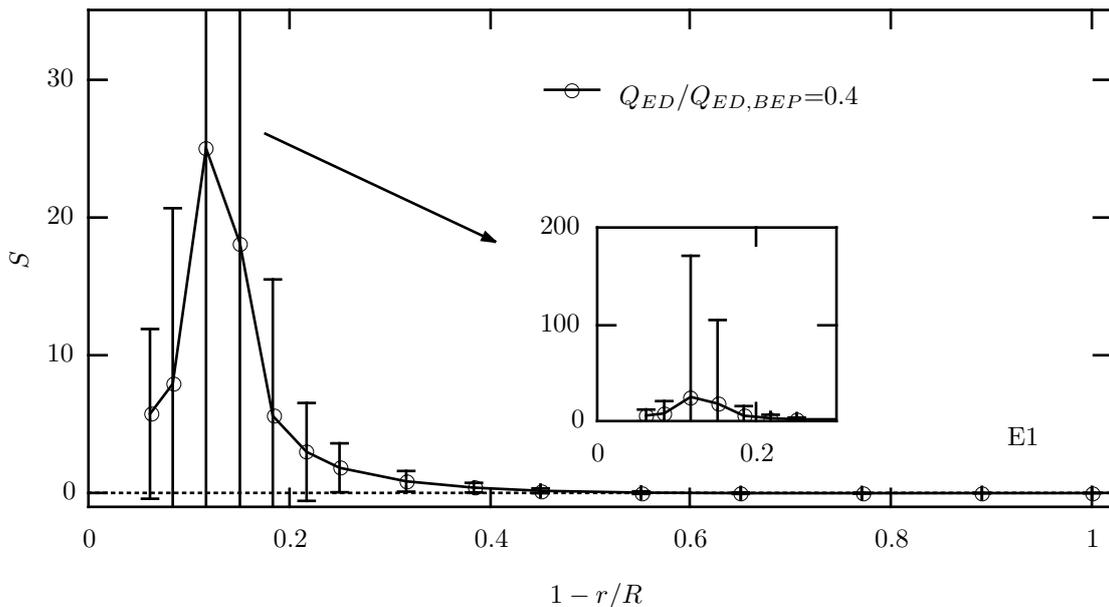


Abbildung 4.17: Verlauf der lokalen Drallzahl S im Saugrohrdiffusor.

verzichtet, Informationen dazu sind im Anhang A zu finden. Es zeigt sich eine Verschiebung des lokalen Maximums der Drallzahl S ausgehend von $1 - r/R = 0.25$ bei Nullförderung hin zur Wand. Diese Tatsache gibt sehr gut die Größe des Rückströmgebietes an, da das Maximum an dessen Beginn auftritt. Ein weiterer interessanter Aspekt ist, dass entgegen der Integralen Größe von S laut Tabelle 4.4 nicht bei Nullförderung der höchste Peak zu finden ist, sondern bei $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.2$, wobei die Werte für alle Betriebspunkte in Teillast relativ nahe beieinander liegen. Ein ähnliches Bild zeigt sich auch in Messebene E2, wobei hier der Unterschied nicht so stark ausgeprägt ist. Die Verläufe dazu sind ebenfalls in Anhang A zu finden.

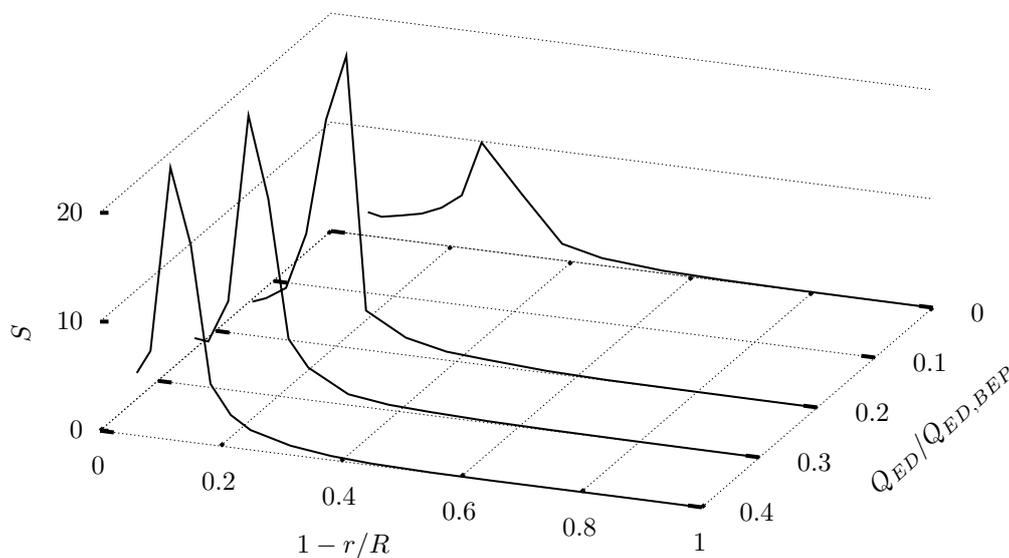


Abbildung 4.18: Wasserfalldiagramm lokaler Drallzahlen bei verschiedenen Betriebspunkten.

Der Grund für das Auftreten des Maximums der lokalen Drallzahl bei einem anderen Betriebspunkt als der Nullförderung ist in der Geschwindigkeitsverteilung zu sehen. Beim Betriebspunkt $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.4$ ist die Rückströmung weniger stark ausgeprägt und beginnt erst bei $1 - r/R \approx 0.15$. In diesem Bereich ist jedoch die Vorrotation schon relativ stark ausgeprägt. Bei Nullförderung beginnt die Rückströmzone dagegen schon früher, nämlich bei $1 - r/R = 0.26$. Das führt dazu, dass beim Nulldurchgang der Meridiangeschwindigkeit c_m die tangentielle Komponenten c_θ noch nicht so stark ausgebildet ist und sich durch die Definition der Drallzahl im Zähler ein geringerer Wert ergibt.

Betrachtet man weiters das Flächenmodell nach Gleichung (2.15), so kann man aus den Geschwindigkeitsverläufen den Durchfluss aus der Summe der Teildurchflüsse durch die Kreisringflächen näherungsweise berechnen. Es werden die Mittelwerte der Geschwindigkeiten \bar{c}_m in den Messpunkten als konstant über die Kreisringflächen angenommen, in den Randbereichen wird der letzte Messwert als konstant bis zur Wand angenommen. Zusätzlich wird die

Geschwindigkeit auch mit dem halben Öffnungswinkel α_D des Diffusors richtungskorrigiert, was eine weitere Vereinfachung bedeutet. Eine weitere Annahme ist ein rotationssymmetrisches Geschwindigkeitsprofil. Der angenäherte Durchfluss inklusive dem Spaltwasserstrom durch den Bodenspalt berechnet sich dann laut Gleichung (4.1).

$$Q_2 + q' \approx \sum_{i=1}^n \bar{c}_{m,i} \cos \alpha_D \pi 2r_i \Delta r_i \quad (4.1)$$

Die Ergebnisse dieser Berechnung sind in Tabelle 4.5 dargestellt. Die Abweichung ist in % vom tatsächlich mittels Durchflussaufnehmer gemessenen Wert angegeben. Bei $Q_2 = 0$ bleibt nur q' übrig, deshalb sind auch die Abweichungen in diesem Punkt relativ gesehen sehr groß. Der Durchfluss wird in allen Punkten zu groß berechnet, das liegt daran, dass gerade in Wandnähe die Rückströmung am größten ist. Der Messpunkt am nächsten zur Wand liegt bereits einige Millimeter innerhalb, deswegen wird das Maximum der Rückströmgeschwindigkeit nicht erfasst. Mit steigendem Durchfluss wird die Rückströmung kleiner und hat somit keinen so starken Einfluss auf die Näherung, deshalb sind die Abweichungen tendenziell bei größeren Durchflüssen kleiner. Aufgrund der zahlreichen Vereinfachungen der Berechnungsweise kann, vor allem bei den Betriebspunkten mit höherem Durchfluss, trotzdem von einer guten Übereinstimmung gesprochen werden.

Tabelle 4.5: Ergebnis der näherungsweisen Durchflussberechnung.

$Q_{ED}/Q_{ED,BEP}$	0.0	0.2	0.3	0.4
$\Delta(Q_2 + q')$ in E1	+360%	+12%	+16%	+2%
$\Delta(Q_2 + q')$ in E2	+120%	+53%	+20%	+3%

Wie schon mehrmals erwähnt und auch in vielen vorigen Abbildungen dargestellt, wurden die Geschwindigkeitsmessungen entlang eines Radius durchgeführt. Diese Geschwindigkeitsverteilung wurde dann als rotationssymmetrisch über den gesamten Querschnitt angenommen um Berechnungen wie Drallzahl und Durchfluss mit einem Flächenmodell durchzuführen. In Abbildung 4.19 ist das Ergebnis einer Messung entlang eines Durchmessers im Betriebspunkt $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.4$ dargestellt. Die strichpunktierte Linie repräsentiert dabei die Achse des Saugrohrdiffusors. Dabei erkennt man, dass nicht der gesamte Durchmesser bei der Meridianschwindigkeit untersucht werden konnte. Die tangentielle Geschwindigkeit konnte fast bis zur gegenüberliegenden Wand erfasst werden. Ein Vergleich zeigt eine zufriedenstellende Übereinstimmung der Verläufe im Bereich $1 - r/R > 1$. Zwar stimmen die Geschwindigkeiten nicht exakt überein, jedoch muss man beachten, dass die Datenrate bei den Punkten ab rund $2/3$ des Durchmessers stark zurückging und die Punkte noch innerhalb der jeweiligen Schwankungsbreite des Mittelwerts liegen. Auch der Beginn der Vorrotation wurde in einer guten Positionsübereinstimmung in beiden Teilradien detektiert.

Weiters ist in [69] vorgeschlagen, eine Korrektur der tangentialen Geschwindigkeit, in Abhängigkeit der Position des Messvolumens, vorzunehmen. Diese Korrektur ist linear direkt proportional zum Abstand des Messvolumens zur Wand an der der Laserstrahl eintritt. Da diese Anwendung in der Literatur aber bisweilen wenig angewendet wird und erst bei relativ großen Abständen einen entscheidenden Einfluss hat, wurde diese Korrektur hier nicht angewendet. Die in [69] erwähnte Verzerrung der Interferenzstreifen kann auch ein weiterer Grund dafür sein, dass die Geschwindigkeiten c_θ im Randbereich nicht exakt übereinstimmen. Weiters wird in [69] angemerkt, dass eine verlässliche Aussage über die Geschwindigkeitsverteilung nur bis $2/3$ des Durchmessers des betrachteten Querschnitts möglich ist, danach wird die Signalqualität zu schlecht. Wirklich belastbare Aussagen über die Geschwindigkeitsverteilung über den gesamten Durchmesser sind somit nur durch eine zusätzliche Messung von der gegenüberliegenden Seite möglich, welche jedoch in dieser Arbeit nicht gemacht wurde.

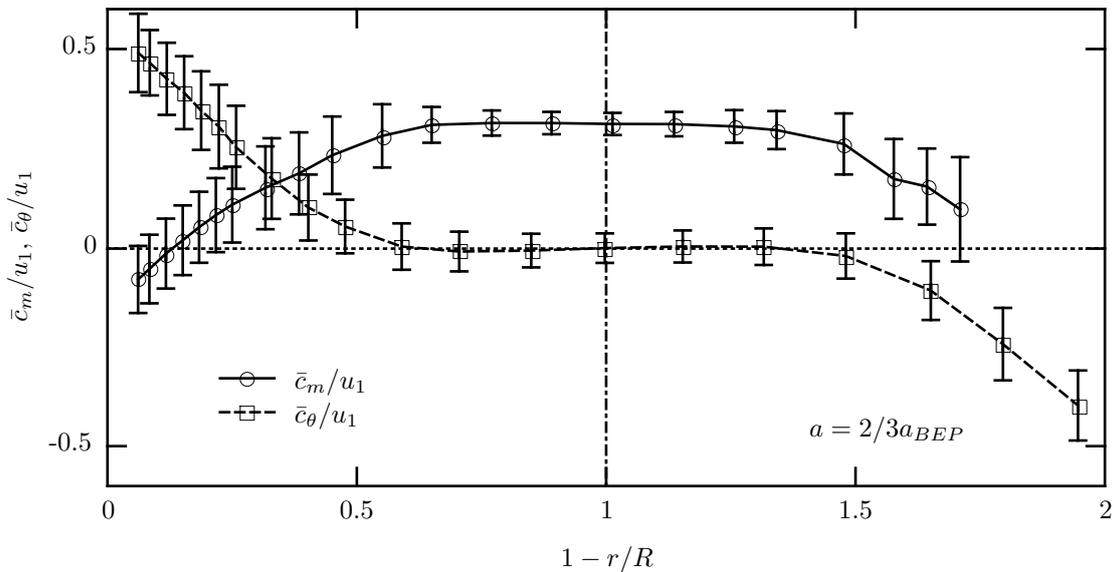


Abbildung 4.19: LDA Messung entlang eines Durchmessers bei $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.4$.

4.2.2 Druckpulsationsmessungen

Zusätzlich zu den Geschwindigkeitsmessungen im Diffusor wurden auch Druckmessungen durchgeführt. Diese transienten Messungen des statischen Wanddruckes wurden, wie in Abbildung 4.20 dargestellt, im selben Abstand vom Laufrad aufgenommen wie die Messebene E1. Die vier verwendeten Aufnehmer (1-4) sind jeweils um 90° am Umfang versetzt angeordnet und so eingeschraubt, dass sie bündig mit der Innenwand abschließen.

Abbildung 4.21 zeigt die Leistungsspektren des Aufnehmers 3 von Volllast bis tiefer Teillast und Nullförderung. Man erkennt bei Teillast Amplituden im niederfrequenten Bereich

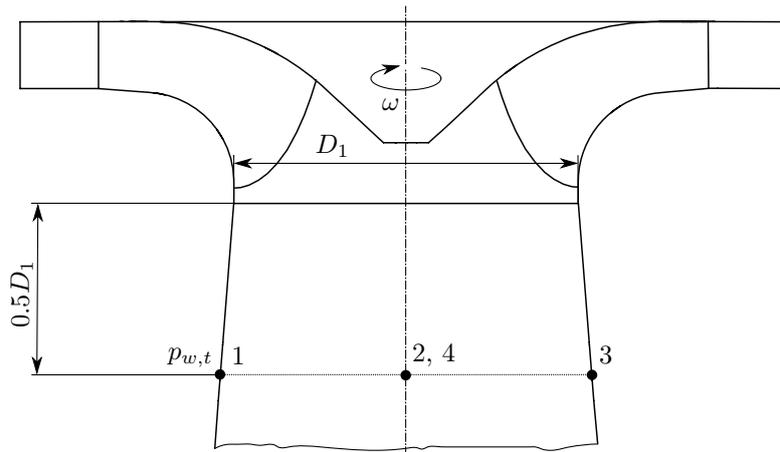


Abbildung 4.20: Wanddruckmesspositionen Austrittsdiffusor.

$f/\Omega < 1$ die im Vergleich zu allen anderen auftretenden Amplituden einen signifikant höheren Wert zeigen. Diese Druckschwankungen treten ab $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.4$ bis zur Nullförderung auf und deuten auf langsam rotierende Wirbelstrukturen, wie sie auch bei Teillast im Turbinenbetrieb auftreten, hin. Diese hier beobachteten Frequenzen der Druckschwankungen im Diffusor entsprechen, von der Größenordnung her, ebenfalls in etwa der Rheingans-Frequenz von rund $\Omega/3.6$ Hz [50].

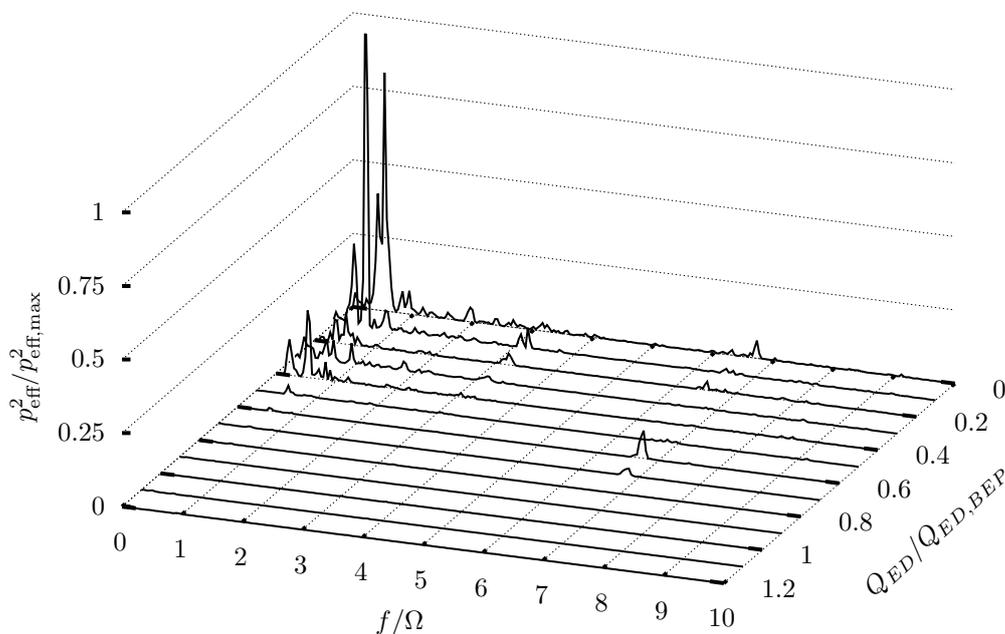


Abbildung 4.21: Wasserfalldiagramm, statischer Wanddruck, Messposition 3.

Wie man leicht erkennt, dominieren diese niederen Frequenzen das Spektrum und bedeuten somit im Teillastbetrieb eine Mehrbelastung der Maschine, welche sich nachteilig auf die

Lebensdauer auswirken kann. Solche Betriebszustände sind generell eher unruhig, diesen Eindruck erhält man direkt bei den Versuchen und charakterisieren sich durch ein verändertes Geräuschemuster und Vibrationen des Versuchsstands. Über das Vorhandensein von Wirbeln und deren Verhalten in den untersuchten Betriebspunkten geben auch [23, 24] Auskunft. Es zeigt sich eine grundlegende Übereinstimmung von Experimenten und numerischer Simulation.

Die charakteristische Schaufelpassierfrequenz bei $f/\Omega = 7$ konnte nicht detektiert werden, es zeigt sich stattdessen in der Nähe eine kleine Überhöhung der Amplituden, welche aber nicht bei allen Betriebspunkten gleichsam ausgeprägt ist. Diese Komponenten im Spektrum nahe der Schaufelpassierfrequenz wurden auch bei den begleitenden numerischen Simulationen beobachtet [25]. Diese Erscheinung ist wahrscheinlich auf eine eher zufällige Druckschwankung zurückzuführen. Im Bereich um das Optimum sind keine nennenswerten Schwankungen mehr vorhanden, hier zeigte sich auch im Experiment ein sehr ruhiges Verhalten der Maschine.

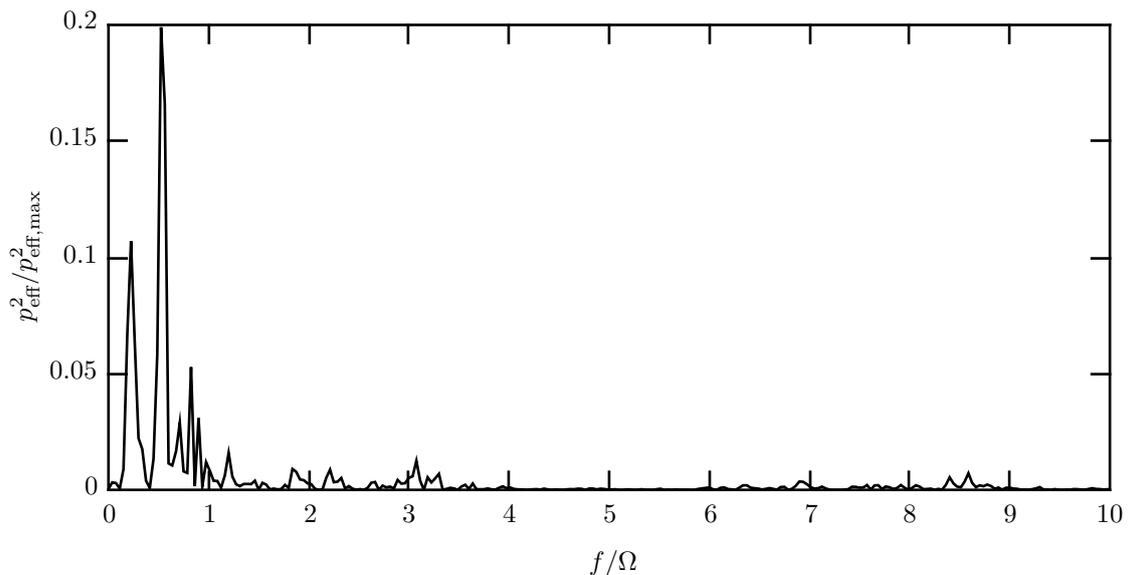


Abbildung 4.22: Leistungsspektrum $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.4$.

Abbildung 4.22 zeigt nochmals das Leistungsspektrum von aufgenommenen statischen Wanddrucksignalen im Betriebspunkt $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.4$. Hier sind die Effektivwerte wiederum mit dem maximalen Wert, welcher bei $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.1$ auftritt, normiert. Sehr gut zu erkennen sind die dominanten niederfrequenten Frequenzen unterhalb der Laufraddrehfrequenz. Im Bereich um $f/\Omega=7$ findet sich keine nennenswerte Komponente. Betrachtet man hingegen den Betriebspunkt $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.2$ in Abbildung 4.23, so sind sehr wohl Komponenten nahe der Schaufelpassierfrequenz vorhanden. Die Amplituden sind jedoch auch hier sehr klein im Vergleich zu den niederfrequenten Schwankungen bei Nulldurchfluss. Weiters zeigt sich, dass die Druckschwankungen im Optimum und auch in Teillast

kaum vorhanden sind. Ab $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.4$ steigen diese stark an, danach fallen diese wieder ein wenig ab. Bei $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.1$ und auch beim Nulldurchfluss erreichen die Schwankungen wiederum die höchsten Werte. Das ist ein Merkmal dafür, dass sich die Rückströmung zwischen den Punkten $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.4$ und 0.5 beginnt auszubilden [33].

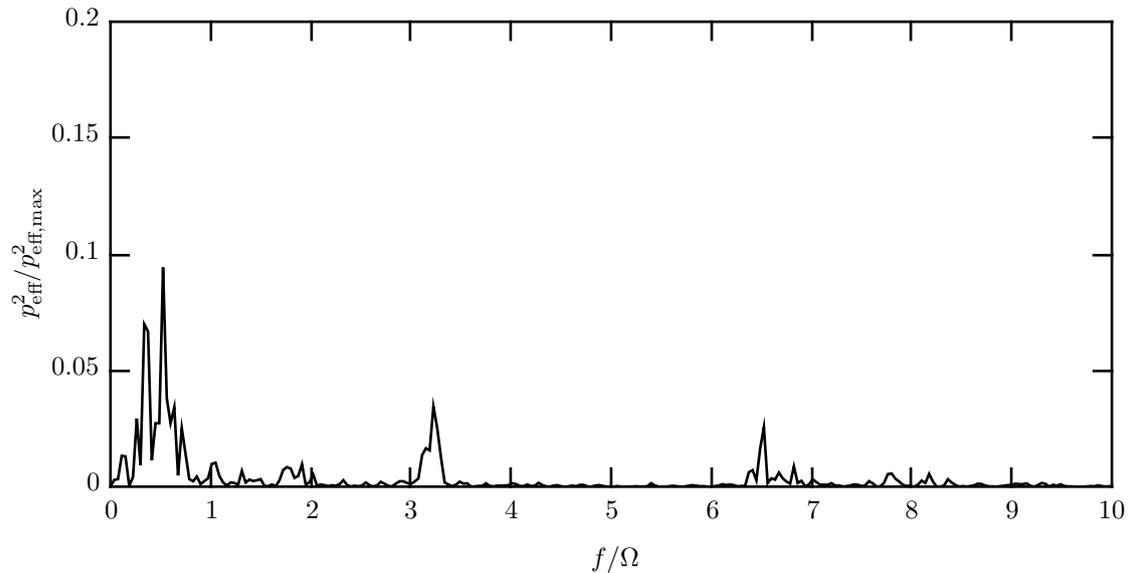


Abbildung 4.23: Leistungsspektrum $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.2$.

Zur Illustration und besseren Darstellung der Amplituden sind in Abbildung 4.24 Zeitsignale eines Druckaufnehmers für unterschiedliche Betriebspunkte dargestellt. Durch die gleiche Skalierung kann man sehr schön die Höhe der Schwankungen, bezogen auf die Förderhöhe erkennen. Dabei ist die niederfrequente Schwankungsbreite bei Nullförderung um ein Vielfaches größer als jene im Optimum. Beim Betriebspunkt $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.4$ zeigt sich durch ein Vorhandensein von zerfallenden Wirbelstrukturen keine sehr schöne Periodizität des Signals. Die Druckpulsationen im Diffusor liegen bei den Betriebspunkten in tiefer Teillast bei bis über 5% der Förderhöhe, im Optimum betragen sie nur rund 1%. Wenn man bedenkt, dass die Nullförderhöhe einer radialen Maschine immer höher ist als die Förderhöhe im Optimum, so stellen die Schwankungen, absolut betrachtet, eine relativ große Mehrbelastung der Maschine dar. Ein ähnliches Verhalten kann auch bei Pumpen beobachtet werden, wie in [27] mittels Messungen und Simulationen gezeigt wird.

In Abbildung 4.25 sind die Zeitsignale der vier Messstellen im Diffusor dargestellt. Das Signal ist an einem *Bessel*-Tiefpass mit 10 Hz Grenzfrequenz gefiltert. Man erkennt eine gewisse Phasenverschiebung, jedoch kann durch das Vorhandensein von mehreren Wirbeln bei diesem Betriebspunkt keine eindeutige Verschiebung identifiziert werden. Die Informationen über dominierende Frequenzen können nur über die durchgeführten DFT Analysen gewonnen werden. Zur Illustration sind in Abbildung 4.26 Momentaufnahmen dieses Be-

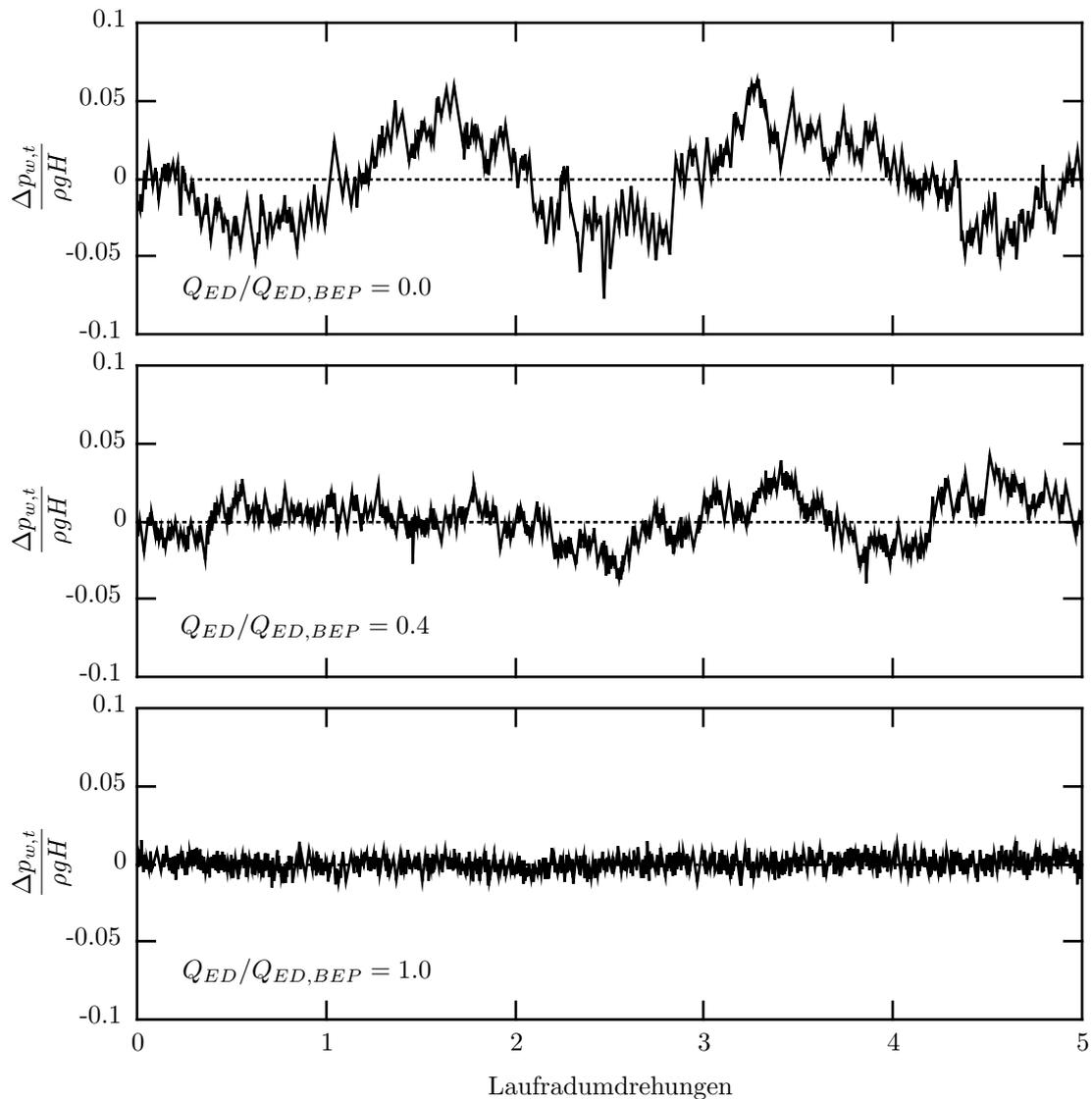


Abbildung 4.24: Zeitsignale $\Delta p_{w,t}$ für unterschiedliche Betriebspunkte.

triebspunkts dargestellt. Zur Sichtbarmachung der Wirbelstrukturen wurde der Kavitationskennwert σ durch Evakuieren des Kessels verringert. Dadurch sammelt sich Luft in den Wirbeln und diese werden sichtbar.

Numerische Simulationen haben gezeigt, dass im Betriebspunkt $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.4$ mehrere Wirbel vorhanden sind, die scheinbar zufällig entstehen und zerfallen. Diese Wirbel drehen sich einerseits um ihre eigene Achse und wandern zusätzlich im Saugrohrdiffusor um. Die Drehung der Wirbelstruktur im Diffusor ist in Laufraddrehrichtung und liegt im Bereich von $f/\Omega = 0.25$ bis $f/\Omega = 0.5$, wie numerische Untersuchungen in [24] zeigen. Vergleicht man diese Werte mit denen in Abbildung 4.22 so erkennt man eine grundsätzliche Übereinstimmung, lediglich die Amplituden weichen voneinander ab. In den anderen untersuchten Betriebspunkten entsteht hingegen nur ein Wirbel der sich dreht [25].

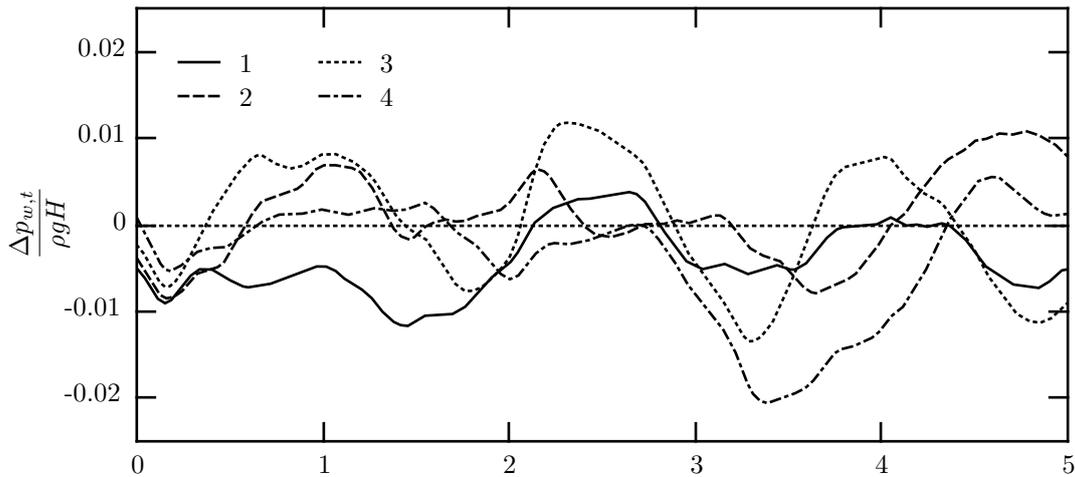


Abbildung 4.25: Zeitsignale $\Delta p_{w,t}$ Messstellenvergleich bei $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.4$.



Abbildung 4.26: Wirbelstrukturen im Diffusor bei $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.4$ aus [18].

4.3 Untersuchungen im Traversenring

Neben den Untersuchungen im Saugrohrdiffusor wurden auch Geschwindigkeitsmessungen im Stützring der Modellmaschine durchgeführt. Abbildung 4.27 illustriert die untersuchten Messstellen. Eine Linie liegt auf der Winkelhalbierenden des Öffnungswinkels δ eines Kanals, die anderen beiden Linien jeweils wiederum auf der Winkelhalbierenden des halben Öffnungswinkels. Die Länge der Linien wurde aus Gründen der Zugänglichkeit mit $X = 0.4l_{ss}$ gewählt. Weiter nach innen hin zu den Leitschaufeln war eine Messung aus räumlichen Gründen nicht mehr möglich. Die Endpunkte der definierten Linien liegen auf einer tangentialen Verbindungslinie der benachbarten Stützschaufeln am Austritt. Die positiven Richtungen der Geschwindigkeit sind in Bezug auf Linie 2 dargestellt, gelten aber für alle drei Linien.

In das Spiralgehäuse wurden insgesamt zwei optische Zugänge (F1 und F2) integriert. Abbildung 4.27 links zeigt die positiven Richtungen der gemessenen Komponenten c_t und c_z durch den ersten optischen Zugang, Abbildung 4.27 rechts zeigt die gemessenen Geschwindigkeitskomponenten c_m und wiederum c_z . Die Komponente c_z wird in Richtung Turbi-

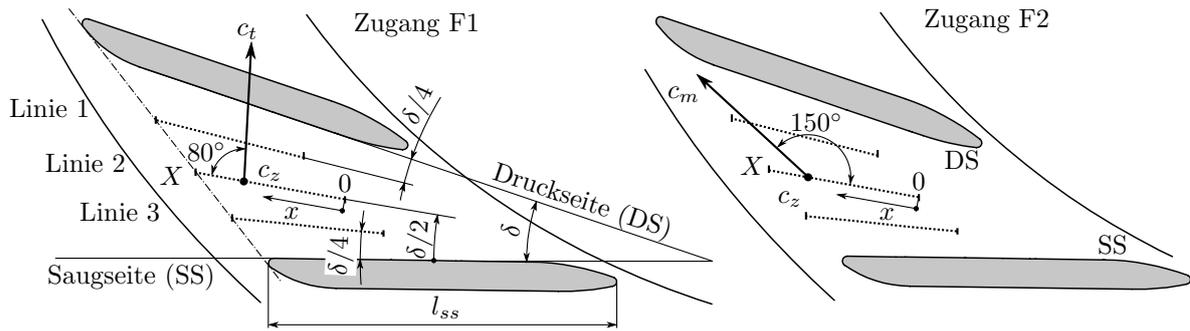


Abbildung 4.27: Messpositionen im Stützringkanal nach [19].

nenachse nach oben positiv gewertet. Bei Abbildung 4.27 handelt es sich um Draufsichten eines Schnitts durch die Maschinenreferenzebene. Die Messungen wurden durch den ersten optischen Zugang F1 durchgeführt und danach durch den zweiten Zugang F2. Es ergibt sich somit keine gleichzeitige Erfassung der drei Geschwindigkeitskomponenten. Da beim Messverfahren jedoch Mittelwerte über eine bestimmte Messzeit betrachtet werden, sind die Werte durchaus als vergleichbar und zusammensetzbar zu bezeichnen.

Neben der Messung entlang der definierten Linien wurde auch in verschiedenen Ebenen gemessen. Das ist in Abbildung 4.28 dargestellt. In der Mittelebene oder Referenzebene der Maschine ($b/B = 0.5$), in der nabenseitigen Ebene ($b/B = 0.8$) und in einer kranzseitigen Ebene ($b/B = 0.2$). Dadurch können auch Geschwindigkeitsdifferenzen über die Höhe des Stützschaufelkanals identifiziert werden. Ebenso kann eine Ablöseverschiebung, wie sie bei solchen Maschinen vorkommen kann, detektiert werden.

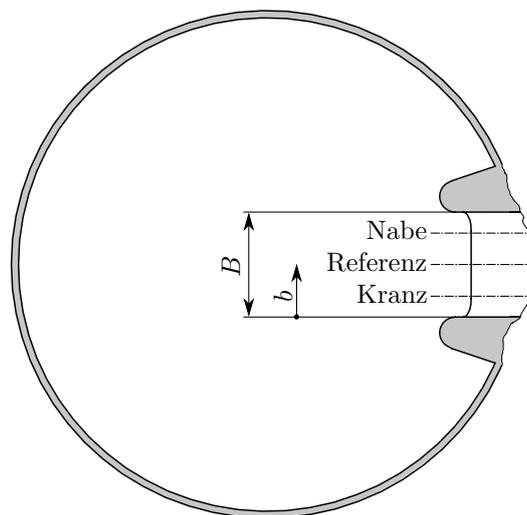


Abbildung 4.28: Messebenen im Stützringkanal nach [19].

Zur Normierung der Geschwindigkeitsmesswerte wird wiederum, wie bei den Messungen im Saugrohrdiffusor, die Umfangsgeschwindigkeit am Laufradeintritt u_1 herangezogen. Der untersuchte Stützringkanal befindet sich gegenüber dem Spornbereich.

4.3.1 Ablöseverschiebung und Hysterese

Wie bereits unter 1.3.2 erwähnt, kann es eine Verschiebung der Strömungsablösung in der Stütz- Leitschaufelpassage geben. Um dies näher zu beschreiben betrachtet man einen Punkt auf Linie 2 bei $x/X = 2/3$ und die Geschwindigkeitskomponente c_m gemäß Abbildung 4.27 in allen drei nach Abbildung 4.28 definierten Ebenen.

Abbildung 4.29 zeigt die Meridiangeschwindigkeitskomponente in den drei untersuchten Ebenen bei unterschiedlichen Betriebspunkten. Die Fehlerbalken in den einzelnen Messpunkten entsprechen der Standardabweichung des Mittelwerts. Dabei wurden zwei Messreihen in jeder Ebene durchgeführt. Einmal wurde ausgehend von der Nullförderung schrittweise der Durchfluss bis Volllast erhöht und ein zweites Mal wurde der Durchfluss ausgehend von Volllast schrittweise bis zum Nulldurchfluss verringert. Ausgehend vom Nulldurchfluss, wo in allen drei Ebenen beinahe keine Geschwindigkeit im Mittel vorliegt, steigt diese recht gleichmäßig bis etwa $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.3$ an. Danach zeigen sich erste Unterschiede, auf welche nachfolgend noch eingegangen wird. Im Bereich $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.5$ zeigt sich ein Abfall der Geschwindigkeit in der kranzseitigen Ebene, die Geschwindigkeit in der nabenseitigen Ebene nimmt jedoch weiter zu. Steigt der Durchfluss, dreht sich bei $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.6$ dieser Sachverhalt um. Die Strömung in die Spirale nach außen wird auf der Kranzseite stärker und nimmt nabenseitig ab. Dieser Wechsel der Hauptströmung von Nabe zu Kranz wird als Ablöseverschiebung oder Separationsshift bezeichnet. Die Geschwindigkeit in der Referenzebene zeigt im Vergleich dazu einen eher gleichmäßigeren Verlauf. Dennoch gibt es im Bereich $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.4 - 0.7$ eine Abflachung.

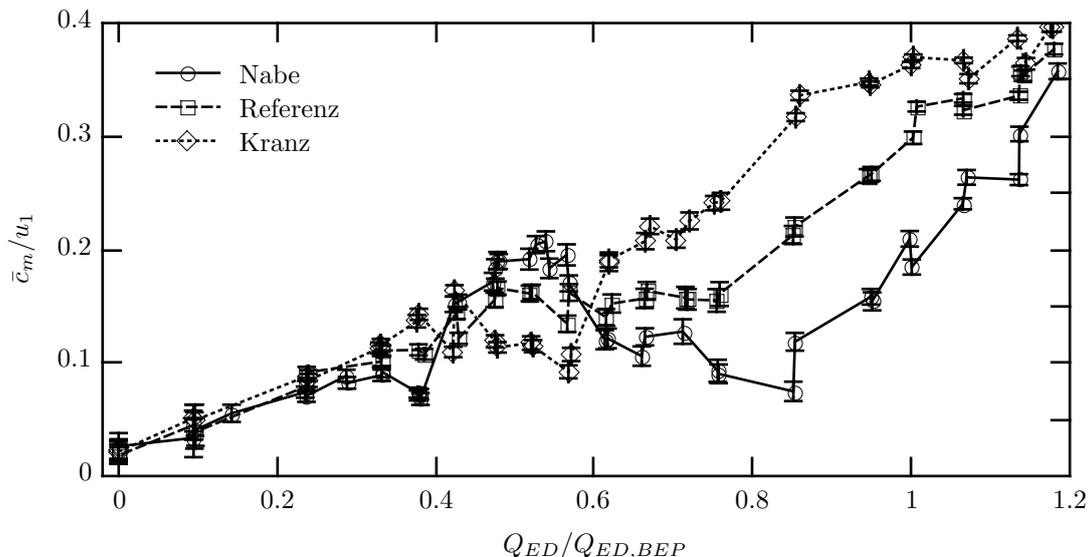


Abbildung 4.29: Geschwindigkeitskomponenten c_m in Abhängigkeit vom Betriebspunkt in verschiedenen Ebenen, Linie 2, $x/X = 2/3$.

Dies kann daher rühren, dass die Ablösung im Strömungskanal keinen exakt abgegrenzten Bereich hat und auch in ihrer Größe zeitlich veränderlich ist. Ebenso beeinflussen *stall* Phänomene durch die Versperrung einzelner Strömungskanäle die zeitliche Mittelung der Geschwindigkeitsmessung.

Abbildung 4.30 zeigt einen Stromlinienplot der Strömung im Maschinenquerschnitt beim Betriebspunkt $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.4$, adaptiert aus [23]. Die markierten Bereiche *Stützschaufelpassage*, *Leitschaufel* und *Laufrad* entsprechen den Grenzen der einzelnen Berechnungsnetzblöcken, erkennbar auch durch die Unterbrechung der Stromlinien. Die Unterbrechungen der Kanäle sind Schnitte durch die Leit- beziehungsweise Stützschaufeln, die sich durch die Schaufelstellungen ergeben. Weiters sind die drei Messebenen eingezeichnet in denen Geschwindigkeitsmessungen durchgeführt wurden. Man erkennt eine gute Übereinstimmung der Strömungsablösung von Messwerten und numerischer Simulation, wenn man Abbildung 4.29 und Abbildung 4.39 mit Abbildung 4.30 vergleicht. Es zeigt sich eine Ablösung nahe der Kranzebene, demnach ist auch die Geschwindigkeit c_m in dieser Ebene niedriger verglichen mit den anderen beiden Ebenen Referenz und Nabe.

Betrachtet man einen Querschnitt durch die Maschine bei einem Betriebspunkt mit höherem Durchfluss ($Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.68$), dargestellt in Abbildung 4.31, zeigt sich ein anderes Bild. Die Ablöseerscheinung ist zur Nabenseite gewandert und das wirkt sich auch in den gemessenen Geschwindigkeiten aus, was ein Vergleich mit Abbildung 4.29 erkennen lässt. Die Meridiangeschwindigkeit ist in den Ebenen Referenz und Kranz in diesem Betriebspunkt somit höher. Diese Ablöseverschiebung von der Kranz- zur Nabenseite bei Steigerung des Durchflusses entspricht auch den Beobachtungen von [47] und gibt diese Information aus Abbildung 1.7 wieder.

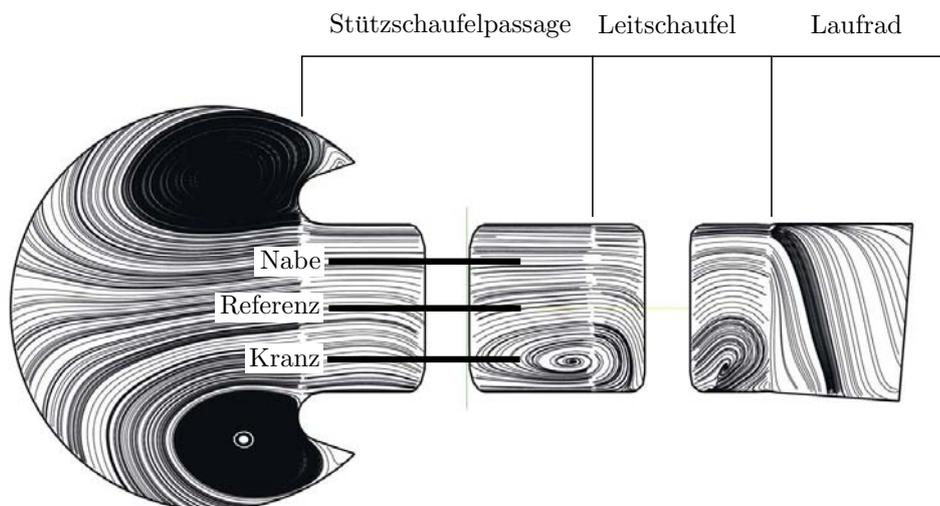


Abbildung 4.30: Stromlinienplot der Geschwindigkeit bei $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.4$ projiziert in den Maschinenquerschnitt aus [23].

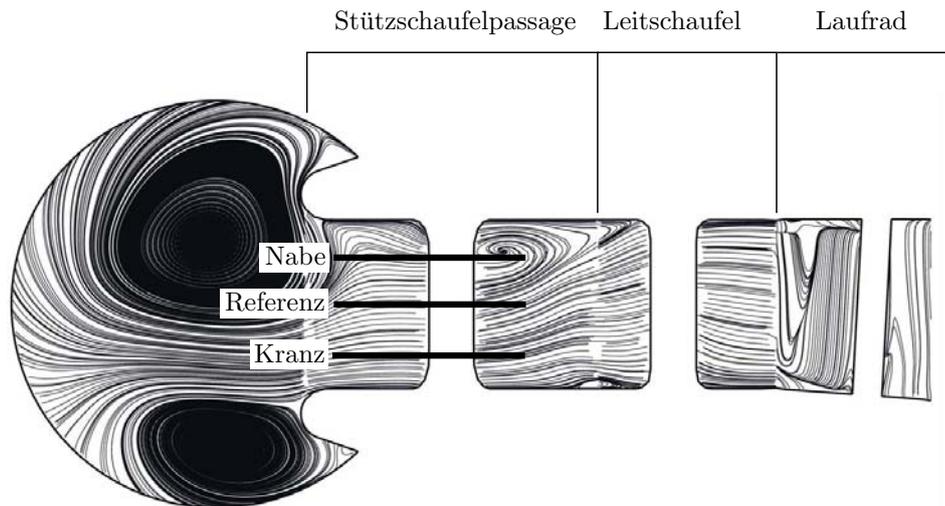


Abbildung 4.31: Stromlinienplot der Geschwindigkeit bei $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.68$ projiziert in den Maschinenquerschnitt aus [23].

Ein interessanter Aspekt ist, dass die Strömung im Optimum $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 1.0$ über die Kanalhöhe B nicht gleichmäßig ist. Erst in Volllast gleichen sich die Geschwindigkeiten in etwa an, das ist in Abbildung 4.29 zu sehen. Grundsätzlich sind asymmetrische Strömungsprofile am Laufradaustritt, welche sich dann auch bis in den Stützring ausbilden, aber nicht generell schlecht, diese können als eine Art Selbstheilung bezeichnet werden, um den Strömungsquerschnitt am besten auszunutzen [33]. Dadurch, dass es sich bei der Maschine um eine Pumpturbine und keine reine Pumpe handelt, liegt der Durchfluss im optimalen Turbinenbetrieb um rund 10% höher. Wenn somit die Maschine mit besonderer Berücksichtigung auf den Turbinenbetrieb ausgelegt wurde, ist dies durchaus plausibel, weil im Turbinenbetrieb der optimale Durchfluss meist höher ist als im Optimum im Pumpbetrieb. Der Kunde entscheidet im Regelfall welche Betriebsart für ihn am wichtigsten ist und bei der Auslegung die dominierende Rolle einnimmt. Weiters ist die Leitschaufelöffnung bei allen Betriebspunkten konstant mit $a = 2/3a_{BEP}$ festgelegt worden, somit ergeben sich auch hierbei Abweichungen zum Optimalbetriebspunkt.

Abbildung 4.32 zeigt den Geschwindigkeitsverlauf in der kranzseitigen Ebene bei veränderlichem Durchfluss. Die Fehlerbalken entsprechen hierbei den Standardabweichungen der Einzelmesswerte. Speziell ab $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.8$ hin zu kleineren Durchflüssen erkennt man, dass die Abweichungsbalken größer werden. Das deutet auf eine turbulenteren Strömung hin. Weiters können in diesem Gebiet auch schon *rotating stall* Phänomene auftreten, welche ebenfalls starke Geschwindigkeitsschwankungen verursachen, wie in [4] dargestellt. Wenn man bedenkt, dass die Standardabweichung jene Spanne widerspiegelt, in der bei einer normalverteilten Grundgesamtheit 68.3% aller Werte liegen, kann man durchaus auch in diesem Diagramm erkennen, dass die Geschwindigkeiten speziell in tiefer Teillast auch negative Werte annehmen. Diese Tatsache deutet auch auf Rückströmungen in den Stütz-

schaufelkanal zurück hin.

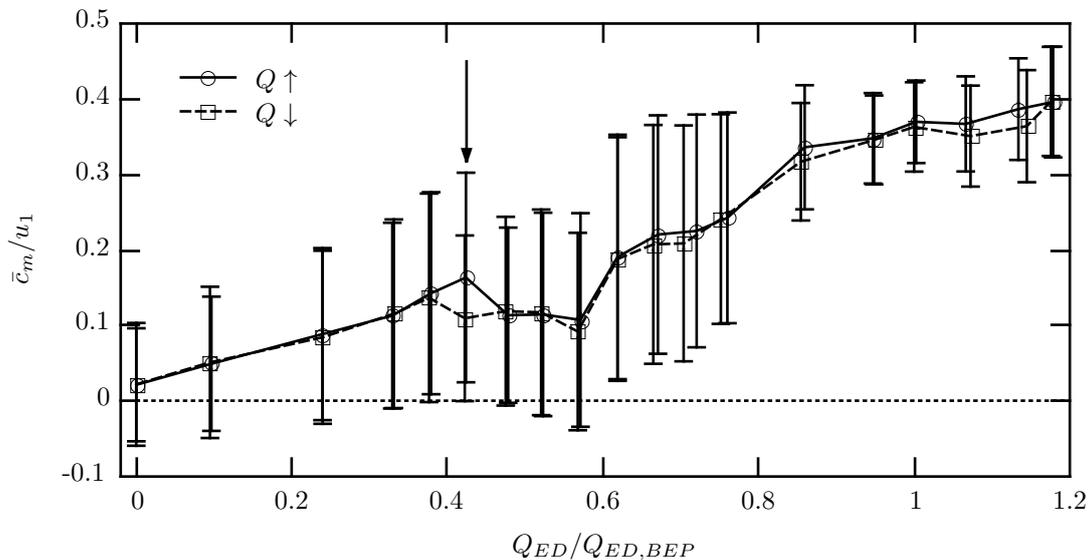


Abbildung 4.32: Geschwindigkeitskomponenten c_m , kranzseitige Ebene, Linie 2, $x/X = 2/3$.

Man erkennt grundsätzlich keine sehr großen Unterschiede, beim Anfahren eines Betriebspunktes von Volllast aus oder vom Nulldurchfluss. Einzig im Bereich $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.4$ zeigt sich eine Abweichung, welche über die normale Schwankung der Mittelwerte hinausgeht. Zwar sind in Abbildung 4.29 auch solche Erscheinungen im Bereich $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} > 0.85$ speziell nabenseitig erkennbar, diese wurden jedoch in diesem Forschungsvorhaben vorerst nicht näher untersucht. Hystereseerscheinungen bei Pumpen in einem ähnlichen Betriebsbereich sind in der bislang bekannten Literatur zum Beispiel in [41, 31] beschrieben und treten ab einem kritischen Durchfluss auf. Solche Erscheinungen lassen sich durch eine Modifikation des Laufradkranzes günstig beeinflussen [30].

Um genauere Aussagen über eine Hystereseerscheinung zu treffen muss man auch andere Geschwindigkeitskomponenten betrachten. Da im Spiralgehäuse zwei unterschiedliche optische Zugänge geschaffen wurden, wurde die Komponente der Strömungsgeschwindigkeit in Richtung Turbinenachse c_z ebenfalls zweimal erfasst. Eine Gegenüberstellung der beiden Messungen zeigt Abbildung 4.33, gemessen in der Referenzebene der Maschine. Die Kreisymbole entsprechen dem ersten optischen Zugang, die Quadratsymbole den Messungen durch den zweiten Zugang. Die Abweichungsbalken entsprechen den Standardabweichungen der Mittelwerte. Der Unterschied zwischen den Messungen durch die unterschiedlichen optischen Zugänge liegt jeweils in den statistischen Schwankungsbreiten. Damit kann grundsätzlich davon ausgegangen werden, dass keine groben Messfehler vorliegen. Dieser Umstand zeigt sich auch in den anderen Ebenen. Die Geschwindigkeit schwankt um Null, da senkrecht zur Hauptströmungsrichtung keine ausgeprägte Strömung vorherrscht. Lediglich in den Bereichen mit sehr niederen Fördermengen erkennt man eine größer werdende Schwan-

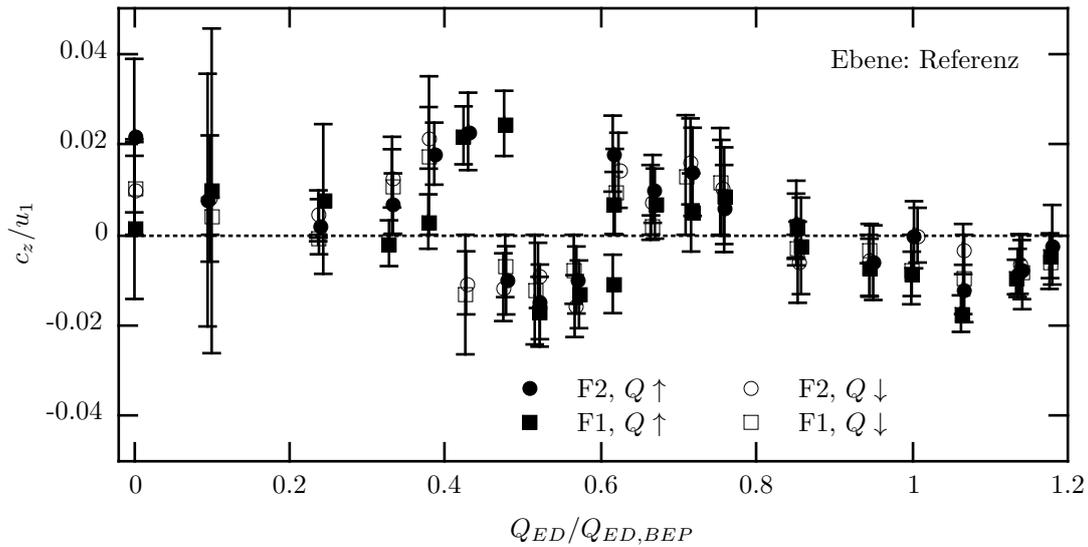


Abbildung 4.33: Geschwindigkeitskomponenten c_z , Referenz Ebene, Linie 2, $x/X = 2/3$.

kunftsweite. Dies ist durch den Umstand vorherrschender *rotating stall* Phänomene erklärbar. Weiters kann man auch erkennen, dass es im Bereich um $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.45$ einen Unterschied gibt, von welchem Betriebspunkt aus der nächste angefahren wurde. Dabei sind die gefüllten Symbole jene Betriebspunkte, die von kleineren Durchflüssen angefahren wurden, die Betriebspunkte gekennzeichnet mit Symbolen ohne Füllung wurden von einem höheren Förderstrom erreicht.

Abbildung 4.34 zeigt nun den vorher angesprochenen Bereich etwas vergrößert, hierbei

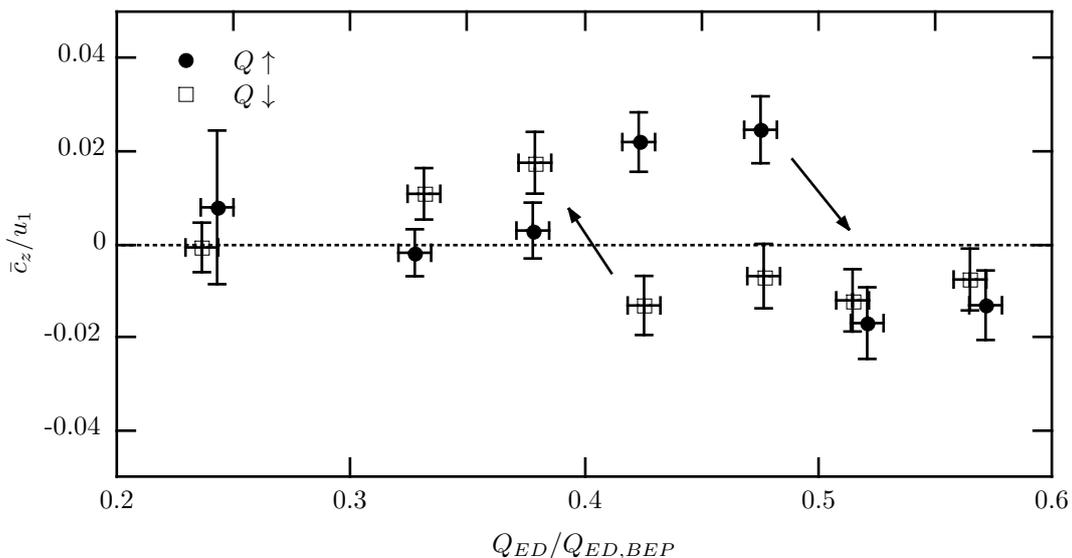


Abbildung 4.34: Geschwindigkeitskomponenten c_z , Referenz Ebene, optischer Zugang F1, Linie 2, $x/X = 2/3$, Hystereseseerscheinung.

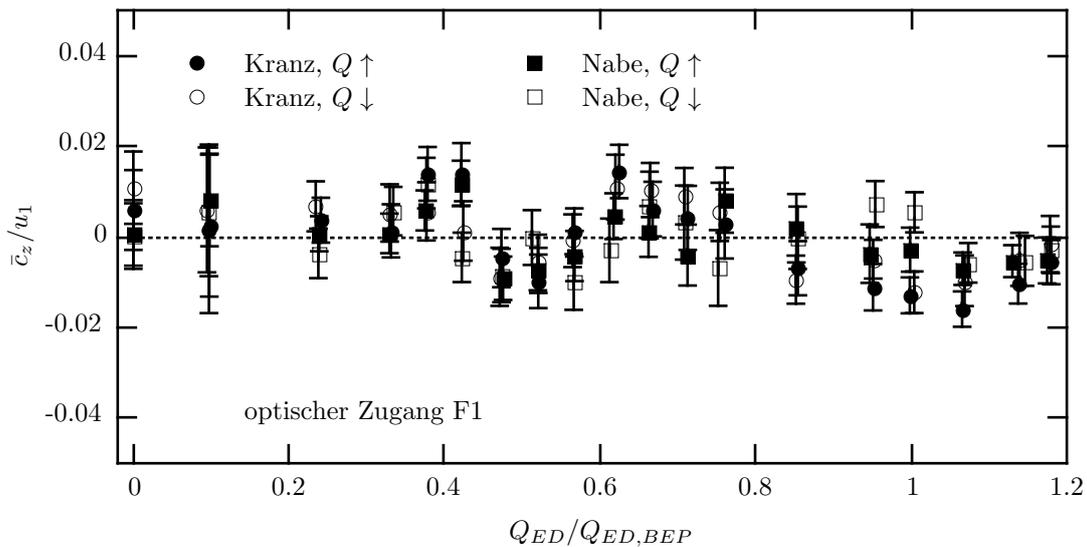


Abbildung 4.35: Geschwindigkeitskomponenten c_z , Ebenen Kranz und Nabe, optischer Zugang F1, Linie 2, $x/X = 2/3$.

sind auch die Messunsicherheiten der Durchflussmessung eingezeichnet, welche bei den anderen Diagrammen aus Gründen der Übersicht nicht dargestellt wurden. Die vertikalen Abweichungen sind wiederum die Standardabweichungen des Mittelwertes der normierten Geschwindigkeitskomponente c_z . Wird der Durchfluss erhöht, ergibt sich ein Vorzeichenwechsel der mittleren Geschwindigkeit bei $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} \approx 0.5$, verringert man hingegen den Durchfluss wechselt das Vorzeichen bei $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} \approx 0.4$. Vergleicht man nun dies mit der Pumpenkennlinie in Abbildung 4.3, so ergibt sich die leichte Instabilität der Kennlinie bei noch geringeren Durchflüssen und geht somit nicht mit der Ablöseverschiebung einher. Vielmehr kann sie aber dem Sattelpunkt zugeordnet werden. Abbildung 4.35 zeigt die Geschwindigkeitskomponente c_z in den anderen beiden Ebenen, Kranz und Nabe, für die unterschiedlichen Betriebspunkte. Die Verläufe sind einander sehr ähnlich, beim Vergleich mit der Referenzebene fällt auf, dass auch dieser Verlauf ähnlich ist, jedoch sind die Beträge etwas größer in der Referenzebene. Die Abweichungen der beiden unterschiedlichen Messreihen überlappen sich in jedem Punkt, somit kann eine eindeutige Aussage hier nicht gemacht werden. Eine Hystereseerscheinung zeigt sich nicht deutlich, trotzdem gibt es in beiden Ebenen dieselbe Tendenz im Bereich $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} \approx 0.4$, jedoch ist dies weit nicht so ausgeprägt. Die Messreihe durch den optischen Zugang F2 ist im Anhang, Abbildung B.1 dargestellt und zeigt, wie auch in der Referenzebene, keine signifikante Abweichung im Vergleich zu der Messung durch den optischen Zugang F1.

Auch die tangentielle Komponente der Strömungsgeschwindigkeit c_t wurde in dem Punkt auf Linie 2 bei $x/X = 2/3$ aufgezeichnet. Abbildung 4.36 zeigt das Ergebnis dieser Messungen in allen 3 Ebenen für jeweils steigenden Durchfluss, die Fehlerbalken entsprechen

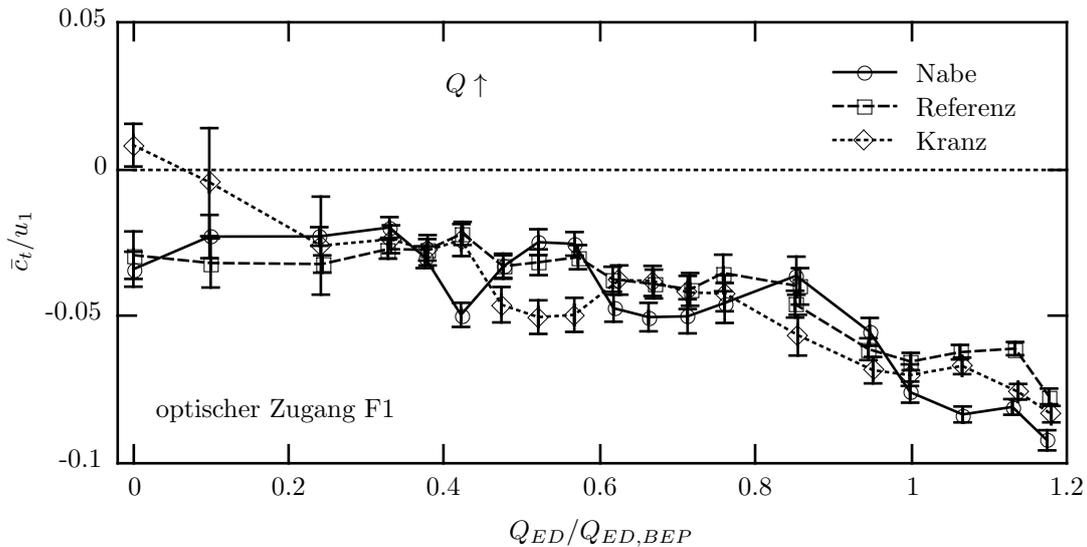


Abbildung 4.36: Geschwindigkeitskomponenten c_t , Ebenen Kranz, Referenz und Nabe, optischer Zugang F1, Linie 2, $x/X = 2/3$.

dabei der Standardabweichung des Mittelwerts. Wiederum ist die Strömung in allen Ebenen recht ähnlich, im Bereich der Ablöseverschiebung zeigen sich geringfügige Unterschiede vom Kranz zur Nabe. Auch hier ist die Hysterese nicht eindeutig sichtbar wie zum Beispiel bei der Geschwindigkeitskomponente c_z . Dies ist durch einen Vergleich mit den gemessenen Kurven bei geringer werdendem Durchfluss (Abbildung B.2 im Anhang) ersichtlich. Die Unterschiede bei den unterschiedlichen Messreihen unterscheiden sich nicht signifikant voneinander.

Wie schon unter 3.2.1 erwähnt, konnten die speziell instrumentierten Stütz- und Leit-schaufeln nicht für die Untersuchungen in diesem Projekt herangezogen werden, da die Miniaturdruckaufnehmer einen Schaden erlitten. Durch die zusätzlichen Informationen der Druckaufnehmer hätten die Hystereseerscheinungen und Ablöseverschiebungen noch genauer charakterisiert und untersucht werden können.

Abbildung 4.37 zeigt einen Zeitverlauf eines LDA Messsignales bei $x/X = 2/3$ in der Referenzebene auf Linie 2. Der Betriebspunkt entspricht $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.4$ und das Signal ist über 50 Laufradumdrehungen dargestellt. Dabei ist zu sehen, dass die Meridianschwindigkeit sehr stark schwankt und sogar negative Werte annimmt. Diese Schwankungen sind auf *rotating stall* Phänomene zurückzuführen, welche auch in Abbildung 1.10 zu erkennen sind. Würde ein *alternating stall* vorliegen, würde die Geschwindigkeit im untersuchten Strömungskanal entweder um den Wert Null, im Falle einer Versperrung, oder um einen bestimmten Mittelwert höher als Null schwanken.

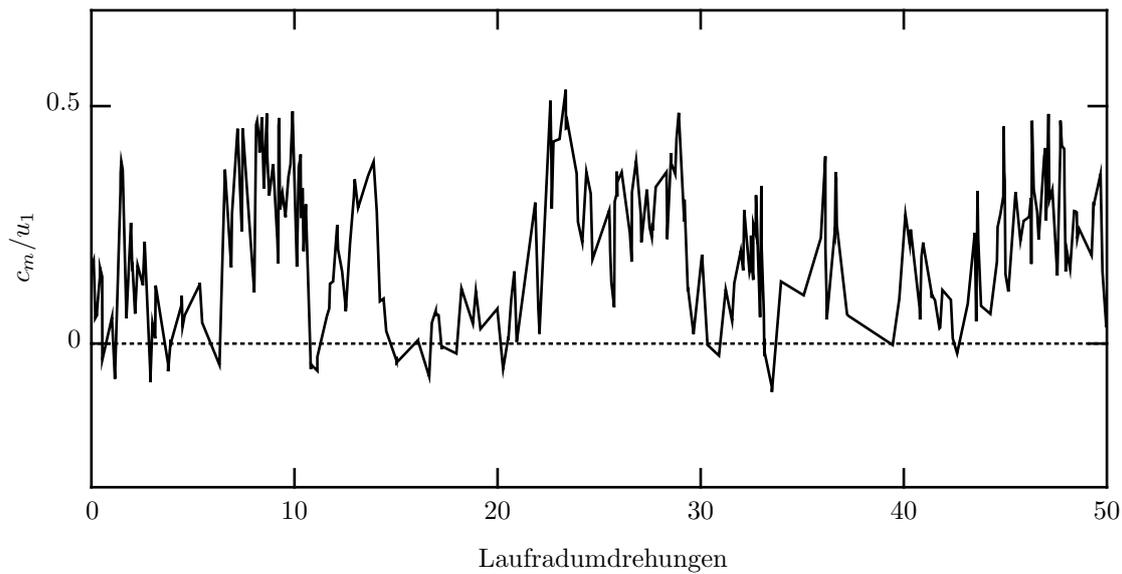


Abbildung 4.37: Zeitsignal der Geschwindigkeitskomponente c_m , Ebene Referenz, optischer Zugang F2, Linie 2, $x/X = 2/3$.

4.3.2 Strömungsprofile in Teillast

Unter 4.3.1 wurde anhand eines Punktes im Strömungskanal die Ablöseverschiebung und eine Hystereseerscheinung bei unterschiedlichen Betriebspunkten detektiert. Nachfolgend wird nun der Betriebspunkt $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.4$ in tiefer Teillast näher untersucht. Dabei werden die sekundären Strömungsgeschwindigkeiten c_t und c_z entlang den in Abbildung 4.27 definierten Linien 1 bis 3 bei $0 \leq x \leq X$ genauer untersucht. Die Leitschaufelstellung wurde dabei, wie bei den anderen Untersuchungen, bei $a = 2/3 a_{BEP}$ konstant gehalten.

Die in Abbildung 4.38 dargestellten Geschwindigkeitsverläufe im oben erwähnten Betriebspunkt wurden nacheinander zuerst an den einzelnen Linien ermittelt und danach in den einzelnen Ebenen. Der Betriebspunkt wurde dabei von einem höheren Durchfluss angefahren. In der linken Spalte sind die normierten Geschwindigkeiten in tangentialer Richtung zu sehen, in der rechten Spalte die Komponenten in Achsrichtung jeweils entlang der drei Linien, ersichtlich in Abbildung 4.27. Die einzelnen Reihen entsprechen den gemessenen Ebenen wie in Abbildung 4.28. Auf eine Darstellung der Schwankungsbreite in Form der Standardabweichung des Mittelwertes wurde aus Gründen der Übersichtlichkeit verzichtet. Die Schwankungsbreiten der Mittelwerte sind bei den entsprechenden Komponenten und Linien sehr ähnlich und können durchschnittlich mit $\Delta \bar{c}_t / u_1 \approx 0.004$ und $\Delta \bar{c}_z / u_1 \approx 0.007$ beziffert werden.

Man erkennt, dass die Geschwindigkeit senkrecht zur Referenzebene entlang der gesamten Linien in allen Ebenen relativ gering ist und großteils um den Wert Null schwankt. Unter Berücksichtigung der Schwankungsbreite ist zu erkennen, dass eine Strömung in dieser

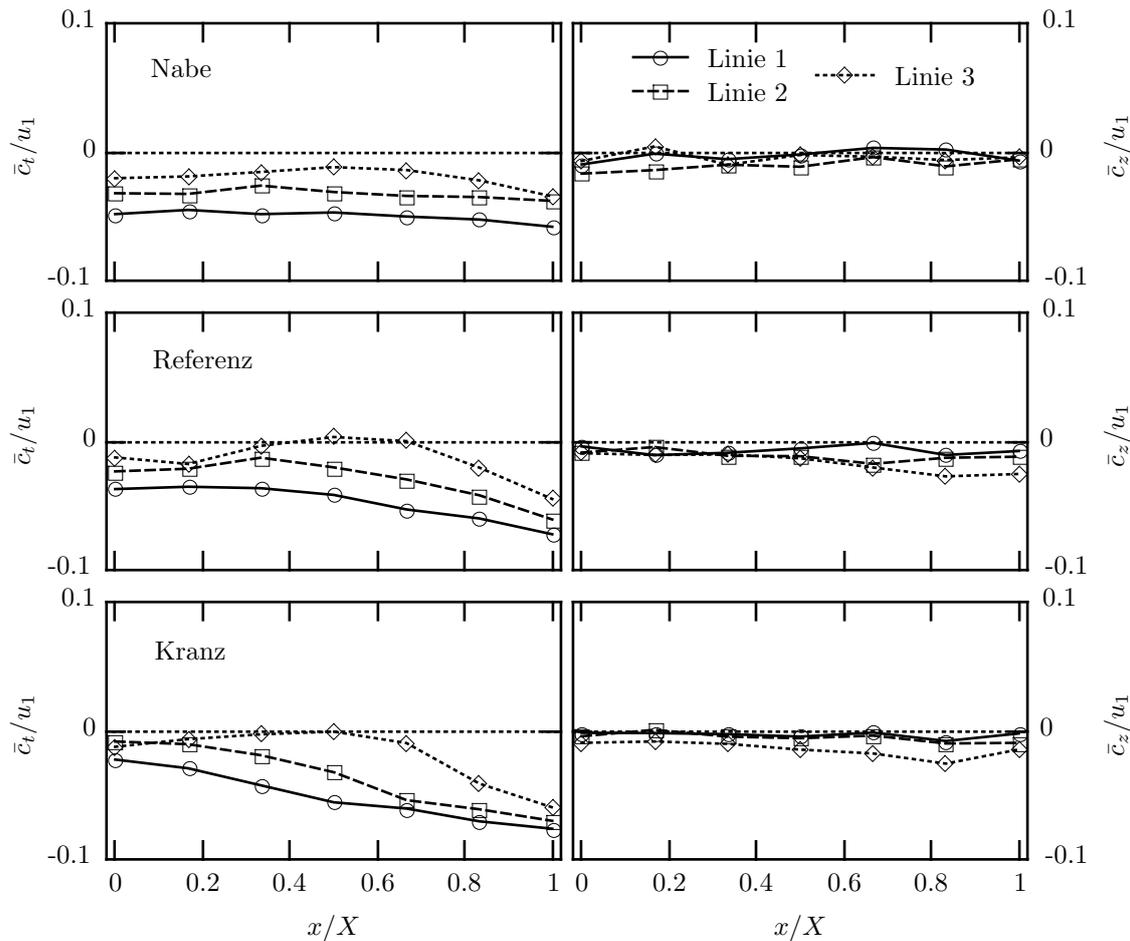


Abbildung 4.38: Geschwindigkeitskomponenten c_t und c_z im Stützring, $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.4$.

Richtung nicht ausgeprägt ist. Betrachtet man die tangentielle Komponente ist ein Trend in der kranzseitigen Ebene vorhanden, wonach die Strömung nach außen hin zur Spirale in Richtung Saugseite der Stützschaufel erkennbar ist. Auch in der Referenzebene kann dies beobachtet werden, in der nabenseitigen Ebene verläuft die Strömung entlang der einzelnen Linien eher konstant in Richtung Saugseite der Stützschaufel.

Abbildung 4.39 zeigt den Verlauf der Meridiankomponente der Strömungsgeschwindigkeit entlang der definierten Linien. Aus Gründen der Zugänglichkeit konnten nicht alle Punkte x/X wie bei der Messung der Sekundärgeschwindigkeiten untersucht werden, da durch die Stützschaufelstellung die Bereiche um $x/X = 0$ bei Linie 2 und 3 verdeckt sind. Deshalb beginnen Linie 2 und Linie 3 nicht bei $x/X = 0$ und Linie 1 endet bei $x/X = 5/6$. Der Betriebspunkt wurde bei jeder Messung wiederum von höherem Q kommend angefahren.

Die Schwankungsbreiten sind wiederum aus Gründen der Übersichtlichkeit nicht eingezeichnet und betragen größenordnungsmäßig $\Delta \bar{c}_m/u_1 \approx 0.1$ bei allen Linien und Ebenen. Diese Schwankung ist doch größer als bei den Sekundärgeschwindigkeitskomponenten und ist

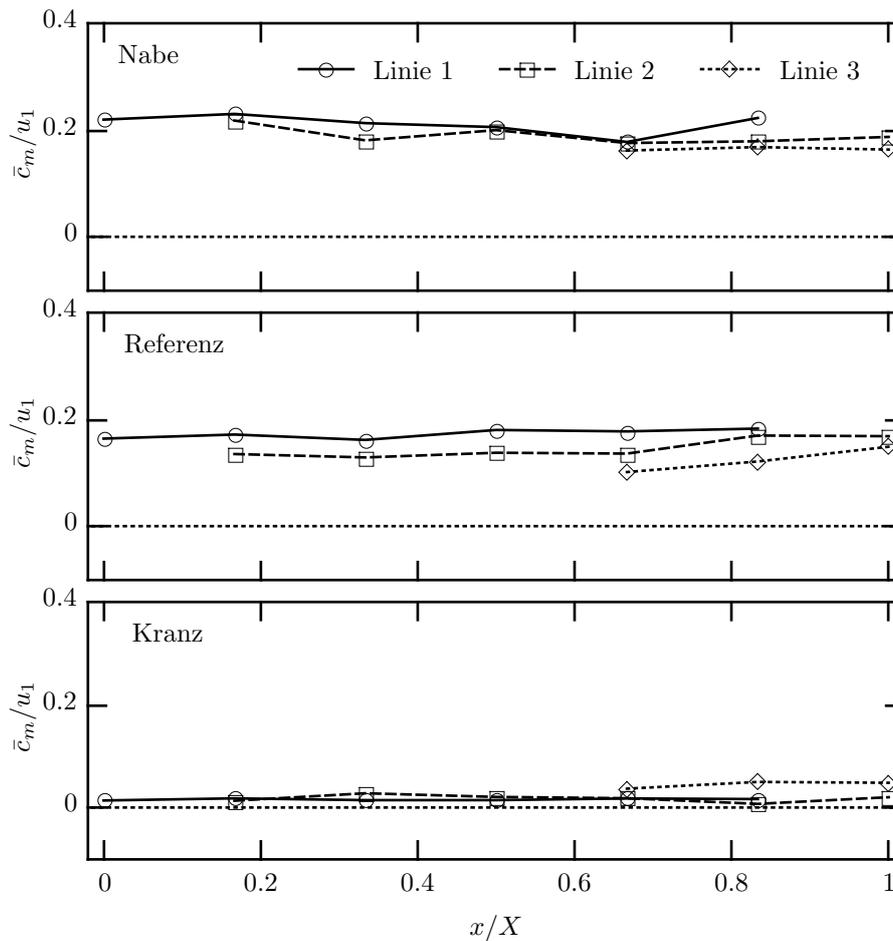


Abbildung 4.39: Geschwindigkeitskomponenten c_m im Stützring, $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.4$.

wahrscheinlich auf rotierende Ablösungserscheinungen im Leit- und Stützring zurückzuführen. Auffällig ist, dass die Strömung in der nabenseitigen Ebene deutlich stärker ausgeprägt ist als auf der Kranzseite, wo die Geschwindigkeiten nahe bei Null liegen. In der Referenzebene zeigt sich ebenfalls noch eine ausgeprägte Strömung, wobei hier bereits Unterschiede zwischen den drei gemessenen Linien sichtbar werden. Hier muss angemerkt werden, dass eine auftretende Strömungsablösung im Stützkanal nicht exakt bis zur Mitte reichen muss. In diesem Fall liegt die Größe des Ablösegebietes unter $b/B = 0.5$.

In Abbildung 4.41 wurde beispielhaft die Linie 2 ausgewählt und die Geschwindigkeiten c_m und c_z in der Referenzebene auf ein orthogonales Koordinatensystem analog 2.4 transformiert. Man erhält dadurch die Geschwindigkeiten c_m^* und c_t^* . Durch die geometrischen Verhältnisse ergeben sich die Winkel α zu 30° und κ zu 80° . Die beiden Geschwindigkeitskomponenten wurden in unterschiedlichen Messungen ermittelt, somit wäre streng genommen eine Transformation nicht zulässig. Da es sich bei den betrachteten Werten um Mittelwerte über einen gewissen Zeitraum handelt, wird diese Zusammensetzung trotzdem beispielhaft entlang einer Linie angewendet, um eine Grundaussage bezüglich der gemesse-

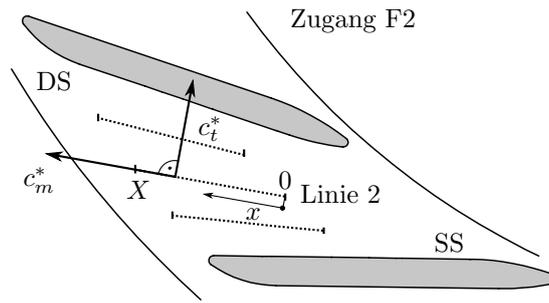


Abbildung 4.40: Koordinatentransformation, Geschwindigkeitskomponenten adaptiert von [19].

nen Komponenten zu erhalten.

Bei der Transformation wurden die Schwankungsbreiten vernachlässigt. Durch diese Umrechnung ergibt sich, dass die Transportkomponente c_m^* nun in Richtung der Linie 2 positiv nach außen gezählt wird, die tangentielle Komponente c_t^* steht nun orthogonal auf Linie 2, somit auch auf c_m^* , und wird in Richtung Druckseite der Stützschaufel positiv gezählt. Das Koordinatensystem ist auch in Abbildung 4.40 dargestellt.

Es zeigt sich eine grundsätzliche Übereinstimmung der Trends mit den nicht transformierten Geschwindigkeitskomponenten. Durch die Umrechnung ergeben sich geringfügige Differen-

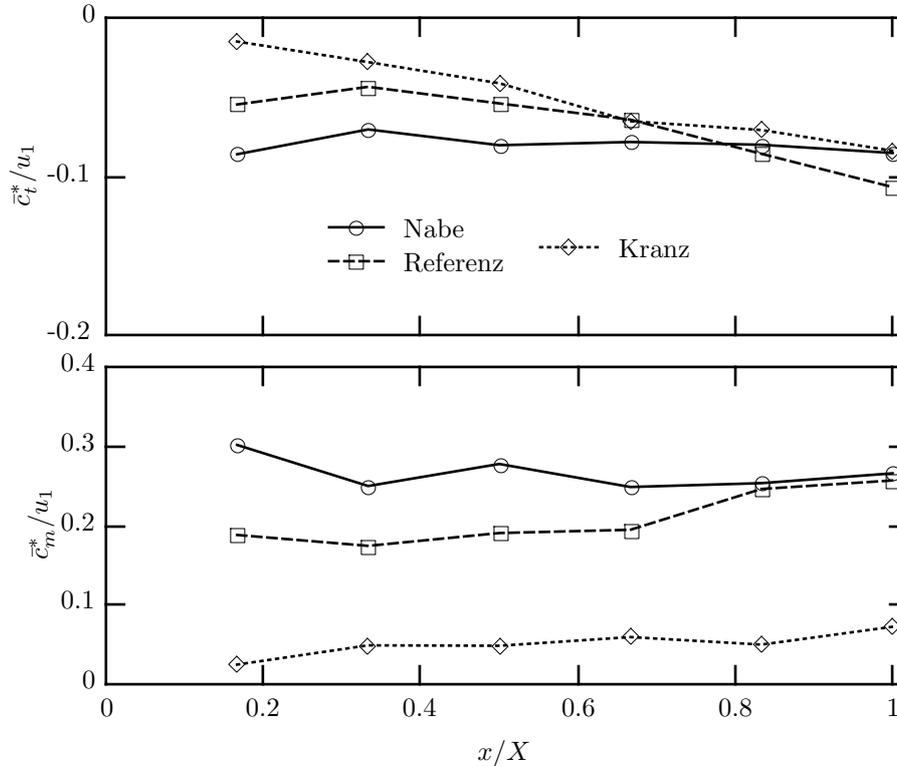


Abbildung 4.41: Transformierte Geschwindigkeitskomponenten c_t^* und c_m^* im Stützring bei $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.4$ entlang Linie 2.

zen bei den Geschwindigkeitsverläufen weil die beiden Einzelkomponenten in beiden neuen Koordinatenrichtungen Beiträge leisten. Jedoch wird das Ergebnis der Einzelkomponentenbetrachtung ohne diese Umrechnung bestätigt. Die Komponente c_m^* ist im Vergleich zu c_m höher, da hier die Richtung der Hauptströmung besser getroffen wird. Bei der tangentialen Komponente ist der Unterschied nicht so groß, da die neue Koordinatenrichtung c_t^* nur rund 10° von der ursprünglichen abweicht.

Einen Eindruck der Strömungsverhältnisse bei Nullförderung gibt [19]. In der erwähnten Arbeit wurden in der Referenzebene an den Linien 1 bis 3 die gemessenen Mittelwerte der Sekundär- und Meridiansgeschwindigkeiten mit numerischen Simulationsergebnissen verglichen. Dabei zeigt sich eine gute Übereinstimmung wenn man bedenkt, dass gerade bei Nulldurchfluss keine Hauptströmung vorhanden ist und die Fluidbewegungen im Stützring hauptsächlich durch *stall* Phänomene verursacht werden [19]. Abbildung 4.42 zeigt die Strömungsverhältnisse bei der Nullförderung in der naben- und kranzseitigen Ebene. Die Schwankungsbreiten entsprechen der Standardabweichung der Einzelmesswerte.

Man erkennt, dass in beiden Ebenen, in beiden Geschwindigkeitskomponenten die Schwankungsbreiten bei $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.4$ im Vergleich zum Nulldurchfluss größer sind. Das ist darauf zurückzuführen, dass die rotierende Strömungsablösung in der Stütz- Leitschau felpassage bei Nullförderung nicht ausgeprägt auftritt sondern hierbei eine voll abgelöste Strömung vorliegt. Die Mittelwerte der Geschwindigkeiten sind hingegen relativ ähnlich

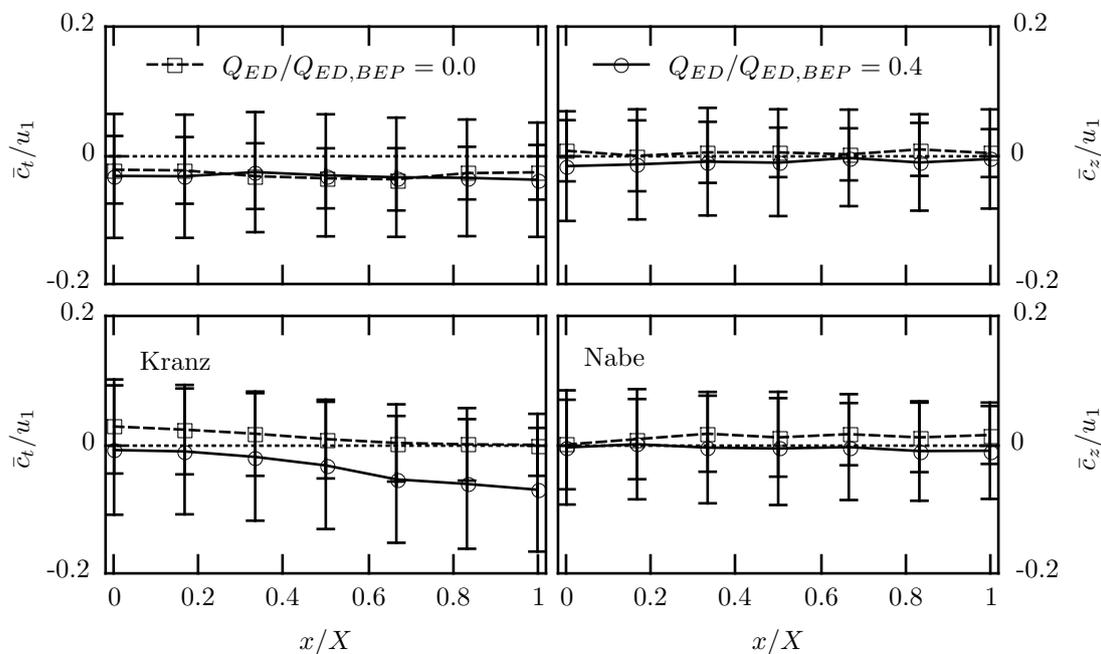


Abbildung 4.42: Geschwindigkeitskomponenten entlang Linie 2 im Stützring, Naben- und Kranznähe, $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.0$ und 0.4 .

lediglich in der kranzseitigen Ebene ergeben sich größere Unterschiede. Dabei ist die Strömung beim Betriebspunkt in Teillast eher in Richtung Saugseite der Stützschaufel gerichtet als bei Nullförderung. Die Meridiankomponente c_m ist hingegen bei Nullförderung in jeder Linie kaum vorhanden, was auch zu erwarten war, und ist in Abbildung B.3 ersichtlich.

Mit steigendem Durchfluss steigt selbstverständlich auch die Meridiankomponente an, wobei hier ein Unterschied in den einzelnen Ebenen beobachtbar ist. Ausgehend von kaum vorhandener Strömung bei Nullförderung steigt der Mittelwert der Geschwindigkeitskomponente c_m in nabenseitigen und kranzseitigen Ebene stetig an, hingegen bleibt in der Referenzebene die Strömung im Mittel nahe dem Wert Null. Bei $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.4$ ändert sich dann das Strömungsbild und \bar{c}_m steigt in der Referenzebene auf rund 20% von u_1 . Gleichzeitig sinkt die Meridiangeschwindigkeit in der kranzseitigen Ebene fast auf den Wert Null ab. Die Geschwindigkeiten in den einzelnen Linien einer Ebene sind dabei immer sehr ähnlich, wie unter B ersichtlich ist. Ebenfalls sind die Geschwindigkeiten nahe Kranz und nahe Nabe bei den Betriebspunkten $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.2$ und 0.3 annähernd gleich. In Abbildung 4.43

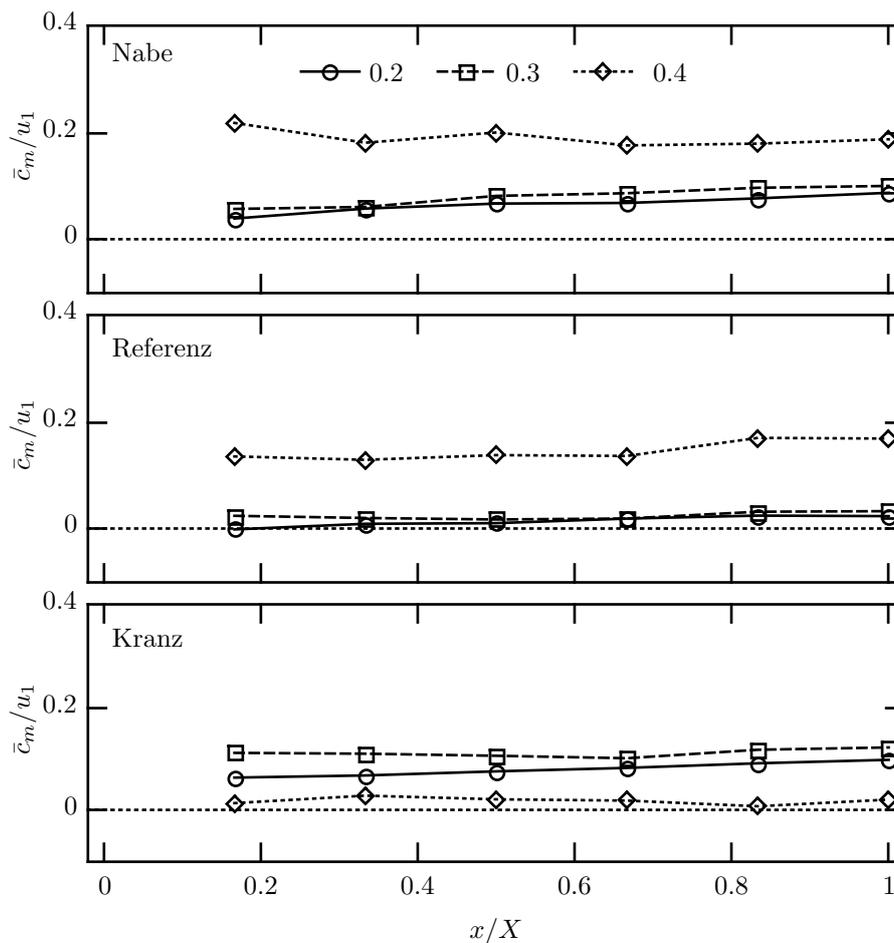


Abbildung 4.43: Verläufe von c_m für Teillastbetriebspunkte entlang Linie 2.

ist dies im direkten Vergleich nochmals dargestellt.

Zur besseren Bewertung der Teillastströmungsprofile wurden ebenfalls Untersuchungen im Optimum durchgeführt. Dabei zeigte sich eine relativ starke Beeinflussung der Leitapparatstellung auf die Strömungsprofile entlang der gemessenen Linien. Abbildung 4.44 illustriert die Meridiankomponente im Betriebspunkt mit optimalem Durchfluss jedoch bei unterschiedlicher Leitapparatstellung. Die rechte Spalte entspricht der Stellung $2/3a_{BEP}$, welche auch bei den vorigen Untersuchungen eingestellt wurde und die linke Spalte zeigt die Geschwindigkeiten bei a_{BEP} . Dabei fällt auf, dass die Strömungsprofile im Optimalpunkt bei idealer Leitschaufelstellung in den einzelnen Linien sehr gleichmäßig sind und voneinander kaum abweichen. Es herrscht eine gleichmäßige Strömung im Stützschaufelkanal. Ein anderes Bild zeigt sich, wenn die Leitschaufelstellung von a_{BEP} nach $2/3a_{BEP}$ verändert wird. Während in der kranzseitigen Ebene kein wesentlicher Unterschied zu a_{BEP} besteht, ergibt sich in der Referenzebene bereits eine merkliche Variation der Geschwindigkeiten zwischen den einzelnen Linien. Dieser Trend setzt sich auch in der nabenseitigen Ebene

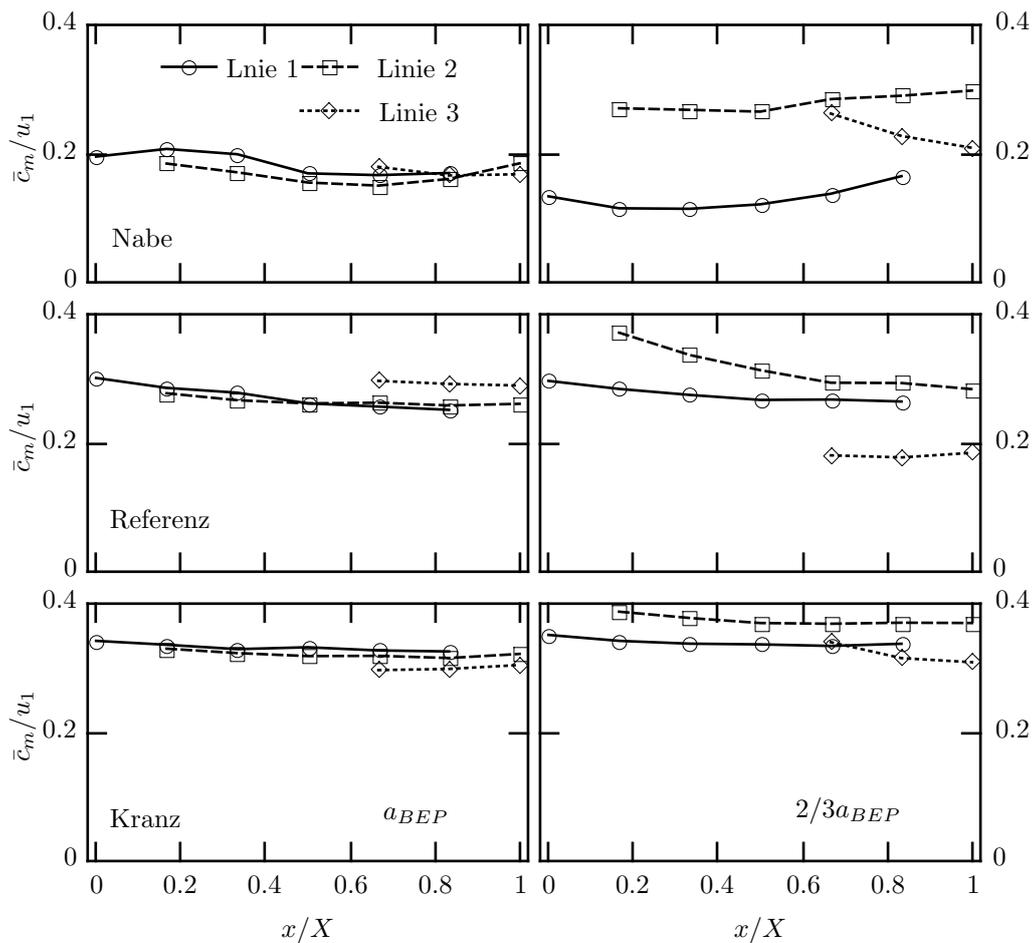


Abbildung 4.44: Verläufe von c_m für Q_{BEP} bei unterschiedlichen Leitschaufelöffnungen.

fort. Hier wächst der Unterschied zwischen den einzelnen Linien weiter an. Entlang Linie 1, nahe der Saugseite der Leitschaufel, liegt die Geschwindigkeit signifikant tiefer als nahe der Druckseite entlang Linie 3. Es zeigt sich sogar eine höhere Geschwindigkeit in der Mitte des Strömungskanals (Referenz), entlang Linie 2 im Vergleich zur optimalen Leitschaufelöffnung a_{BEP} . Diese Beobachtung ist auch in Abbildung 4.29 und B.7 zu sehen.

Der Unterschied in der Geschwindigkeitskomponente c_z ist bei den beiden Betriebspunkten mit optimalem Durchfluss nicht wesentlich ausgeprägt und liegt im Bereich von rund 2.5 % von u_1 nach oben und nach unten schwankend. Ebenfalls sehr ähnlich zeigt sich das Strömungsbild der tangentialen Geschwindigkeiten. Hier sind die Geschwindigkeiten in Richtung Saugseite der Stützschaufel gerichtet. Das ist den Abbildungen B.7 und B.8 im Anhang zu entnehmen.

4.4 Kavitationsuntersuchungen

Neben den strömungstechnischen Detailuntersuchungen wurden auch einige Kavitationsuntersuchungen durchgeführt, welche dem globalen Betriebsverhalten der Maschine zuzurechnen sind. Dabei ging es hauptsächlich um die Feststellung der Eignung des Versuchsstands, für solche Untersuchungen jedoch sollen die Ergebnisse an dieser Stelle nicht vorenthalten werden.

Die Darstellung des Verlaufes von σ erfolgt über den Wirkungsgrad. Da dieser bei Nullförderung laut Definition sich zu Null ergibt fällt dieser Betriebspunkt für eine Untersuchung weg. Die Absenkung von σ erfolgt hauptsächlich durch eine Druckabsenkung im Unterwasserkessel des geschlossenen Versuchskreislaufes, auch die Förderhöhe hat einen gewissen Einfluss, welche auch letztendlich durch die erforderliche *Reynoldszahl* mitbestimmt wird.

Im Zuge dieses Forschungsprojekts wurden zwei Betriebspunkte hinsichtlich ihres Kavitationsverhaltens in Teillast untersucht, $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.2$, und 0.4 . Normalerweise sind solche Untersuchungen in diesem Betriebsgebiet nicht üblich, da die Maschine nie lange in diesem Gebiet betrieben wird. Im Zuge dieser Versuche sind auch die Wirbelstrukturen in Abbildung 4.26 sichtbar gemacht worden.

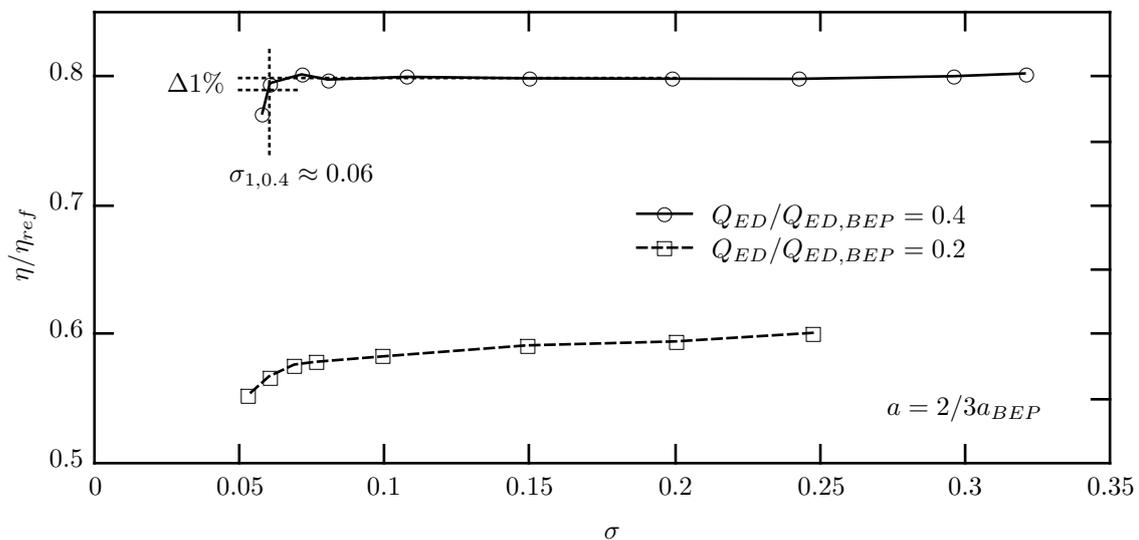


Abbildung 4.45: Verläufe von σ für Teillastbetriebspunkte.

Abbildung 4.45 zeigt die aufgenommenen Kurven in den zwei unterschiedlichen Betriebspunkten. Die Messunsicherheit wurde aus Gründen der Übersichtlichkeit nicht eingezeichnet, sie beträgt größenordnungsmäßig $\Delta\eta/\eta_{ref} = 1.4 \times 10^{-4}$ und $\Delta\sigma = 4 \times 10^{-4}$. Man erkennt im Betriebspunkt $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.4$ den klassischen Verlauf mit einer kleinen Überhöhung vor dem Wirkungsgradabfall. Es ergibt sich laut der aufgenommenen Kurve $\sigma_{1,0.4} \approx 0.06$. Bei $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.2$ zeigt sich ein eher kontinuierlicher Abfall und nicht

so ein ausgeprägter abrupter Abfall. Diese Tatsache ist bei Kreiselpumpen durchaus normal wie zum Beispiel in [33] beschrieben wird. Für die Kurve $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.2$ kann der Punkt $\sigma_{1,0.2}$ nicht eingezeichnet werden, hier müsste man σ etwa durch Gegendruck noch weiter erhöhen bis sich ein konstanter Verlauf einstellt. Diese Kurvenform deutet auf ein Vorhandensein von Kavitation bereits im gesamten dargestellten Bereich hin. Diese Verläufe zeigen auch eine gute Übereinstimmung mit numerischen Simulationen, wie in [23] nachzulesen ist. Weiters sind die charakteristischen Werte, außer σ_i , bei diesen Kennlinienformen nicht definiert [39].

Kapitel 5

Weiterer Forschungsbedarf

Zur Berücksichtigung der Messunsicherheit hat sich das Verfahren der *Taylorreihenentwicklung* 1. Ordnung mit dem Mittelwert der Messung als Entwicklungsstelle etabliert. Dieses Verfahren hat jedoch Schwächen, wenn die betrachteten Funktionen hochgradig nichtlinear sind. Eine weitere Vereinfachung besteht darin, dass entweder eine Normalverteilung zugrunde gelegt wird, oder dass Verteilungen geschätzt werden. Diese beschriebene Vorgehensweise ist momentan üblich und wurde auch in dieser Arbeit angewendet. Jedoch kann die *Monte-Carlo*-Methode bessere Ergebnisse liefern, weil die wirkliche Verteilungsform der vorliegenden Messwerte berücksichtigt wird. Eine grundlegende Erklärung dieser Methode ist zum Beispiel in [57] gegeben.

Wie schon unter 3.2.1 erwähnt, wurde im Auslauf der Modellturbine ein Kugelhahn vorgesehen, dessen Position verhältnismäßig leicht zu verändern ist. Man kann somit den Einfluss der Position dieses Absperrorgans auf Anfahrvorgänge und die „Steifheit“ des Systems untersuchen. In [35] sind diesbezüglich bereits Vorarbeiten dargestellt, diese können als Beispiele oder Ideen für weitere Untersuchungen angesehen werden.

Im Saugrohrdiffusor ergeben sich selbstverständlich weitere interessante Fragestellungen. Man kann einen Druckverlauf mittels einer Sonde entlang eines Radius bestimmen, ähnlich wie in [11] beschrieben. Dann hat man für Vergleiche mit der numerischen Simulation auch Informationen über den Druck in der Strömung zur Verfügung. Solche Verläufe können einerseits mit Lochsonden gemessen werden, es kann aber auch ein Miniaturdruckaufnehmer, der direkt in die Strömung geführt wird, verwendet werden. Dies hat den Vorteil, dass auch transiente Messungen möglich sind. Weiters ist es interessant, die Längsausdehnung des Rückströmgebietes, unterstützt mit Strömungsanzeiger, in unterschiedlichen Betriebspunkten zu bestimmen. Auch ist die Bestimmung des kritischen Durchflusses, ab wann die Rückströmung erstmals auftritt, für einen Quervergleich mit vorhandener Literatur wie zum Beispiel [11, 70] interessant. Außerdem ist ein eventueller Einfluss der Art der Einbringung

und der Menge des Spaltwassers beim Kranzspalt auf die Teillastrezirkulation und Vorrotation zu untersuchen. Dies kann durch veränderte Spaltweiten und spezielle Spaltformen geschehen. Wie in [58] angeführt, hat die *Reynoldszahl* bei einem generischen Versuch mit rotierenden Rohren einen Einfluss auf den Beginn der Rezirkulation und Vorrotation gezeigt. Dieser Einfluss könnte auch bei einer homologen Modellmaschine untersucht werden. Eine andere Möglichkeit besteht darin, die Geschwindigkeitsverteilung im Diffusor, also die Laufradzuströmung an mehreren Radien zu messen, um Aussagen über die Krümmung des Saugrohres auf die Gleichmäßigkeit der Anströmung zu treffen.

Wie in den vorigen Kapiteln bereits erwähnt, wurde eine Instrumentierung von Stütz- und Leitschaufeln mit speziellen Miniaturdruckaufnehmern leider zerstört, bevor noch Messergebnisse gewonnen werden konnten. Wenn man diese Instrumentierung erneuert, ergeben sich zusätzlich zu den Geschwindigkeitsmessungen im Stützschaufelkanal Informationen über Druckverteilungen entlang der Schaufel- oder Kanalhöhe. Vorarbeiten diesbezüglich wurden in Form von Angebotseinholungen weiterer Anbieter bereits begonnen. Wenn die Instrumentierungen von Stützring und Leitschaufeln wie vorgesehen eingesetzt werden hätte können, wären präzisere Aussagen zu rotierenden Ablösungen und Hystereseerscheinungen von Ablöseverschiebungen im Stützring möglich gewesen.

Sämtliche Geschwindigkeitsmessungen wurden mit einem alten LDA Messsystem durchgeführt. Während der Fertigstellung dieser Arbeit wurde am Institut ein neues, modernes 2D LDA angeschafft, welches höhere Datenraten vorzuweisen hat. Durch eine Technologieänderung der Laserlichtquelle und der gesamten Laserstrahlführung, kann man die Untersuchungen in der Art fortführen, indem man die Grenzen bestimmt, wie weit im Inneren noch akzeptable Datenraten erreicht werden können. Beispielsweise kann man so eventuell bei größeren Leitschaufelöffnungen bis in den schaufellosen Raum zwischen Laufrad und Leitschaufeln vordringen. Generell wurden die Untersuchungen in dieser Arbeit vorrangig bei konstanter Leitschaufelöffnung durchgeführt. Durch eine Variation der Öffnung ergeben sich demnach auch noch weitere Möglichkeiten unterschiedliche Betriebspunkte zu charakterisieren.

Weiters ist die Momentenmessung an den Leitschaufeln ein Themengebiet, welches viele Untersuchungsmöglichkeiten bietet. Dazu müssten zwar Leitschaufeln neu gefertigt und auch mit Dehnungsmessstreifen instrumentiert werden. Pläne dazu sind aber bereits vorhanden. Auch wurden in [23] dazu schon grundlegende Vorarbeiten für einen Vergleich mit numerischer Simulation geleistet.

In dieser Arbeit wurden vorrangig Betriebspunkte in tiefer Teillast im Pumpbetrieb untersucht. Wenn man von der tiefen Teillast absieht, bieten sich selbstverständlich auch im Optimum oder in Vollast Betriebspunkte an, die man näher betrachten könnte. Bedenkt man dann auch noch, dass man sich immer noch in einem Quadranten des Kennfelds be-

findet, ergeben sich durch das Vorhandensein von drei weiteren Quadranten noch weitere Möglichkeiten für Untersuchungen, wobei der Quadrant I, also der Turbinenbetrieb, sicher als der interessanteste erscheint.

Kapitel 6

Zusammenfassung

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit den Strömungsverhältnissen einer reversiblen *Francis*-Pumpturbine beim Betrieb als Pumpe in tiefer Teillast. Dabei werden speziell die Zuströmung im Saugrohrdiffusor und in einem Stützschaufelkanal näher betrachtet. Ebenfalls wurden Messungen der Druckpulsationen im Saugrohrdiffusor durchgeführt und die globalen Betriebsdaten der Maschine in Betriebspunkten in tiefer Teillast und bei Nullförderung untersucht.

Wie die Literaturrecherche in Kapitel 1 zeigt, gibt es einige Arbeiten, die sich mit normalen Pumpen im Teillastbetrieb beschäftigen. Weiters gibt es einige wenige Arbeiten, in denen homologe Modelle reversibler Pumpturbinen untersucht wurden. Strömungsphänomene wie Vorrotation, Rezirkulation, *rotating stall* und Ablöseverschiebungen mit Hystereseeffekten sind mittlerweile aus der Literatur bekannt. Instabilitäten durch nicht monoton fallende Pumpenkennlinien sind ebenfalls Teil von Untersuchungen. Die Strömungsverhältnisse bei tiefer Teillast ($< 0.5 Q_{BEP}$) bis hin zur Nullförderung sind noch nicht sehr genau charakterisiert. Da beim Hochfahren von Pumpturbinen oder Pumpen diese Zustände jedoch auftreten können, ist es wichtig, auch darüber Bescheid zu wissen, um in weiterer Folge die Belastungen auf die Maschine abschätzen zu können.

Für die Untersuchungen wurde ein in Kapitel 3 beschriebener Versuchsstand konstruiert und aufgebaut, der es ermöglicht, diese Betriebspunkte genauer zu untersuchen. Dabei wurden optische Zugänge im Saugrohrdiffusor und der Spirale geschaffen, um LDA Messungen durchzuführen. Ebenfalls wurde in der oberwasserseitigen Druckleitung beim Spiralenaustritt ein Absperrorgan vorgesehen, um die Nullförderung möglichst real nachzubilden.

In Kapitel 4 sind die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen dargestellt. Es wurden insgesamt drei Betriebspunkte in tiefer Teillast und die Nullförderung bei $a = 2/3a_{BEP}$ geöffnetem Leitapparat genauer untersucht. Die Pumpenkennlinie weist nur eine leichte Instabilität zwischen $Q/Q_{BEP} = 0.3$ und 0.4 und einen Sattelpunkt bei $Q/Q_{BEP} > 0.4$ auf.

Bei den weiterführenden Untersuchungen zeigte sich, dass sich die Strömung im Saugrohrdiffusor bei Nullförderung nicht signifikant von jener bei $Q/Q_{BEP} = 0.2$ unterscheidet. Es bildet sich ein großes Rückströmgebiet mit Vorrotation aus. Die Vorrotationsgeschwindigkeit erreicht bei Nullförderung in Wandnähe über 50 % der Umfangsgeschwindigkeit am Laufradeintritt. Diese Vorrotation und auch die Rückströmzone verringern sich bei einer Vergrößerung des Durchflusses, sind jedoch bei $Q/Q_{BEP} = 0.4$ immer noch stark ausgeprägt. Die Geschwindigkeit der Rückströmung liegt hier immer noch bei rund 10 % von u_1 . Diese auftretenden Strömungsphänomene im Saugrohrdiffusor sind, wie auch in anderen Arbeiten bereits gezeigt, unabhängig von der Leitschaufelstellung der betrachteten Maschine. Druckpulsationsmessungen zeigten einen signifikanten Anstieg der Amplituden niederfrequenter Anteile im Bereich bis zur Laufraddrehfrequenz. Die Intensitäten und Amplituden dieser Pulsationen sind bei $Q/Q_{BEP} = 0.1$ und der Nullförderung am stärksten ausgeprägt. Ein signifikanter Anstieg zeigt sich jedoch schon bei $Q/Q_{BEP} = 0.4$.

Die Strömungsgeschwindigkeitsmessungen in einem Stützschaufelkanal konnten eine Ablösungsverschiebung identifizieren. Dies wurde durch numerische Simulationen in [23] ebenfalls beobachtet. Bei dieser Verschiebung trat auch eine Hystereseseerscheinung auf. Es wurden die Sekundärströmungen und auch eine Meridiankomponente der Geschwindigkeit bestimmt. Die sekundären Geschwindigkeiten unterscheiden sich bei der Nullförderung wiederum kaum von jenen bei tiefer Teillast. Ergänzend wurde auch das Optimum im Pumpbetrieb untersucht, wobei sich herausstellte, dass in diesem Betriebspunkt die Leitschaufelstellung einen entscheidenden Einfluss auf die Gleichmäßigkeit der Strömung im Stützschaufelkanal hat.

Abschließend kann man bemerken, dass die Strömung in tiefer Teillast und auch bei Nullförderung von sehr vielen Ablösungen und Wirbelstrukturen gekennzeichnet wird. Werden Maschinen so betrieben, dass sie relativ oft solch einen ungünstigen Betriebspunkt durchfahren, sollten die dabei auftretenden Strömungszustände in den einzelnen Komponenten unbedingt berücksichtigt werden. Dadurch können sich nämlich besondere mechanische Beanspruchungen ergeben, welche sich negativ auf die Dauerfestigkeit auswirken.

Anhang A

Diagramme Eintrittsdiffusor

Ergänzend zu den Geschwindigkeitsverläufen unter 4.2.1 sind hier alle weiteren gemessenen Verläufe im Saugrohrdiffusor der untersuchten Betriebspunkte dargestellt. Weiters sind die nicht im Inhalt dargestellten Strömungswinkel- und Drallzahlenverläufe sowie Leistungsspektren der transienten Wanddruckmessung angeführt. Sofern nicht anders vermerkt, wurde bei den Untersuchungen die Leitschaufelstellung konstant mit $a = 2/3a_{BEP}$ eingestellt.

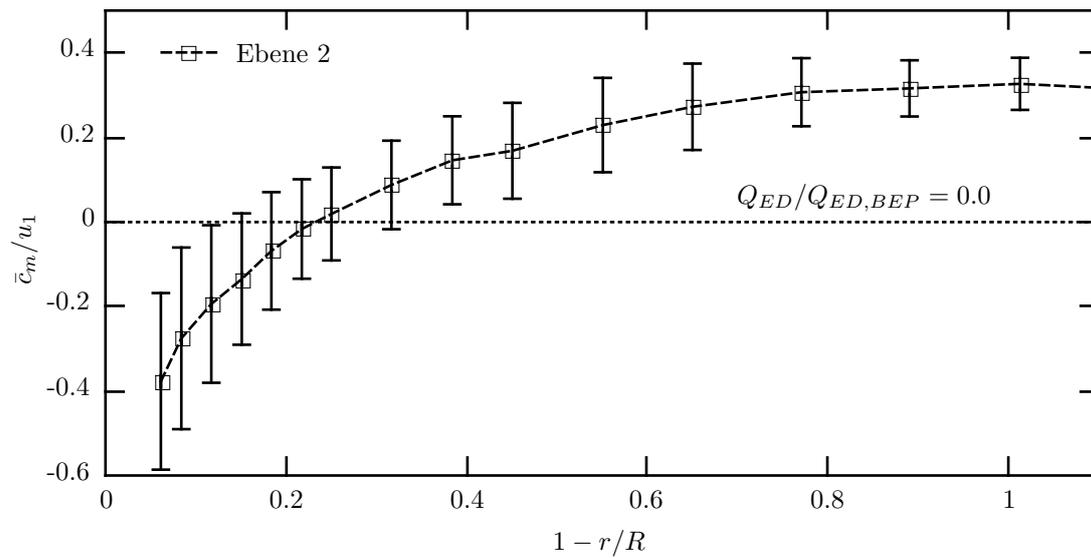


Abbildung A.1: Geschwindigkeitsverlauf \bar{c}_m in Ebene 2 bei $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.0$.

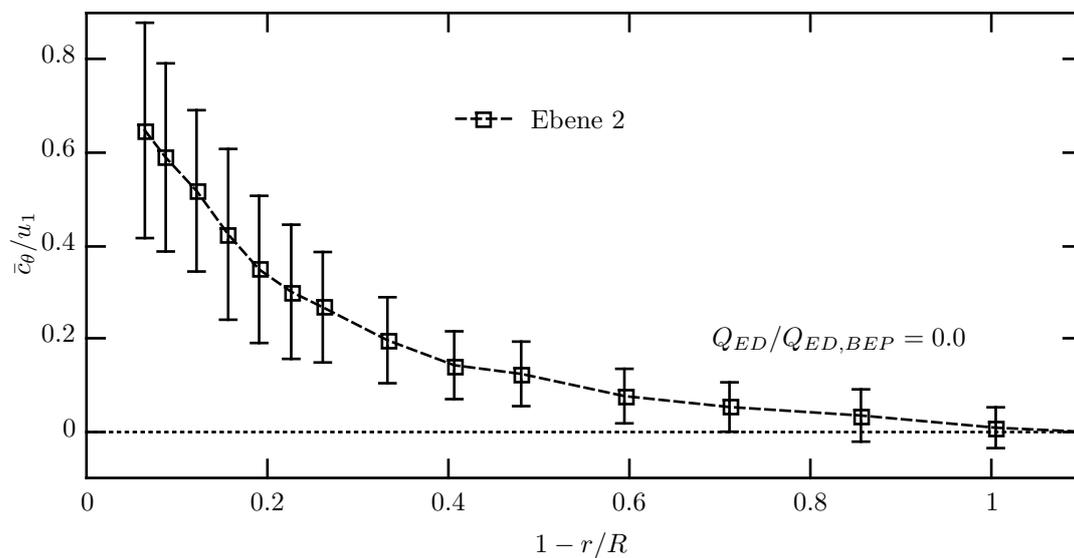


Abbildung A.2: Geschwindigkeitsverlauf \bar{c}_θ in Ebene 2 bei $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.0$.

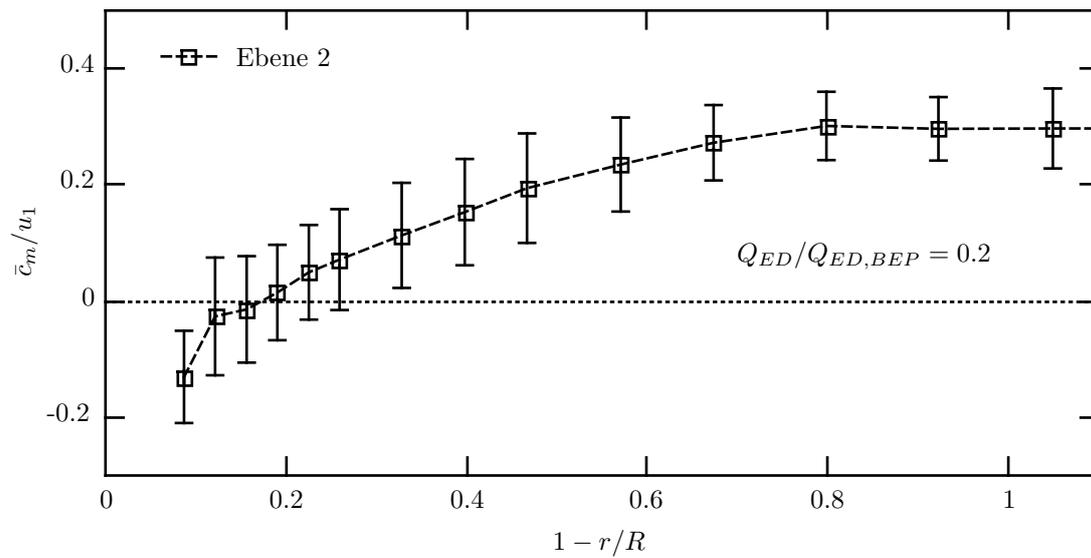


Abbildung A.3: Geschwindigkeitsverlauf \bar{c}_m in Ebene 2 bei $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.2$.

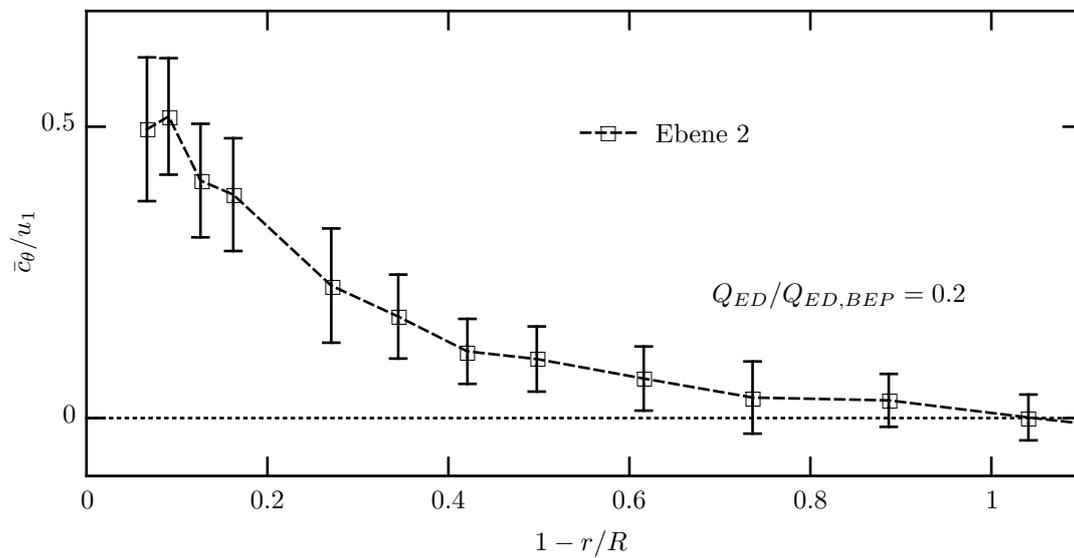


Abbildung A.4: Geschwindigkeitsverlauf \bar{c}_θ in Ebene 2 bei $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.2$.

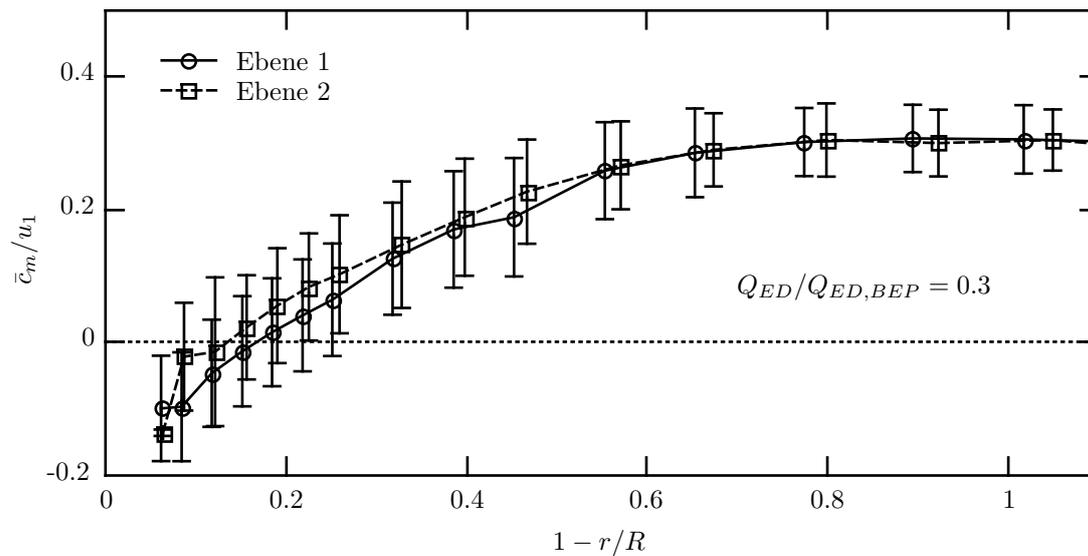


Abbildung A.5: Geschwindigkeitsverläufe \bar{c}_m bei $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.3$.

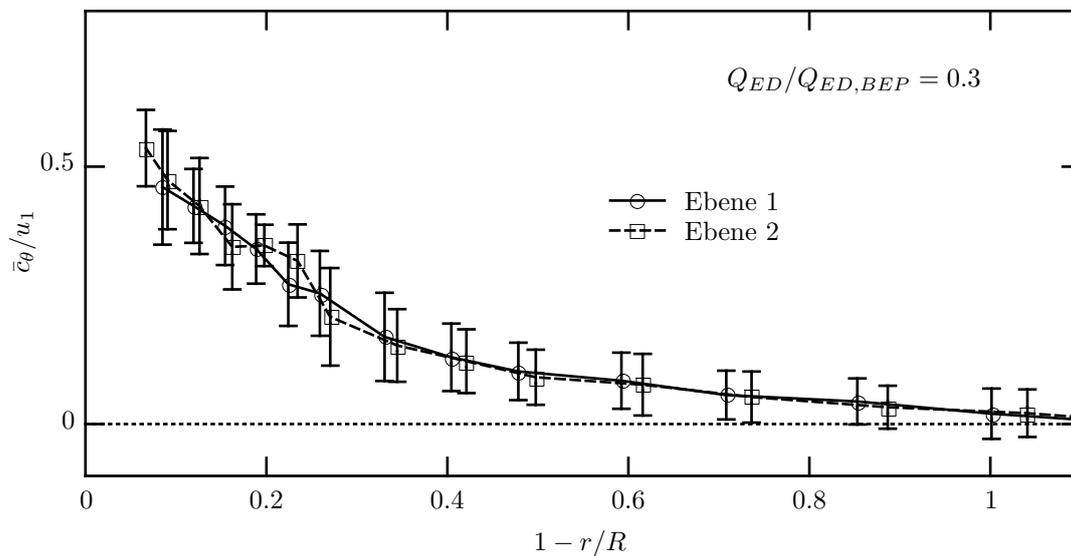


Abbildung A.6: Geschwindigkeitsverläufe \bar{c}_θ bei $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.3$.

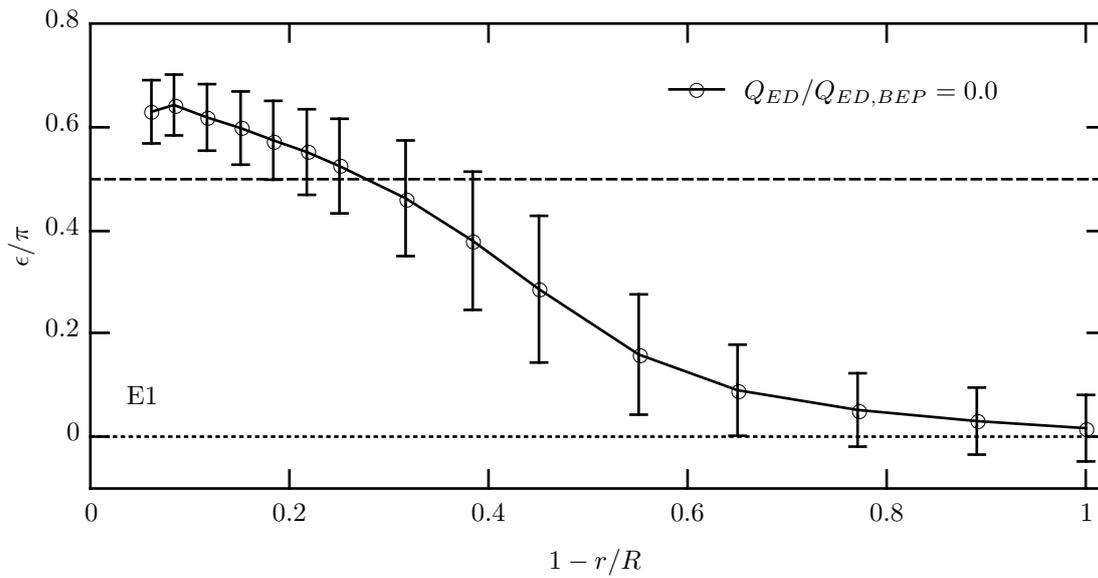


Abbildung A.7: Strömungswinkelverlauf ϵ in Ebene 1 bei $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.0$.

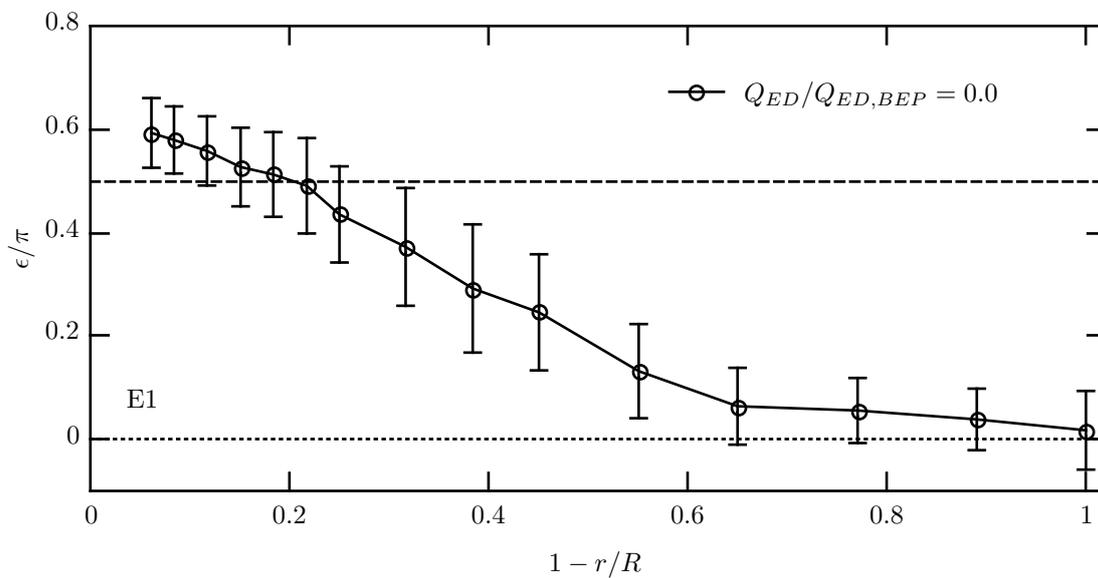


Abbildung A.8: Strömungswinkelverlauf ϵ in Ebene 1 bei $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.2$.

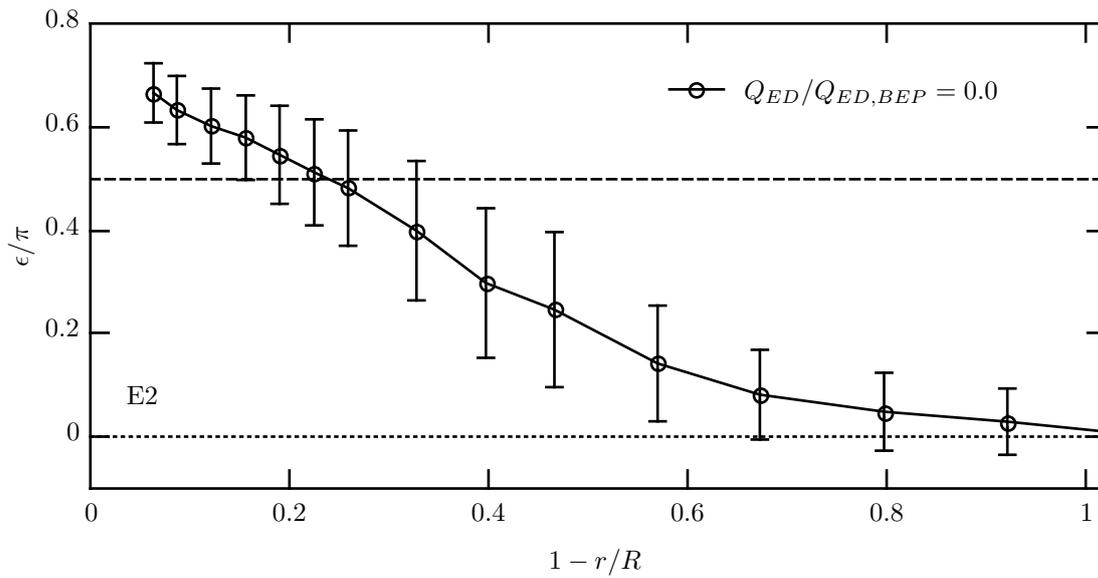


Abbildung A.9: Strömungswinkelverlauf ϵ in Ebene 2 bei $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.0$.

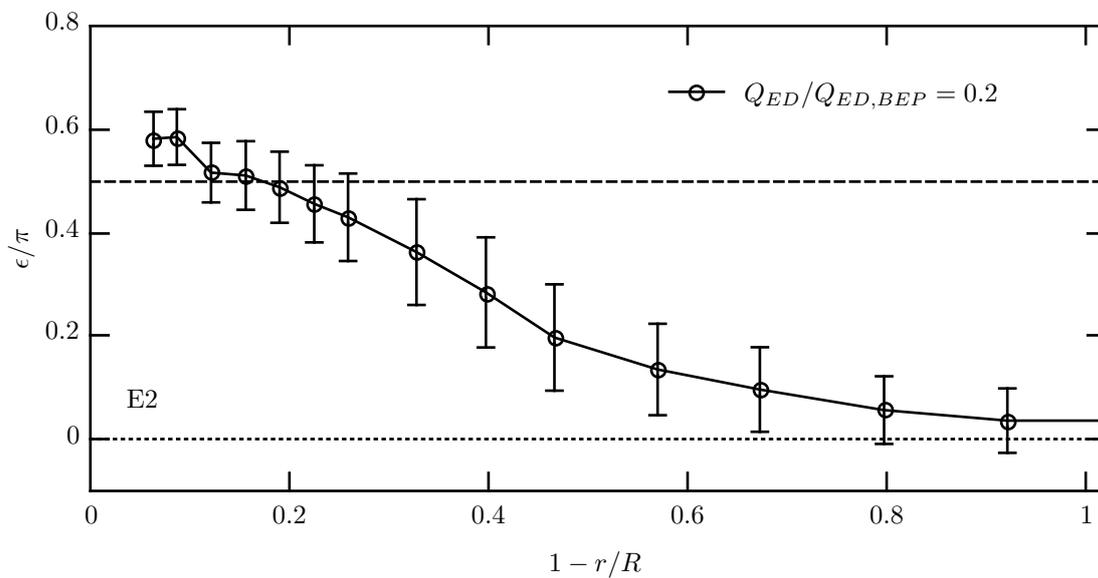


Abbildung A.10: Strömungswinkelverlauf ϵ in Ebene 2 bei $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.2$.

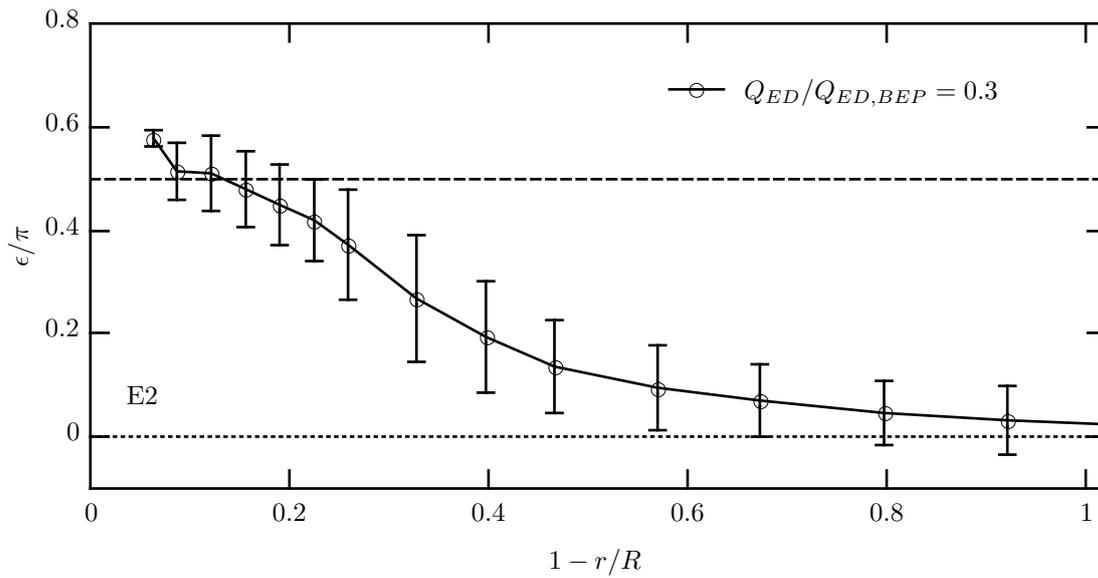


Abbildung A.11: Strömungswinkelverlauf ϵ in Ebene 2 bei $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.3$.

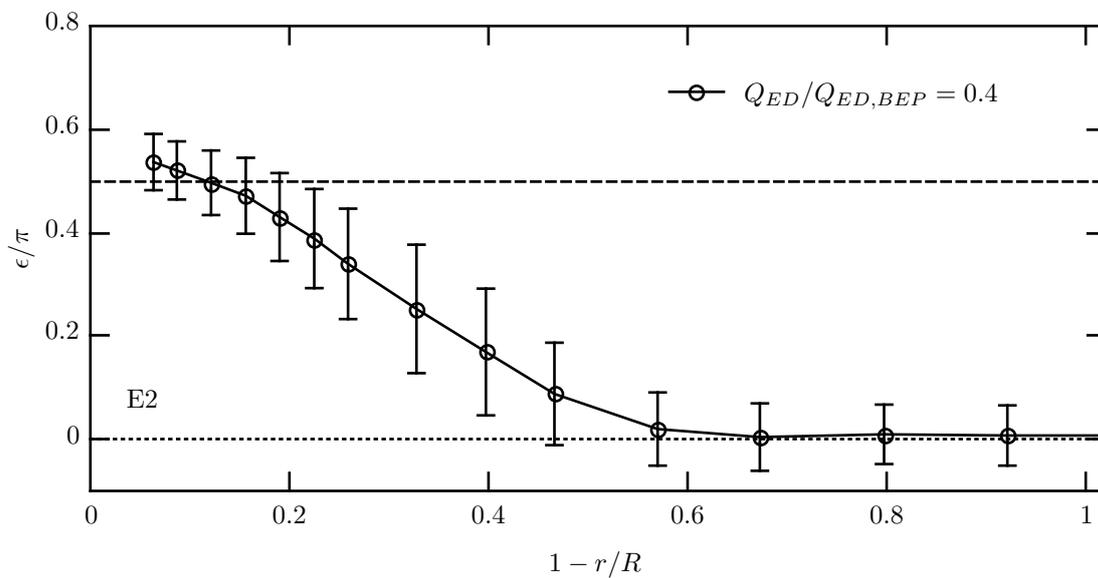


Abbildung A.12: Strömungswinkelverlauf ϵ in Ebene 2 bei $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.4$.

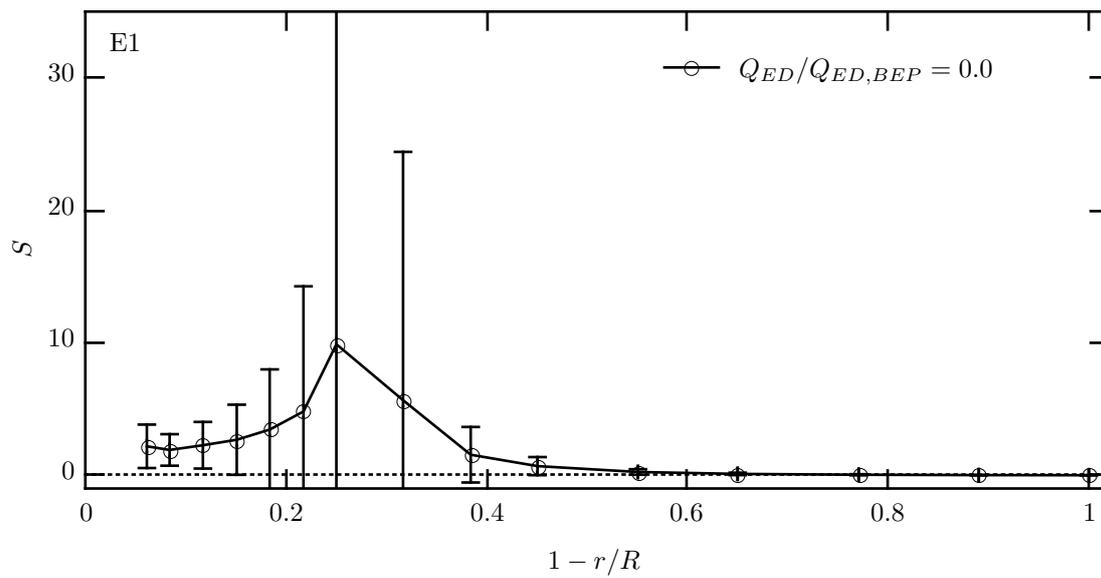


Abbildung A.13: Lokaler Drallzahlverlauf S in Ebene 1 bei $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.0$.

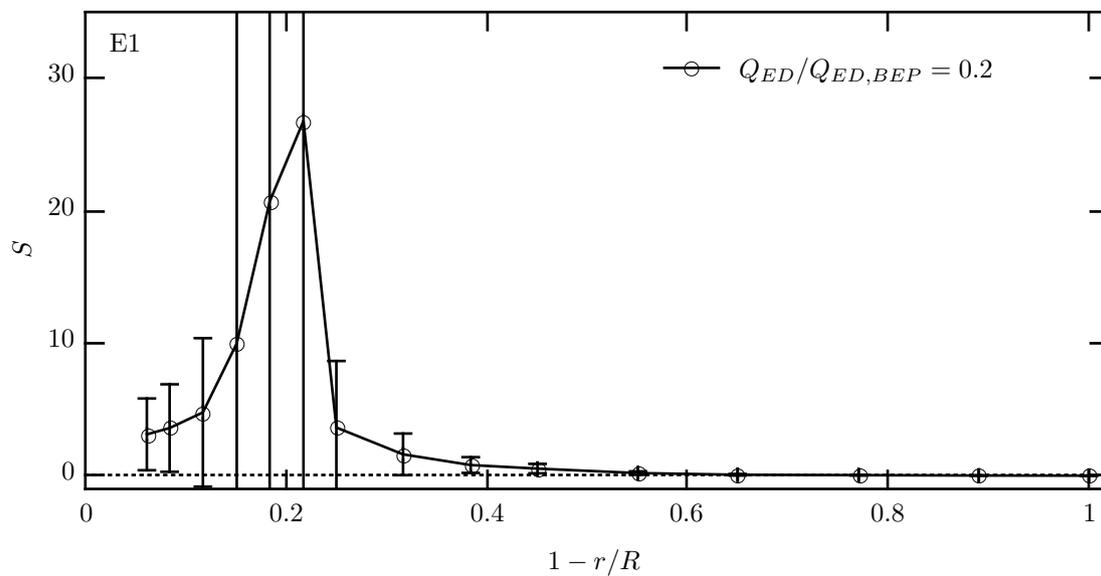


Abbildung A.14: Lokaler Drallzahlverlauf S in Ebene 1 bei $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.2$.

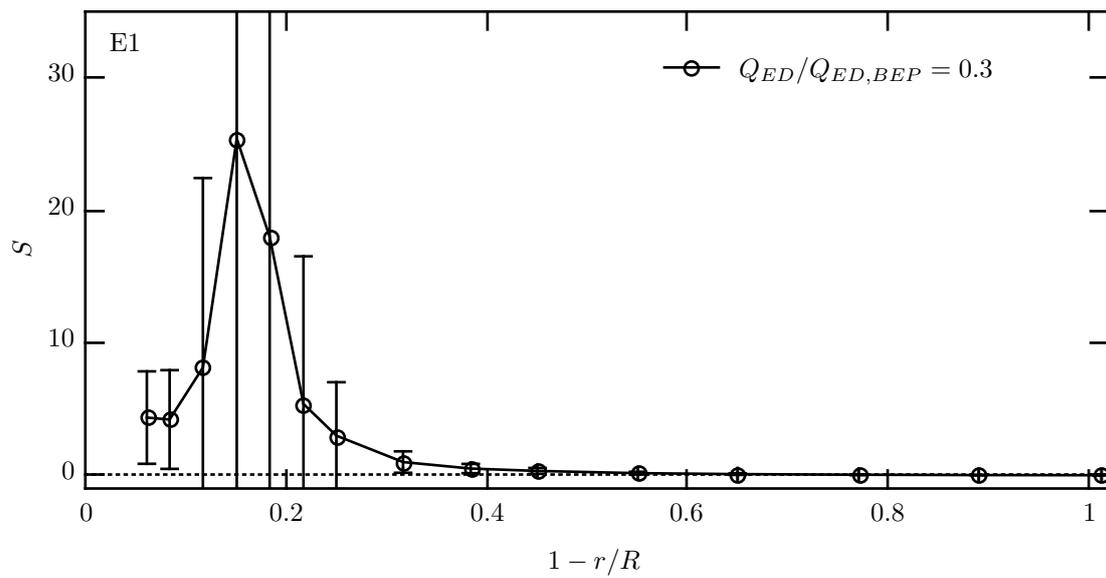


Abbildung A.15: Lokaler Drallzahlverlauf S in Ebene 1 bei $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.3$.

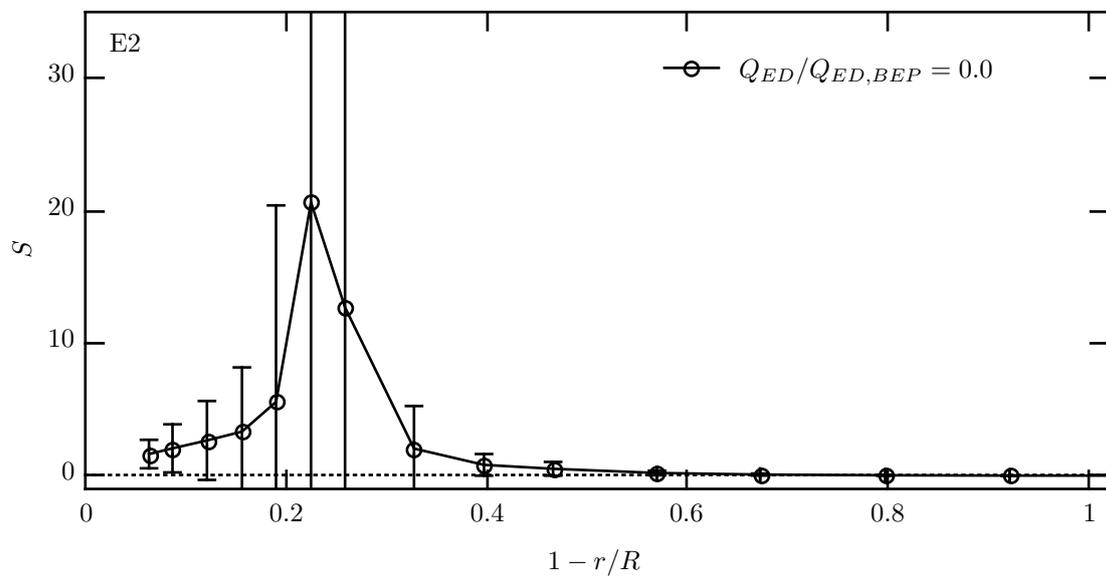


Abbildung A.16: Lokaler Drallzahlverlauf S in Ebene 2 bei $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.0$.

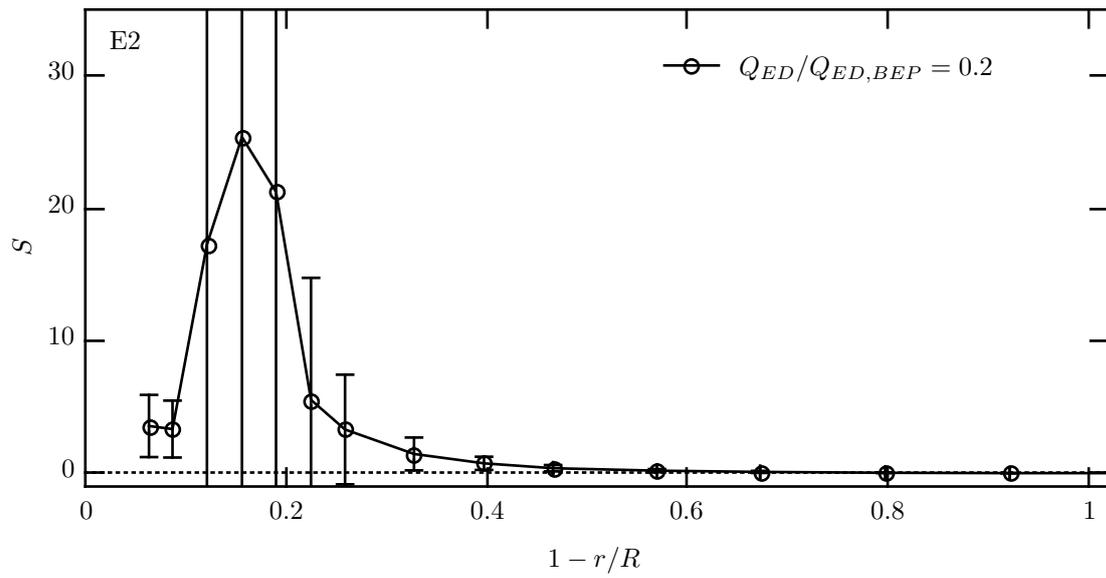


Abbildung A.17: Lokaler Drallzahlverlauf S in Ebene 2 bei $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.2$.

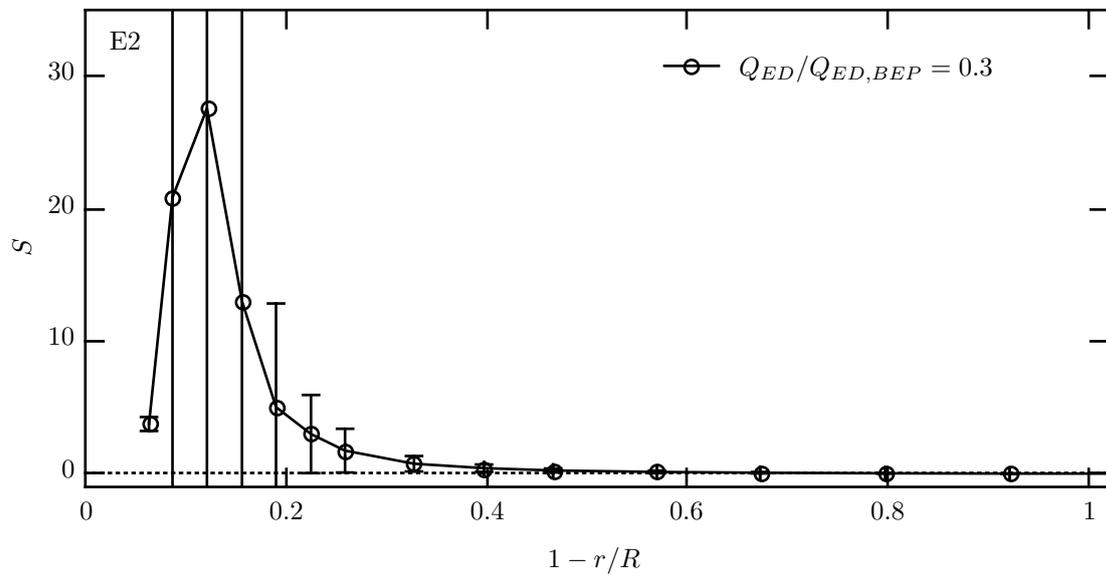


Abbildung A.18: Lokaler Drallzahlverlauf S in Ebene 2 bei $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.3$.

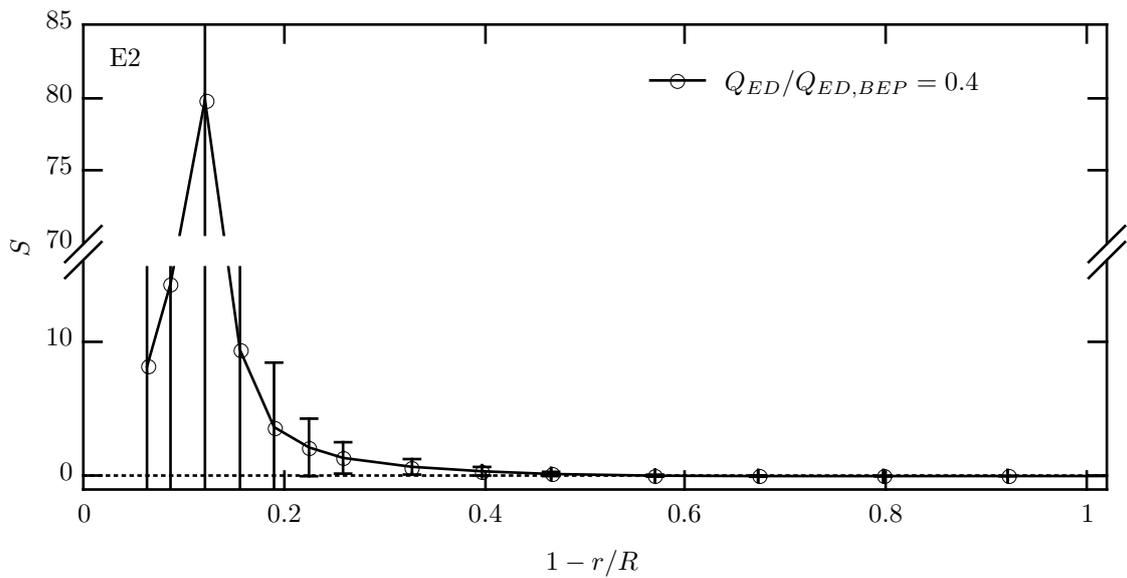


Abbildung A.19: Lokaler Drallzahlverlauf S in Ebene 2 bei $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.4$.

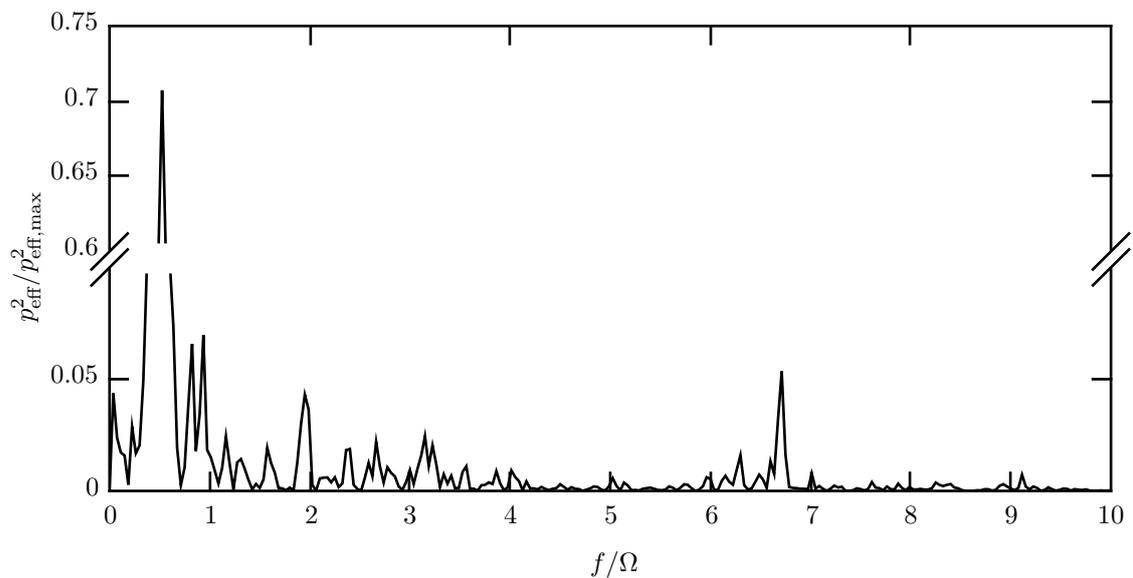


Abbildung A.20: Leistungsspektrum der Druckpulsationen bei $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.0$.

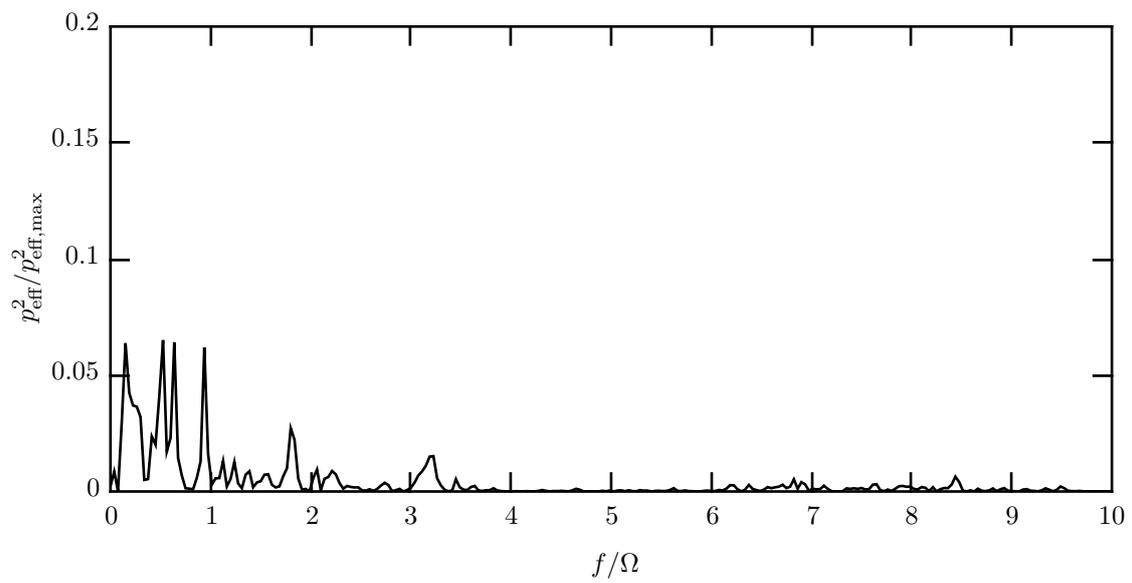


Abbildung A.21: Leistungsspektrum der Druckpulsationen bei $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.3$.

Anhang B

Diagramme Traversenring

Ergänzend zu den Geschwindigkeitsverläufen unter 4.3 sind hier alle gemessenen Verläufe im Stützschaufelkanal der untersuchten Betriebspunkte dargestellt. Sofern nicht anders vermerkt, wurde bei den Untersuchungen die Leitschaufelstellung konstant mit $a = 2/3a_{BEP}$ eingestellt.

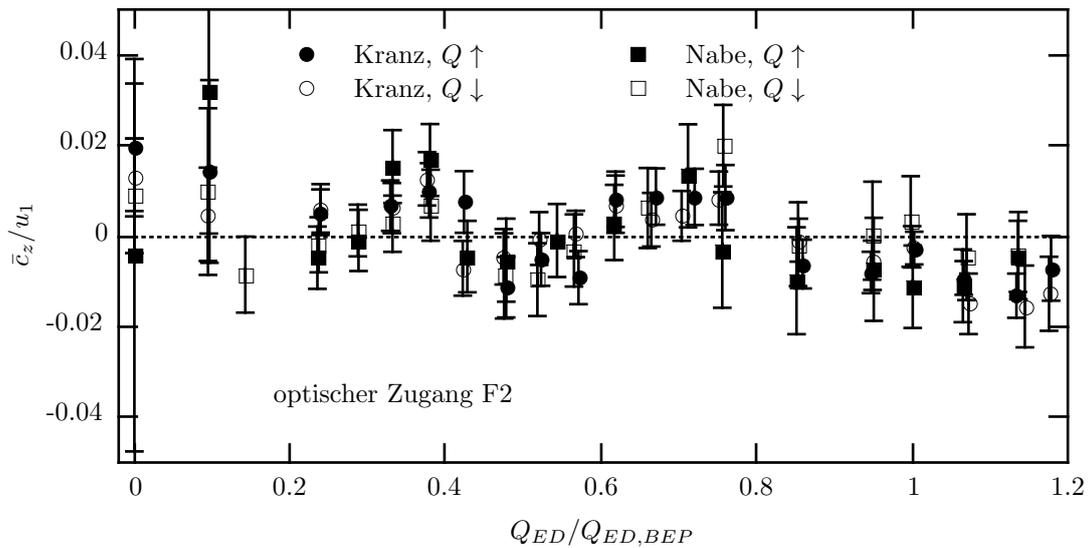


Abbildung B.1: Geschwindigkeitskomponente c_z , Ebenen Kranz und Nabe, optischer Zugang F2, Linie 2, $x/X = 2/3$.

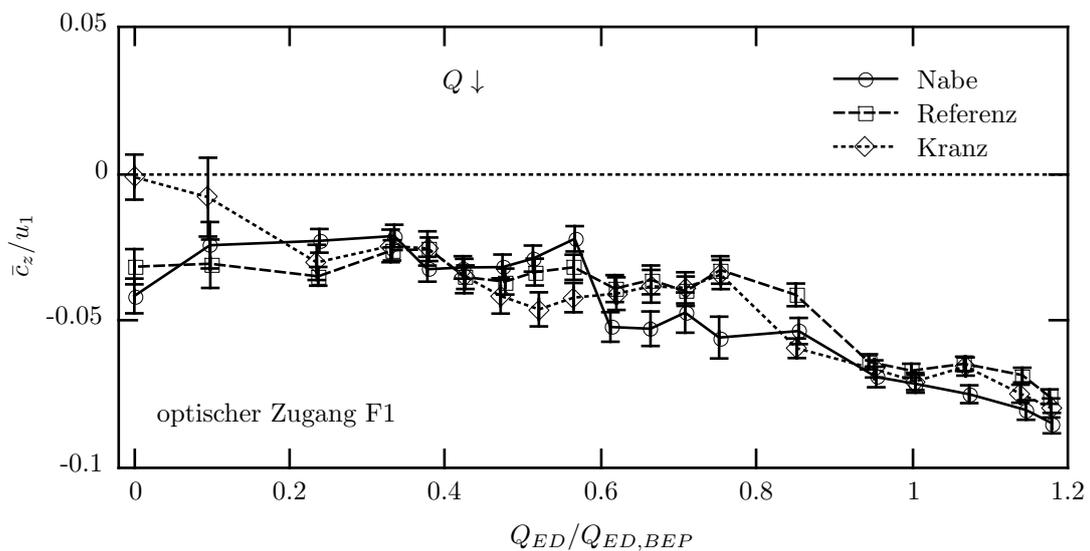


Abbildung B.2: Geschwindigkeitskomponente c_t , Ebenen Kranz, Referenz und Nabe, optischer Zugang F2, Linie 2, $x/X = 2/3$, Q fallend.

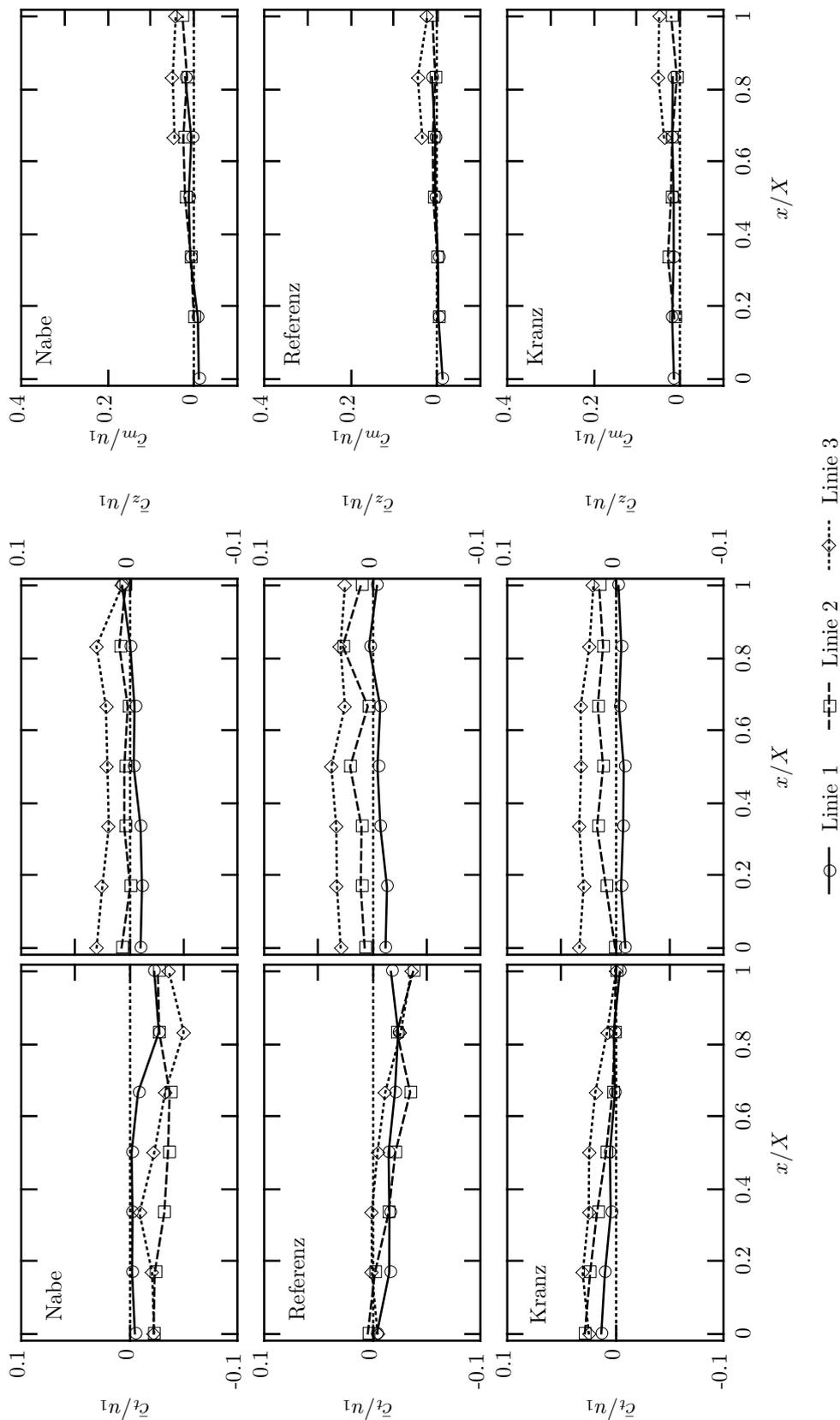


Abbildung B.3: Geschwindigkeitsprofile im Stützring bei $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.0$.

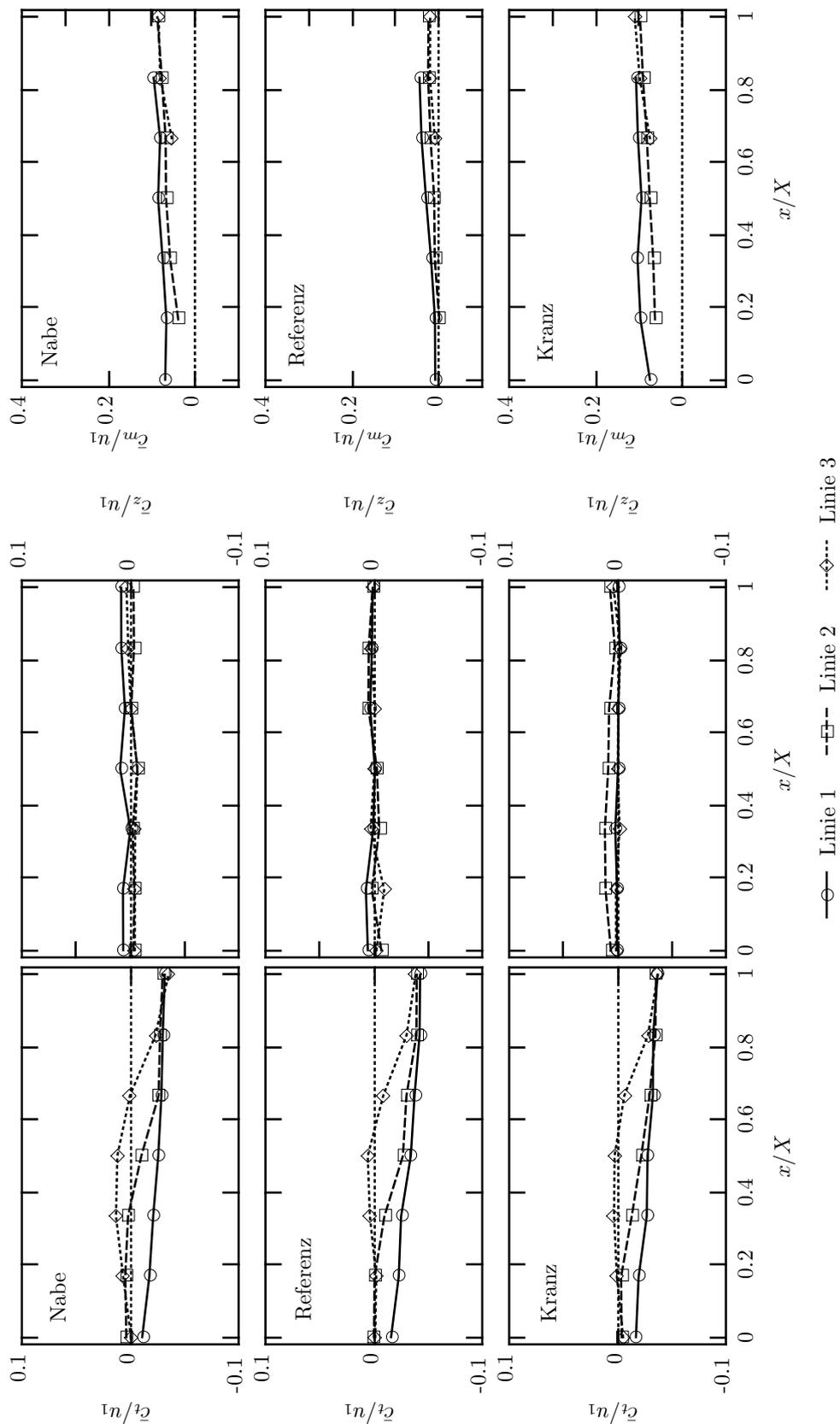


Abbildung B.4: Geschwindigkeitsprofile im Stützring bei $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.2$.

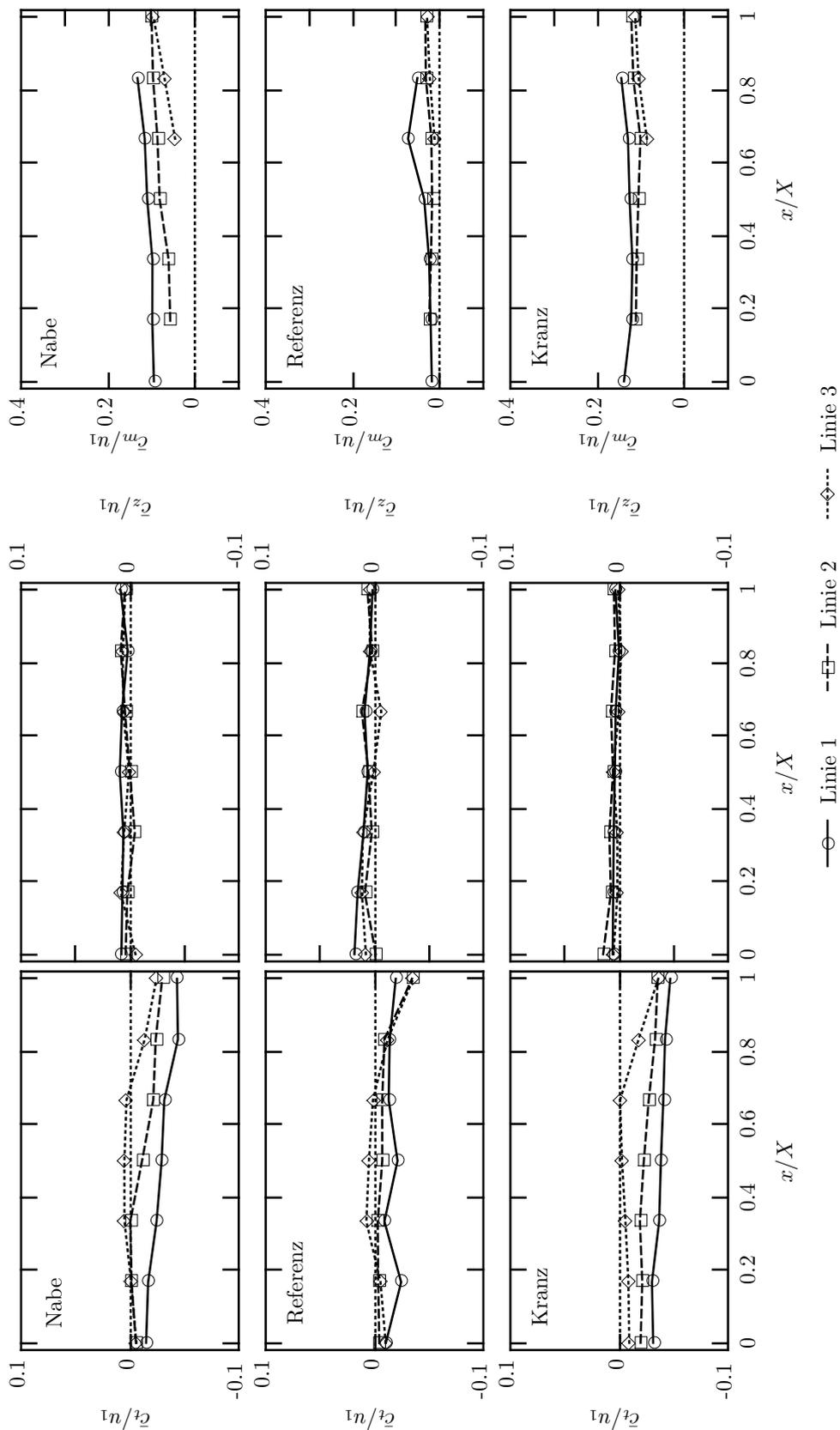


Abbildung B.5: Geschwindigkeitsprofile im Stützring bei $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.3$.

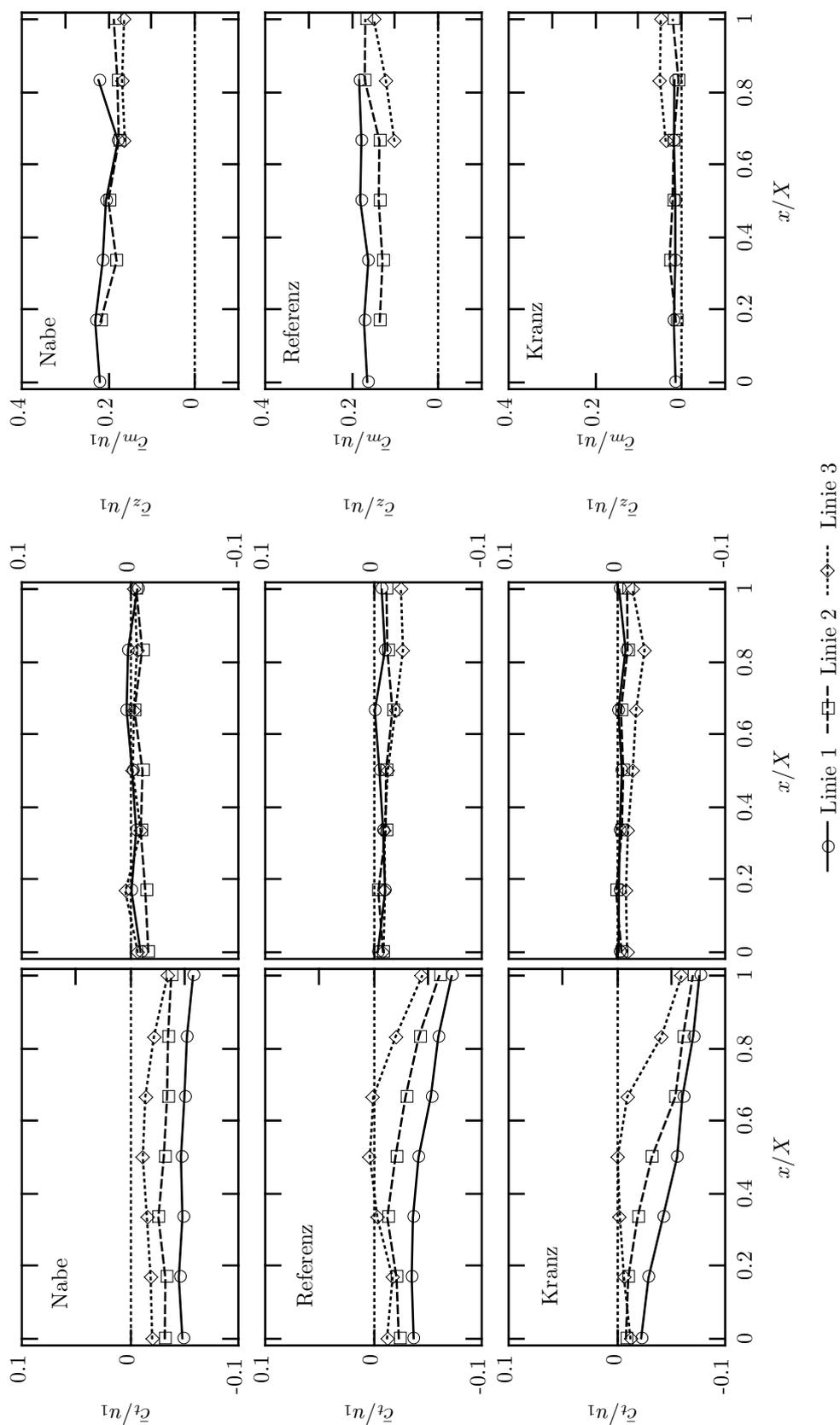


Abbildung B.6: Geschwindigkeitsprofile im Stützring bei $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 0.4$.

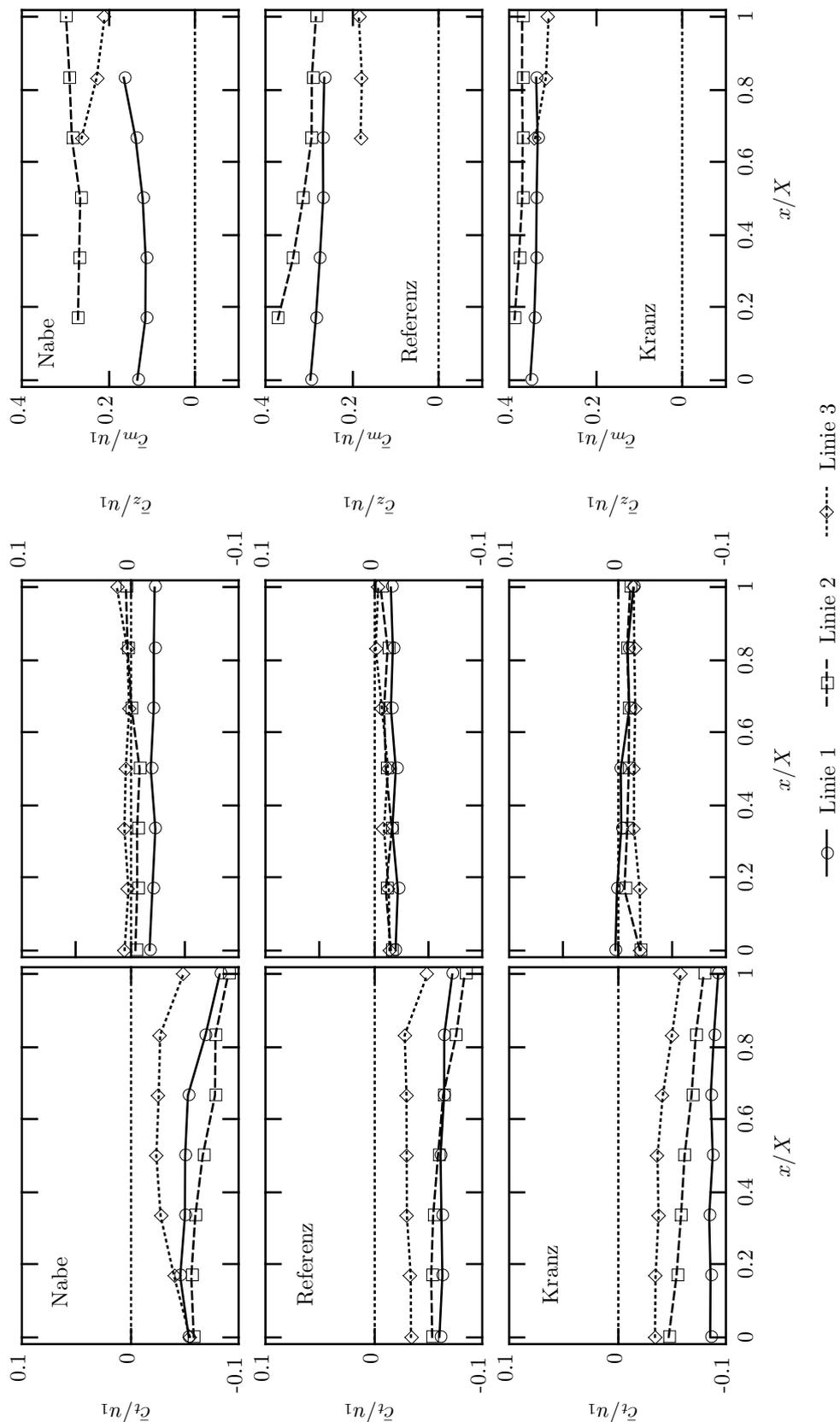


Abbildung B.7: Geschwindigkeitsprofile im Stützring bei $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 1.0$, $a/a_{BEP} = 2/3$.

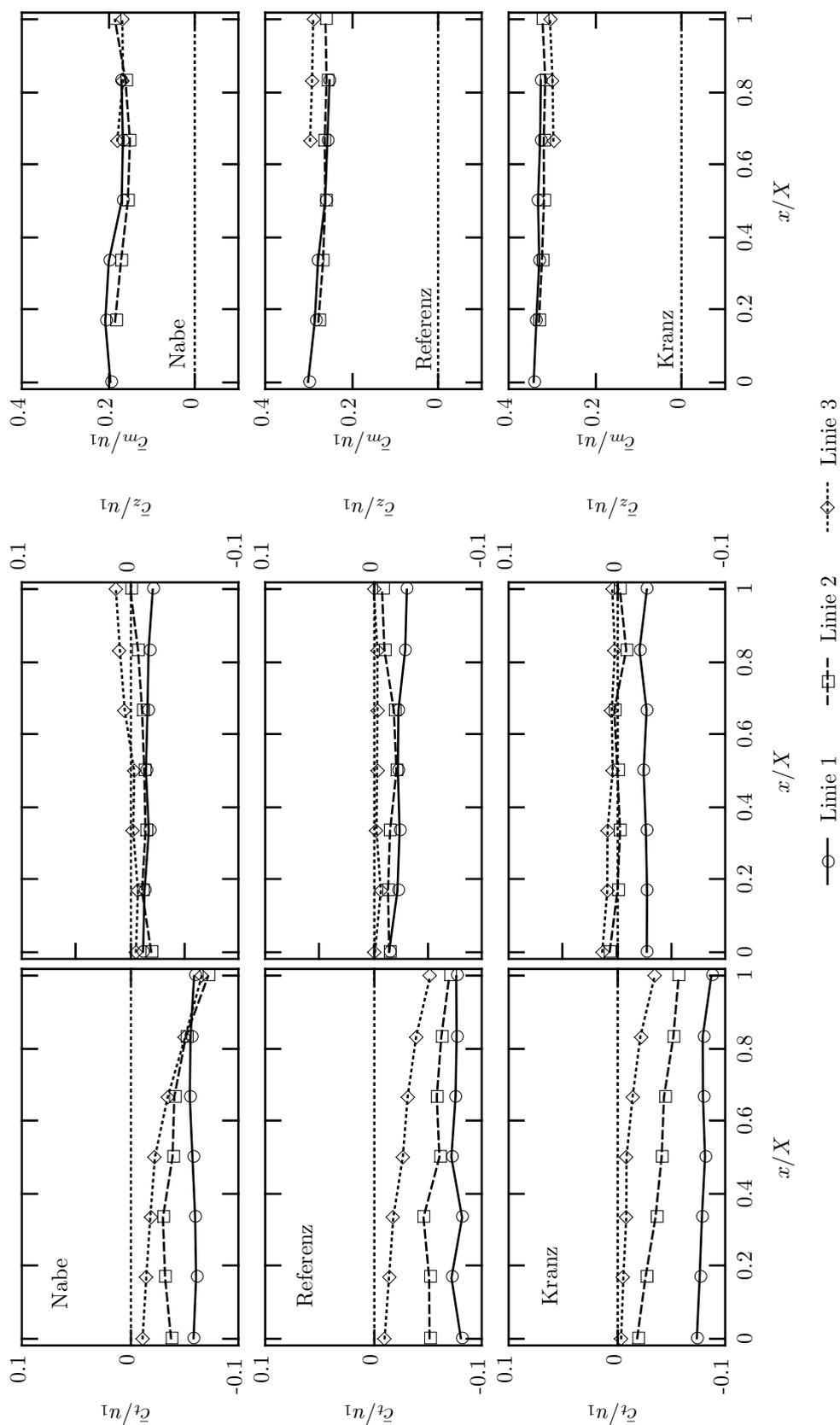


Abbildung B.8: Geschwindigkeitsprofile im Stützring bei $Q_{ED}/Q_{ED,BEP} = 1.0$, $a/a_{BEP} = 1$.

Literaturverzeichnis

- [1] F. Adunka. *Messunsicherheiten - Theorie und Praxis*. Vulkan-Verlag GmbH, Essen, 3. Auflage, 2007.
- [2] Aerometrics Inc. *Real-Time Signal Analyzer*. Kalifornien, USA, 1.1 Auflage, 1998. Bedienungsanleitung.
- [3] P. Amler. New opportunities for pumped storage. In *Proc. Hydro 2009, Lyon, France*, 23.01, 2009.
- [4] D. Anciger, A. Jung und T. Aschenbrenner. Prediction of rotating stall and cavitation inception in pump turbines. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 12:012013, 2010.
- [5] S. Antheaume, R. Guillaume, J.-B. Houdeline und N. Guillaud. Rotor-stator interaction - part 1: Innovative cfd approach for hydraulic design optimization. In *Proc. Hydro 2013, Innsbruck, Austria*, 4a.01, 2013.
- [6] F. Avellan. Introduction to cavitation in hydraulic machinery. In *Proc. of the 6th International Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics, Timisoara, Rumänien*, 11–22, 2004.
- [7] J.M. Beér und N.A. Chigier. *Combustion aerodynamics*. Fuel and energy science series. Applied Science Publishers Ltd, 1972.
- [8] C. Bender. *Messung und Berechnung des Resonanzverhaltens gekoppelter Helmholtz-Resonatoren in technischen Verbrennungssystemen*. KIT Scientific Publishing, Karlsruhe, 2011.
- [9] W. Bohl und W. Elmendorf. *Strömungsmaschinen - Aufbau und Wirkungsweise*. Vogel, Würzburg, 2008.
- [10] O. Braun. *Part Load Flow in Radial Centrifugal Pumps*. Dissertation, Ecole Polytechnique Federal de Lausanne, 2009.

- [11] F.A.E. Breugelmans und M. Sen. Prerotation and fluid recirculation in the suction pipe of centrifugal pumps. In *Proc. 11th Int. Pump Symp., Texas A&M Univ*, 165–180, 1982.
- [12] A. Budau. Das Hydromechanische Versuchslaboratorium. *Zeitschrift des Österreichischen Ingenieur- und Architekten-Vereins*, 23-23:1–15, 1913.
- [13] E. Cramer und U. Kamps. *Grundlagen der Wahrscheinlichkeitsrechnung und Statistik - Ein Skript für Studierende der Informatik, der Ingenieur- und Wirtschaftswissenschaften*. Springer, Berlin, Heidelberg, 2008.
- [14] Dantec Dynamics. Laser doppler anemometry, introduction to principles and applications. <http://www.dantecdynamics.com/docs/support-and-download/research-and-education/lda.zip>, Zugriff am 21. Februar 2014.
- [15] A. A. Demianov, A. A. Sotnikov, M. A. Levin, I. M. Pylev, V. N. Stepanov und I. I. Kuznetsov. Design of a hydraulic turbine with 1020 MW output for the Evenkiyskaya plant. In *Proc. Hydro 2013, Innsbruck, Austria*, 04a.08, 2013.
- [16] DIN 1319:1999-02, Grundlagen der Messtechnik; Teil 4: Auswertung von Messungen Messunsicherheit, 1999.
- [17] M. Döbing, M. Zuber, J. Rüttgers, G. Hartmann, J. Steuermann und J. Wilhelm. *The World Market for Pumped-Storage Power Plants 2013/2014*. ecoproG GmbH, 2013.
- [18] G. Edinger. Experimentelle Untersuchungen an einem Pumpturbinenmodell. Interner Forschungsbericht, nicht veröffentlicht, 2013.
- [19] G. Edinger, S. Erne, E. Doujak und C. Bauer. Flow determination of a pump-turbine at zerodischarge. *27th IAHR Symposium Hydraulic Machinery and Systems*, paper no. 2535743, 2014, final manuscript accepted.
- [20] K. Eisele. Strömungsinstabilitäten in Pump-Turbinen. *WB Werkstatt und Betrieb*, 132(12):88–90, 1998.
- [21] K. Eisele, F. Muggli, Z. Zhang, M. Casey, M. Sallaberger und A. Sebestyén. Experimental and Numerical Studies of Flow Instabilities in Pump-Turbine Stages. *18th IAHR Symp. on Hydr. Mach. and Syst.*, 1998.
- [22] EPRI. Quantifying the Value of Hydropower in the Electric Grid: Final Report, Palo Alto, CA:2013. 1023144, 2013.
- [23] S. Erne. *Numerical Investigation of Part-Load Flows in a Pump-Turbine affected by System Rotation*. Dissertation, Institut für Energietechnik und Thermodynamik, Technische Universität Wien, 2013.

- [24] S. Erne, G. Edinger, E. Doujak und C. Bauer. Numerical and experimental investigation on unsteady inflow conditions of a pump-turbine at low load. In *Proceedings of the ASME Fluids Engineering Division*, FEDSM2014-21281, 2014.
- [25] S. Erne, G. Edinger, E. Doujak, C. Bauer, B. List und J. Gaschl. CFD validation of inlet flow of a pump-turbine in pump mode operating at part load. In *Proc. Hydro 2013, Innsbruck, Austria*, 14c.05, 2013.
- [26] X. Escaler, E. Egusquiza, M. Farhat, F. Avellan und M. Coussirat. Detection of cavitation in hydraulic turbines. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 20(4):983–1007, 2006.
- [27] Z. Gao, W. Zhu, L. Lu, J. Deng, J. Zhang und F. Wuang. Numerical and Experimental Study of Unsteady Flow in a Large Centrifugal Pump With Stay Vanes. *Journal of Fluids Engineering*, 136(7):071101, 2014.
- [28] Ch. Gentner, M. Sallaberger, Ch. Widmer, O. Braun und T. Staubli. Numerical and experimental analysis of instability phenomena in pump turbines. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 15(3):032042, 2012.
- [29] J. Giesecke und E. Mosonyi. *Wasserkraftanlagen: Planung, Bau und Betrieb*. Springer, 2005.
- [30] F. Ginter und T. Staubli. Performance discontinuity of a shrouded centrifugal pump impeller: Part 1 - numerical model and flow instability. *3rd European Conference on Turbomachinery - Fluid Dynamics and Thermodynamics, London*, 1999.
- [31] F. Ginter und T. Staubli. Performance discontinuity of a shrouded centrifugal pump impeller: Part 2 - stabilizing geometrical modifications. *3rd European Conference on Turbomachinery - Fluid Dynamics and Thermodynamics, London*, 1999.
- [32] A. H. Glattfelder, H. Grein und P. K. Dörfler. Systemschwingungen in Wasserkraftwerken. *Escher Wyss Mitteilungen*, (1):46–51, 1982.
- [33] J. F. Gülich. *Kreiselpumpen - Handbuch für Entwicklung, Anlagenplanung und Betrieb*. Springer DE, Berlin, 2010.
- [34] M. Grabe. *Grundriss der Generalisierten Gauß'schen Fehlerrechnung*. Springer, Berlin, Heidelberg, 2011.
- [35] H. Grein und M. Jaquet. Einige Ergebnisse von Druckschwingungsmessungen an Speicherpumpen und Pumpturbinen. *Escher Wyss Mitteilungen*, (1):20–26, 1974.

- [36] R. Guillaume, C. Colombet und J.-L. Deniau. Rotor-stator interaction - part 2: Coupled hydraulic and mechanical calculations for runners. In *Proc. Hydro 2013, Innsbruck, Austria*, 4a.02, 2013.
- [37] V. Hasmatuchi. *Hydrodynamics of a Pump-Turbine Operating at Off-Design Conditions in Generating Mode*. Dissertation, École polytechnique fédérale de Lausanne, 2012.
- [38] R. Hoffmann. *Grundlagen der Frequenzanalyse - eine Einführung für Ingenieure und Informatiker*. Expert-Verlag, Renningen, 2. Auflage, 2005.
- [39] IEC 60193:1999-11, Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines - Model acceptance tests, 1999.
- [40] S. Inage. Prospects for Large-Scale Energy Storage in Decarbonised Power Grids. Bericht, International Energy Agency, 2009.
- [41] K. A. Kaupert, P. Holbein und T. Staubli. A first analysis of flow field hysteresis in a pump impeller. *Journal of Fluids Engineering*, 118(4):685, 1996.
- [42] P. Kerschberger und A. Gehrler. Hydraulic development of high specific-speed pump-turbines by means of an inverse design method, numerical flow-simulation (CFD) and model testing. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 12:012039, 2010.
- [43] J. Kolerus und J. Wassermann. *Zustandsüberwachung von Maschinen - das Lehr- und Arbeitsbuch für den Praktiker ; mit 7 Tabellen und DVD-ROM*. Expert-Verlag, Renningen, 5. Auflage, 2011.
- [44] J. Koutnik, J. Foust, C. Nicolet, R. Saiju und B. Kawkabani. Pump-Storage Integration with Renewables - Meeting the Needs Using Various Concepts. *Proceedings of Hydro Vision International*, 2010.
- [45] H.-B. Matthias, W. König und E. Litschauer. Lehr- und Forschungstätigkeiten am Institut für Wasserkraftmaschinen und Pumpen der Technischen Universität Wien. *Beiträge zum 2. Internationalen Seminar Wasserkraftanlagen*, 330–354, 1982.
- [46] W. Meier, J. Müller, H. Grein und M. Jaquet. Pumpturbinen und Speicherpumpen. *Escher Wyss Mitteilungen*, (2):3–23, 1971.
- [47] F. A. Muggli, K. Eisele, Z. Zhang und M. V. Casey. Numerical investigation of the flow in a pump turbine in pump mode. *IMechE*, 997–1001, 1999.
- [48] National Instruments. *Diadem Hilfe*, 2011. Bedienungsanleitung.

- [49] National Instruments. *LabVIEW Hilfe*, 2011. Bedienungsanleitung.
- [50] W. J. Rheingans. Power swings in hydroelectric power plants. *Transactions of the ASME*, 62(3):171–188, 1940.
- [51] B. Ruck. *Laser-Doppler-Anemometrie: eine berührungslose optische Strömungsgeschwindigkeitsmesstechnik*. AT-Fachverlag GmbH, Stuttgart, 1987.
- [52] B. Ruck, Hrsg. *Lasermethoden in der Strömungsmesstechnik*. AT-Fachverlag GmbH, Stuttgart, 1990.
- [53] S. Rudnik. *EMV-Fibel für Elektroniker, Elektroinstallateure und Planer - Maßnahmen zur elektromagnetischen Verträglichkeit nach DIN VDE 0100-444:2010-10*. Vde Verlag GmbH, Berlin, Offenbach, 2011.
- [54] O. Schiele. Zur Energieübertragung in Strömungsmaschinen. *KSB Technische Berichte*, 12:3, 1967.
- [55] F. Schulz. Wiederaufbau des Laboratoriums für Wasserkraftmaschinen und Pumpen an der Technischen Hochschule in Wien. *Zeitschrift des Österreichischen Ingenieur- und Architekten-Vereins*, 93:65–66, 1947.
- [56] M. Sick, C. Oram, O. Braun, B. Nennemann und A. Coutu. Hydro projects delivering regulation power: Technical challenges and cost of operation. In *Proc. Hydro 2013, Innsbruck, Austria*, 11.03, 2013.
- [57] B. R. L. Siebert. Berechnung der Messunsicherheit mit der Monte-Carlo-Methode. *PTB-Mitteilungen*, 111(4):323–337, 2001.
- [58] D. Stapp, P. F. Pelz und J. M. Loens. On part load recirculation of pumps and fans-a generic study. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 52(2):022003, 2013.
- [59] M. Sterner, N. Gerhardt, Y.-M. Saint-Drenan, A. v . Oehsen, P. Hochloff, M. Kocmajewski, M. Jentsch, P. Lichtner, C. Pape, S. Bofinger und K. Rohrig. Energie-wirtschaftliche Bewertung von PumpspeicherwePump und anderen Speichern im zukünftigen Stromversorgungssystem. Bericht, Fraunhofer Institut für Windenergie und Energiesystemtechnik (IWES) Kassel, FuE-Bereich Energiewirtschaft und Netzbetrieb, 2010.
- [60] Task Committee on Pumped Storage of the Committee on Hydropower of the Energy Division of the American Society of Civil Engineers, Hrsg. *Hydroelectric Pumped Storage Technology: International Experience*. Amer. Society of Civil Engineers, 1996.

- [61] The World Bank Group. World development indicators: Electricity production, sources, and access. <http://wdi.worldbank.org/table/3.7>, Zugriff am 12. Mai 2014.
- [62] TSI Inc. *Phase Doppler Particle Analyzer (PDPA)/ Laser Doppler Velocimeter (LDV)*. Shoreview, Minnesota, USA, rev. h Auflage, 2012. Bedienungsanleitung.
- [63] P. Unterberger, E. Doujak, C. Bauer und M. Samonig. Modular Concept for Decentralized Pump Storage Systems A Small Hydro Approach. *14th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, Honolulu, USA, 2012*.
- [64] P. Vennemann, K. H. Gruber, J. U. Haaheim, A. Kunsch, K.-H. Sistenich und H.-R. Thöni. Pumped storage plants - Status and perspectives. *VGB PowerTech*, 4:32–38, 2011.
- [65] W. Wagner. *Kreiselpumpen und Kreiselpumpenanlagen*. Vogel, Würzburg, 3. Auflage, 2009.
- [66] M. Weng. *Experimentelle und Numerische Untersuchung von Gleichstromzyklonen*. Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, 2002.
- [67] W. Wesche. *Radiale Kreiselpumpen: Berechnung und Konstruktion der hydrodynamischen Komponenten (VDI-Buch)*. Springer, 2011.
- [68] C Widmer, T Staubli und N Ledergerber. Unstable Characteristics and Rotating Stall in Turbine Brake Operation of Pump-Turbines. *Journal of Fluids Engineering*, 133(102):041101, 2011.
- [69] Z. Zhang. Optical guidelines and signal quality for LDA applications in circular pipes. *Experiments in Fluids*, 37(1), 2004.
- [70] Z. Zhang. Rotating stall mechanism and stability control in the pump flows. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 12:012010, 2010.

Gernot Edinger

Lebenslauf

Kühllhofberg 441
3970 Weitra

✉ gernot.edinger@gmail.com

Angaben zur Person

geboren **8. Dezember 1983**, Zwettl
Nationalität **Österreich**

Ausbildung

seit 2009 **TU-Wien**, Doktoratsstudium Maschinenbau, Dissertation: *Experimentelle Untersuchungen zum tiefen Teillastbetrieb von Pumpturbinen*
06/2009 **Diplomprüfung**, mit ausgezeichnetem Erfolg bestanden
2003 bis 2009 **TU-Wien**, Diplomstudium Maschinenbau-Wirtschaftsingenieurwesen, Vertiefung Hydraulische Energiesysteme, Diplomarbeit: *Bremsverhalten verschiedener Bremsdüsenkonfigurationen in Pelton Turbinen*
06/2003 **Matura**, mit ausgezeichnetem Erfolg bestanden
1998 bis 2003 **HTL-St. Pölten**, Fachrichtung Automatisierungstechnik

Präsenzdienst

09/2003 bis 04/2004 **Kuenringer Kaserne**, Weitra

Berufserfahrung

08/2009 bis 09/2014 **TU-Wien, Institut für Energietechnik und Thermodynamik**, *Projektassistent*, Bearbeitung des FFG-Projektes PuTuDyn in Kooperation mit Voith Hydro, Mitarbeit im Laborbetrieb und bei externen Messungen
11/2008 bis 05/2009 **Voith Hydro GmbH & CO KG**, St. Pölten, *Diplomand*, Werkvertrag
2000 bis 2008 **Moeller Gebäudeautomation GmbH**, Eugenia, *Praktikant und Ferialarbeiter* in diversen Abteilungen insgesamt 15 Monate, Schwerpunkt Fertigung
07/1999 **Zöhler-Buhmann**, Gmünd, *Ferialarbeiter*, Schlosserei

Sprachen und weitere Qualifikationen

Fremdsprache **Englisch**, gute Kenntnisse
Muttersprache **Deutsch**
Software **LabVIEW, Catman, SolidWorks, MS Office, L^AT_EX**
Weiterbildungen **Laserschutzbeauftragter** nach ÖNORM S 1100

Publikationen und Vorträge

- 09/2014 **G. Edinger**, S. Erne, E. Doujak, C. Bauer: *Flow determination of a pump-turbine at zero discharge*, Vortrag: 27th IAHR Symposium Hydraulic Machinery and Systems, Montreal, Canada (final manuscript accepted)
- 08/2014 S. Erne, **G. Edinger**, E. Doujak, C. Bauer: *Numerical and experimental investigation on unsteady inflow conditions of a pump-turbine at low load*, Vortrag: ASME 4th Joint US-European Fluids Engineering Division Summer Meeting, Chicago, USA
- 03/2014 **G. Edinger**, C. Bauer: *Messtechnische Untersuchung an einer Modellturbine im tiefen Teillastbetrieb*, Vortrag: Kolloquium Fluidenergiemaschinen, Bochum, Deutschland
- 10/2013 S. Erne, **G. Edinger**, E. Doujak, C. Bauer, B. List, J. Gaschl: *CFD validation of inlet flow of a pump-turbine in pump mode, operating at part load*, Vortrag: Hydro 2013, Innsbruck, Austria
- 02/2012 E. Doujak, **G. Edinger**, G. Holzmann: *The usage of strongly swirling flow for pressure pipe desilting in a hydropower plant*, Vortrag: 14th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, Honolulu, USA
- 08/2011 S. Erne, **G. Edinger**, C. Bauer: *A Porous Media Approach for the Flow Resistance of a Tube-Bundle Flow Stabilizer*, Posterpräsentation, Open Source CFD International Conference, Paris, France
- 11/2010 **G. Edinger**, C. Bauer, J. Gaschl, R. Mack: *Investigations on jet brake systems in Pelton turbines*, Vortrag: 16. Internationales Seminar Wasserkraftanlagen, Laxenburg, Austria

Wien, 13. August 2014

