

TECHNISCHE UNIVERSITÄT MÜNCHEN
INSTITUT FÜR ENERGIETECHNIK MW7

LEHRSTUHL FÜR FLUIDMECHANIK

**Experimentelle Untersuchung
an einer Herzunterstützungspumpe
mit einem hydrodynamisch gelagerten Laufrad**

Alexander Heinrich Breitenbach

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Maschinenwesen der Technischen Universität München zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktor-Ingenieurs

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender:

Univ.-Prof. Dr. rer. nat. T. C. Lüth

Prüfer der Dissertation:

1. Univ.-Prof. Dr.-Ing., Dr.-Ing. habil. R. Schilling
2. apl. Prof. Dr. med., Dr. med. habil. N. Mandler,
Ludwig-Maximilian-Universität München

Die Dissertation wurde am 20.11.2006 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 15.07.2007 angenommen.

„Blut ist ein ganz besondrer Saft“
Mephistopheles in Faust (Vers 1740)
Johann Wolfgang von Goethe

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter in der Abteilung für experimentelle Chirurgie am Deutschen Herzzentrum München.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr. med. habil. N. Mendler, der es mir ermöglichte, diese Arbeit anzufertigen. Danken möchte ich ihm auch für die Aufnahme in seinem interdisziplinären Team und die Einarbeitung in das - für Ingenieure - fremde Gebiet der Medizin. Ohne seine Anregungen, das mir entgegengebrachte große Vertrauen und die Freiräume bei der Realisierung eigener Ideen wäre es nicht möglich gewesen, diese Arbeit erfolgreich durchzuführen.

Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. R. Schilling danke ich aufs Herzlichste für das Interesse, dass er meiner Arbeit entgegenbrachte und die Übernahme des Hauptreferates, sowie die damit verbundenen Mühen.

Es hat mich weiterhin sehr gefreut, dass Herr Prof. Dr. rer. nat. T. Lüth den Vorsitz der Prüfungskommission übernommen hat.

Ich danke allen Angehörigen der Experimentellen Chirurgie für die langjährige gute Zusammenarbeit und für die Mithilfe bei der Vorbereitung und Umsetzung der Experimente. Bei meinem Industrie-Projektkollegen Herrn Dr.-Ing. N. Müller (Fa. Maquet Cardiopulmonary AG), sowie den Kollegen der TU München, Herrn Dipl.-Ing. M. Hörz (Fachgebiet Energiewandlungstechnik) und Herrn Dipl.-Ing. S. Herrmann (Lehrstuhl für Fluidmechanik) möchte ich mich herzlich für die zahlreichen fachlichen und anregenden Gespräche sowie für die Unterstützung bedanken.

Mein Dank gilt auch meinem langjährigen Freund Dipl.-Ing. Ch. Rapp für die vielen freundschaftlichen und fachlichen Diskussionen, sowie meiner Ehefrau Stephanie und meiner Familie für die vielfältige Unterstützung.

München, im August 2007

Alexander Breitenbach

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	I
Nomenklatur	XI
Zusammenfassung	XV
1 Einleitung	1
1.1 Blutkreislauf	1
1.2 Herzinsuffizienz	2
1.2.1 Hintergrund	2
1.2.2 Therapiemöglichkeiten	3
1.3 Mechanische Herzunterstützungssysteme	4
1.3.1 Historische Entwicklung	4
1.3.2 Nachteile aktueller Systeme	7
1.4 Zielsetzung	10
2 Hydrodynamische Lagerung eines gedeckten Laufrads	13
2.1 Vorüberlegungen	13
2.2 Strömung im Radseitenraum	15
2.3 Druckverteilung im Radseitenraum	19
2.4 Interaktion zwischen den Radseitenräumen	23
2.5 Drosselstelle im Radseitenraum	25
2.5.1 Kontinuierliche Spaltverengung	28
2.5.2 Sprunghafte Spaltverengung	30
2.6 Zusammenfassung	31
3 Versuchsstand und Messtechnik	33
3.1 Versuchsstand	33
3.1.1 Mechanischer Aufbau	34
3.1.2 Basiskörper und Gehäusedeckel	36
3.1.3 Laufräder	37
3.1.4 Verwendetes Fluid	39
3.1.5 Geometrische Parameter	40
3.2 Messtechnik	41
3.2.1 Hydraulische Kenndaten	41
3.2.2 Axiale Rückstellkraft	42
3.2.3 Messpunkte und Orientierung	43
3.2.4 Datenerfassung und Auswertung	45

3.3 Fehlerbetrachtung und Reproduzierbarkeit	49
4 Experimentelle Untersuchungen	55
4.1 Betriebspunkt	55
4.2 Axialkraft	57
4.2.1 Einfluss der Geometrie	57
4.2.2 Einfluss des Betriebspunktes	69
4.2.3 Einfluss der Viskosität	75
4.2.4 Zusammenfassung	77
4.3 Hydraulische Leistung	79
4.3.1 Drosselkurve	79
4.3.2 Leistungskurve	80
4.3.3 Hydraulischer Wirkungsgrad	81
4.3.4 Einfluss der Geometrie	84
4.3.5 Einfluss der axialen Rotorposition	90
4.3.6 Einfluss von Pre- und Afterload	98
4.3.7 Einfluss der Viskosität	100
4.3.8 Stromlinienbilder auf dem Rotor	102
4.3.9 Zusammenfassung	104
4.4 Kippen des Rotor	105
4.4.1 Rotor mit starrer Achse	107
4.4.2 Rotor mit flexibler Achse	111
4.4.3 Reaktionszeit	112
4.4.4 Zusammenfassung	114
5 Zusammenfassende Darstellung und Ausblick	117
Kennfeld der Blutpumpe	119
Literaturverzeichnis	125

Tabellenverzeichnis

1.1	Schweregrad der Herzinsuffizienz nach NYHA	2
1.2	Aktuelle kontinuierlich pumpende Linksherzunterstützungssysteme	6
1.3	Vergleich verschiedener Herzunterstützungssysteme mit dem menschlichen Herz	7
2.1	Strömungsformen im Radseitenraum zwischen Laufraddeckscheibe und Gehäusewand für verschiedene Reynoldszahlen	16
3.1	Abmessungen der Kupplungsmagnete	35
3.2	Abmessungen der Laufräder	39
3.3	Charakteristische Pumpenkennzahlen	39
3.4	Physikalische Eigenschaften verschiedener Fluide	40
3.5	Reibmoment der Gleitlager in Luft	46
3.6	Axiale Referenzkraft	49
3.7	Maximaler systematischer Fehler der verwendeten Messgeräte	50
3.8	Thermische Eigenschaften von Aluminium und Plexiglas	51
3.9	Statistischer Fehler ausgewählter Messgrößen	52
4.1	Betriebsbereich	55
4.2	Untersuchte Drehzahlen	56
4.3	Reynoldszahlen im Auslegungspunkt für verschiedene Bereiche der Pumpe .	56
4.4	Untersuchte Spaltweiten	57
4.5	Untersuchte Spaltlängen	61
4.6	Untersuchter radialer Abstand	65
4.7	Untersuchte Spiralzulaufhöhe	67
4.8	Schallgeschwindigkeit in verschiedenen Medien	114

Abbildungsverzeichnis

1.1	Neu gemeldete und durchgeführte Herztransplantationen in Deutschland	3
1.2	Die ersten Kunstherzen	5
1.3	Herzunterstützungspumpen der 3. Generation	6
1.4	Nachteile bestehender Herzunterstützungssysteme	8
1.5	Druckänderung verschiedener Pumpen und des menschlichen Herzens bei einer Flussänderung	9
1.6	Geplante Ausführung der RotaCor	11
1.7	Auf das RotaCor-Laufrad wirkende Axialkräfte	12
2.1	Schnitt durch eine Zentrifugalpumpe mit gedecktem Laufrad	13
2.2	Schematische Darstellung des Druckverlaufs im Radseitenraum	15
2.3	Geschwindigkeitsprofile in einem Radseitenraum ohne radialen Durchfluss bei verschiedenen Strömungsformen	17
2.4	Schematische Darstellung der Druckverteilung im Radseitenraum über den Radius	23
2.5	Bezogene Druckänderung im Radseitenraum bei verschiedenen relativen Spaltweiten und zwei verschiedenen Strömungsbedingungen	24
2.6	Meridianschnitt durch eine Pumpe mit Drosselstellen in den Radseitenräumen	26
2.7	Widerstände in einer Zentrifugalpumpe mit gedecktem Laufrad	27
2.8	Verschiedene Formen der Spaltverengung im Radseitenraum	27
2.9	Spaltweite und daraus berechneter Düsenradius	29
3.1	Versuchsstand	33
3.2	Schnitt und Schema des Versuchsstands	34
3.3	Magnetkupplung	35
3.4	Schnitt durch den Basiskörper mit Gehäusedeckeln	36
3.5	Höhenentwicklung des Radseitenraums	37
3.6	Abmessungen des oberen Gehäusedeckels	38
3.7	Rotorgeometrie	38
3.8	Schnitt durch Gehäuse und Laufrad mit den untersuchten Bemaßungen des Radseitenraums	41
3.9	Schematische Darstellung des Fluidkreislaufs	42
3.10	Axialkraft der Magnetkupplung über der axialen Verschiebung des Laufrades	43
3.11	Position der Druckmessbohrungen in der Spirale des Basiskörpers	44
3.12	Im Versuchsstand auftretende Kräfte in axialer Richtung	47
3.13	Axiale Vorlast im Stillstand über der axialen Verschiebung des Laufrades	48
3.14	Wiederholgenauigkeit der Druck- und Kraftmessungen	53

4.1	Relativer Druckverlauf im Radseitenraum in Abhängigkeit der axialen Auslenkung	58
4.2	Relative Druckdifferenz zwischen den Radseitenräumen bei axialer Auslenkung	59
4.3	Axialkraft als Funktion der Spaltweite	60
4.4	Steifigkeit bei verschiedenen Spaltweiten	61
4.5	Relative Axialkraft bei verschiedenen Spaltlängen	62
4.6	Steifigkeit für unterschiedliche Laufräder bei verschiedenen Spaltlängen . . .	62
4.7	Einfluss der Höhe am Laufradaustritt auf die Axialkraft	63
4.8	Steifigkeit der zwei Laufräder in Abhängigkeit vom Förderstrom und der Drehzahl bei verschiedenen Laufradaustrittshöhen und konstanter Spaltweite . . .	64
4.9	Verschiebung des axial freien Rotor in Abhängigkeit vom Volumenstrom bei verschiedenen Laufradaustrittshöhen	65
4.10	Axialkraft bei verschiedenen radialen Abständen	66
4.11	Axiale Steifigkeit in Abhängigkeit vom radialen Abstand	66
4.12	Schnitt durch den Basiskörper der Pumpe	67
4.13	Einfluss der Spiraleintrittshöhe auf die Axialkraft	68
4.14	Einfluss verschiedener Formen und Höhen des Spiraleintritts auf die Steifigkeit	68
4.15	Relativer Druckverlauf im oberen Radseitenraum bei zwei verschiedenen Volumenströmen	69
4.16	Relative Druckdifferenz im Radseitenraum bei zwei verschiedenen Volumenströmen	70
4.17	Axialkraft bei verschiedenen Volumenströmen	71
4.18	Axiale Steifigkeit in Abhängigkeit vom Volumenstrom	71
4.19	Verhalten des axial freien Rotors als Funktion des Volumenstroms	72
4.20	Relativer Druck im oberen Radseitenraum bei verschiedenen Drehzahlen . .	73
4.21	Relative Druckdifferenz im Radseitenraum bei verschiedenen Drehzahlen . .	74
4.22	Axialkraft bei verschiedenen Drehzahlen	74
4.23	Axiale Steifigkeit bei verschiedenen Drehzahlen	75
4.24	Axialkraft in Abhängigkeit der Viskosität	76
4.25	Steifigkeit in Abhängigkeit der Viskosität	76
4.26	Verhalten des axial freien Rotors bei verschiedenen Viskositäten	77
4.27	Drosselkurven für unterschiedliche Drehzahlen	79
4.28	Dimensionsbehaftete Darstellung der erzeugten hydraulischen Leistung für unterschiedliche Drehzahlen	80
4.29	Dimensionslose Darstellung der erzeugten hydraulischen Leistung für unterschiedliche Drehzahlen	81
4.30	Gemessenes Wellendrehmoment für unterschiedliche Drehzahlen	81
4.31	Aufgenommene mechanische Leistung für unterschiedliche Drehzahlen	82
4.32	Dimensionslose Darstellung des hydraulischen Wirkungsgrades für unterschiedliche Drehzahlen	83
4.33	Druckverlauf an verschiedenen Messpunkten in der Spirale	83
4.34	Hydraulische Wirkungsgrad bei verschiedenen nominellen Spaltweiten	84
4.35	Wirkungsgradverlauf bei verschiedenen Spaltlängen	85
4.36	Drosselkurve bei verschiedenen Höhen am Laufradaustritt	86
4.37	Hydraulischer Wirkungsgrad bei verschiedenen Höhen am Laufradaustritt . .	86
4.38	Hydraulische Leistung bei verschiedenen radialen Abständen	87

4.39	Hydraulischer Wirkungsgrad bei verschiedenen radialen Abständen	88
4.40	Leistungszahl bei verschiedenen Spiralzulaufhöhen	88
4.41	Hydraulische Charakteristik bei verschiedenen Spiralzulaufhöhen	89
4.42	Einfluss der Fase auf die hydraulischen Leistung	89
4.43	Einfluss der Fase auf den hydraulischen Wirkungsgrad	90
4.44	Druckänderung am Laufradaustritt in Abhängigkeit der axialen Laufradposition für verschiedene Betriebspunkte und Drehzahlen	91
4.45	Änderung des Förderstromes in Abhängigkeit der axialen Laufradposition für verschiedene Betriebspunkte und Drehzahlen	92
4.46	Drehmomentänderung in Abhängigkeit der axialen Laufradposition für verschiedene Betriebspunkte und Drehzahlen	93
4.47	addiertes geometrisches Verhältnis beider Radseitenräume	95
4.48	Einfluss der axialen Rotorposition auf den Drehmomentbeiwert beider Radseitenräume bei Strömungen mit getrennten Grenzschichten	96
4.49	Wirkungsgraderhöhung in Abhängigkeit der axialen Rotorposition für verschiedene Betriebspunkte und Drehzahlen	97
4.50	Wirkungsgraderhöhung bei axialem Versatz des Rotors und verschiedenen Spaltweiten	98
4.51	Drosselkurven bei verschiedenen Preloads	99
4.52	Volumenstrom bei verschiedenen Preloads	99
4.53	Druckaufbau des Laufrades bei geklemmtem Pumpenauslass in Abhängigkeit verschiedener Viskositäten und Drehzahlen	100
4.54	Druckunterschiede bei verschiedenen Viskositäten	101
4.55	Mechanische Wellenleistung bei verschiedenen Viskositäten	101
4.56	Hydraulischer Wirkungsgrad bei verschiedenen Viskositäten	102
4.57	Korrosionsspuren und idealisierter Verlauf von Strombahnen auf dem Laufraddeckel, sowie ein Querschnitt durch die Strömung im Radseitenraum	103
4.58	Blick auf das untere Pumpengehäuse	105
4.59	Spaltweiten im oberen Radseitenraum und idealisierter Verlauf der Strombahnen	106
4.60	Druckverlauf und idealisierter Verlauf von Strombahnen im oberen Radseitenraum eines gekippten Rotors	106
4.61	Druckverlauf beim Durchmesser im Radseitenraum eines gekippten Rotors bei verschiedenen Flüssen	108
4.62	Verlauf der Druckdifferenz zwischen den Radseitenräumen eines gekippten Rotors bei verschiedenen Flüssen	108
4.63	Druckdifferenz im Radseitenraum eines gekippten Rotors und resultierende Rückstellrichtung bei verschiedenen Drehzahlen	110
4.64	Verlauf der Druckdifferenz im Radseitenraum bei verschiedenen Kippwinkeln	111
4.65	Kippachse des Rückstellmoments bei verschiedenen Kippwinkeln	112
4.66	Unterschiede in der Druckdifferenz im Radseitenraum bei zwei gleichen Laufrädern mit verschiedenen Achsen	113
4.67	Reaktionszeit des Rotors bei verschiedenen Drehzahlen	115
5.1	Dimensionsbehaftete Darstellung der Drosselkurven bei verschiedenen Drehzahlen	119

5.2	Dimensionsbehaftete Darstellung des hydraulischen Wirkungsgrades bei verschiedenen Drehzahlen	119
-----	---	-----

Nomenklatur

Formelzeichen

A	(mm^2)	Fläche
c	(m/s)	Geschwindigkeit
d	(mm)	Dicke
d	(mm)	Durchmesser
D	(mm)	Lafraddurchmesser
d_h	(mm)	hydraulischer Durchmesser
e	(mm)	Exzentrizität
f	(Hz)	Frequenz
F	(N)	Kraft
g	(m/s^2)	Fallbeschleunigung (für München gilt: $g = 9.80723129 m/s^2$ [31])
h	(mm)	Höhe
H	(m)	Förderhöhe
\bar{k}	$(-)$	gemittelttes Verhältnis der Winkelgeschwindigkeiten ($k = \beta/\omega$)
l	(mm)	Spaltlänge
m	(g)	Masse
M	(mNm)	Drehmoment
n	(U/min)	Drehzahl
p	$(mmHg)$	Druck
Δp	$(mmHg)$	Druckdifferenz
P	(W)	Leistung
Q	(l/min)	Volumenstrom
r	(mm)	Radius
R	(Bit)	Auflösung
s	(mm)	Restspaltweite ($s = s_n - z$)
s_n	(mm)	nominelle Spaltweite
SD	$(-)$	Standardabweichung
t	(sek)	Zeit
T	$(^\circ C)$	Temperatur
u	(m/s)	Umfangsgeschwindigkeit des Rotors am Außendurchmesser
u	$(-)$	systematischer Messfehler
U	(V)	Spannung
U	(mm)	Umfang
U	$(-)$	Umdrehung
V	(l)	Volumen
VK	$(-)$	Variationskoeffizient
Y	(J/kg)	spezifische Stutzenarbeit

z	(mm)	axiale Rotorposition = Auslenkung des Rotors aus der Gehäusemitte
α	($1/K$)	Wärmeausdehnungskoeffizient
α	($-$)	empirischer Beiwert zur Berechnung des Reibbeiwerts λ
β	($1/s$)	Winkelgeschwindigkeit des Fluids im Radseitenraum
β	($-$)	empirischer Beiwert zur Berechnung des Reibbeiwerts λ
γ	($1/s$)	Schergrad
ζ	($-$)	Widerstandsbeiwert
η	($Pa \cdot s$)	dynamische Viskosität
η	($-$)	Wirkungsgrad
λ	($W/(K \cdot m)$)	Wärmeleitfähigkeit
λ	($-$)	Laufzahl
λ	($-$)	Reibbeiwert
ν	(m^2/s)	kinematische Viskosität
φ	($^\circ$)	Winkel im Gehäuse
φ	($-$)	Durchflusszahl
ϕ	(N/mm)	Steifigkeit
ρ	(kg/m^3)	Dichte
τ	(N/m^2)	Schubspannung
ψ	($^\circ$)	Kippwinkel
ψ	($-$)	Druckzahl
ω	($1/s$)	Winkelgeschwindigkeit des Rotors

Indices

x_1	am Innendurchmesser des Rotors (= x_A)
x_2	am Außendurchmesser des Rotors (= x_E)
x_3	letzter Punkt vor der Spaltverengung im Radseitenraum (in Strömungsrichtung)
x_4	erster Punkt nach der Spaltverengung im Radseitenraum (in Strömungsrichtung)
x_A	am Austritt aus dem Radseitenraum befindlich (= x_1)
x_E	am Eintritt in den Radseitenraum befindlich (= x_2)
x_{hyd}	auf das Fluid übertragen (hydraulisch)
x_I	im Radseitenraum, in Strömungsrichtung vor der Spaltverengung
x_{II}	im Radseitenraum, im Bereich der Spaltverengung
x_{III}	im Radseitenraum, in Strömungsrichtung nach der Spaltverengung
x_m	über die radiale Ausdehnung des betrachteten Bereichs gemittelt
x_o	im oberen Radseitenraum, auf der Vorderseite des Laufrades
x_{opt}	im Optimum / Bestpunkt
x_p	in radialer Richtung (vom Laufraddurchmesser aus)
x_{Pu}	auf das Laufrad bezogen
x_r	in radialer Richtung (vom Ursprung aus)
x_{ref}	am Referenzpunkt
x_{Rs}	auf den Radseitenraum bezogen
x_{Sp}	an der Spirale
x_{th}	theoretisch

x_u	im unteren Radseitenraum, auf der Rückseite des Laufrades
x_V	Verlust
x_W	an der Antriebswelle gemessen (mechanisch)
\bar{x}	umfangsgemittelt, arithmetischer Mittelwert
x_φ	in Drehrichtung des Laufrades

Abkürzungen

ATT	Alternative To Transplant
BTR	Bridge To Recovery
BTT	Bridge To Transplant
CAD	Computer Aided Design
CFD	Computational Fluid Dynamics
DMS	Dehnungsmessstreifen
FS	Full Scale (maximaler Messwert)
HES	Hydroxyäthylstärke (manchmal auch abgekürzt: HAES)
HF	Herzfrequenz
HMV	Herzminutenvolumen
LSB	Lowest Significant Bit
LVAD	Left Ventricle Assist Device (Linksherzunterstützungssystem)
LVAS	Left Ventricle Assist System (Linksherzunterstützungssystem)
MW	Messwert
NYHA	New York Heart Association
Re	Reynoldszahl
SI	Le Système International d'Unités (Internationales Einheitensystem)
SV	Schlagvolumen
TAH	Total Artificial Heart (Kunstherz)
TET	Transkutaner Energie Transfer
TTL	Transistor-Transistor-Logik
VAD	Ventricle Assist Device (Herzunterstützungssystem)
VDI	Verein Deutscher Ingenieure

Zusammenfassung

Die Experimente der vorliegenden Arbeit sind im Rahmen des Projektes „Implantierbare Blutpumpe“ durchgeführt worden. Das Ziel dieses Projektes ist es, das vollständig implantierbare Herzunterstützungssystem „RotaCor“ zu entwickeln. Dabei soll das gedeckte Laufrad einer Zentrifugalpumpe berührungslos gelagert werden. Die Lagerung erfolgt in radialer Richtung mit Hilfe der elektromagnetischen Kräfte des Antriebs und in axialer Richtung durch hydrodynamische Kräfte. Die axiale Lagerung erfolgt durch den Einbau von Drosselstellen am achsnahen Ende der Radseitenräume. Dadurch wird der dortige Druckabfall bei axialem Auslenken des Rotors verändert.

Die experimentellen Ergebnisse zeigen, dass die Axialkraft vor allem von den geometrischen Parametern der Drosselstelle (Spaltweite, Spaltlänge) und des restlichen Radseitenraums (radialer Abstand zwischen Rotor und Gehäuse, Laufradaustrittshöhe, axiale Weite des Spiraleintritts) abhängt. Hierbei dominiert die Spaltweite der Drosselstelle. Eine Veränderung des Betriebspunktes beeinflusst die Axialkraft, wobei die Rotordrehzahl einen größeren Einfluss als der geförderte Volumenstrom hat. Daneben ist die Axialkraft auch von der Viskosität des Fluides abhängig. Aus den Experimenten hat sich für eine optimale Axialkraft des Radseitenraums bei der Verwendung der Lagerung in einer Herzunterstützungspumpe mit einem Laufraddurchmesser $D = 42,0 \text{ mm}$ folgende Geometrie herausgebildet: nominelle Spaltweite $s_n = 0.2 \text{ mm}$, Spaltlänge $l \geq 2.0 \text{ mm}$, Höhe des Spiralzulaufs $h_{Sp} = 1.8 \text{ mm}$, Laufradaustrittshöhe h_2 wie Höhe des Spiralzulaufs, radialer Abstand $\Delta r_p = 1.5 \text{ mm}$. Für diese Geometrie ergibt sich ein Gradient der Rückstellkraft entgegen der axialen Auslenkung von $\Delta\phi_{0,5} \approx 25 \text{ N/mm}$.

In weiteren Untersuchungen wird das Verhalten des Rotors beim Kippen untersucht. Es zeigt sich, dass sich im Radseitenraum eines gekippten Laufrades eine rückstellende Druckdifferenz bildet. Diese kippt das Laufrad aber, in Abhängigkeit von der Drehzahl und dem Kippwinkel, in eine neue Richtung. In weiteren Experimenten wird gezeigt, dass die Kippung trotzdem gedämpft wird und sich der Rotor innerhalb kürzester Zeit ($t < 3 \text{ ms}$) druckneutral im Gehäuse ausrichtet.

1 Einleitung

1.1 Blutkreislauf

Die Organe und Zellen des menschlichen Körpers sind über den Blutkreislauf miteinander verbunden. Der Kreislauf teilt sich in den sauerstoffreichen (arteriellen) und den sauerstoffarmen (venösen) Teil auf. Der Blutkreislauf versorgt die Zellen mit Nähr- und Botenstoffen sowie Sauerstoff und entsorgt die Abfallprodukte und das Kohlendioxid. Das menschliche Herz, ein ungefähr 300 g schwerer Hohlmuskel, sorgt dafür, dass das Blut in diesem Kreislauf immer in Bewegung bleibt. Es ist in die rechte und linke Herzhälfte getrennt, die jeweils aus einem Vorhof (Atrium) und einer Herzkammer (Ventrikel) bestehen. Durch Herzklappen am Ein- und Auslass der Herzkammer wird die Strömungsrichtung des Blutes vorgegeben. Das rechte Herz pumpt das sauerstoffarme Blut in die Lunge, in der der Gasaustausch stattfindet. Das linke Herz versorgt anschließend den Kreislauf mit dem sauerstoffhaltigen Blut. Entsprechend den Anforderungen an die zwei Herzhälften unterscheidet sich der jeweilige Druck beim Auswurf des Blutes aus der Herzkammer. Aus den folgenden Werten ist ersichtlich, dass die linke Herzkammer aufgrund der ungleichen Druckverteilung ungefähr sechsmal mehr Arbeit verrichten muss als die rechte Kammer.

$$\begin{array}{ll} \text{rechte Herzkammer:} & p = 20 \text{ mmHg} = {}^1 2666 \text{ N/m}^2 \\ \text{linke Herzkammer:} & p = 120 \text{ mmHg} = {}^1 15998 \text{ N/m}^2 \end{array}$$

In Ruhe schlägt das Herz eines durchschnittlichen erwachsenen Menschen 70 mal pro Minute. Dabei wirft das Herz mit jedem Pulsschlag ein Schlagvolumen $SV \approx 70 \text{ ml}$ aus. Das Herzminutenvolumen HMV gibt das minütlich durch den menschlichen Körper geförderte Blutvolumen an. Es errechnet sich nach der Gleichung 1.1 aus der Herzfrequenz HF und dem Schlagvolumen SV .

$$HMV = HF \cdot SV \tag{1.1}$$

Für den Ruhezustand ergibt sich ein Minutenvolumen von $HMV \approx 5,0 \text{ l/min}$. Bei körperlicher Anstrengung kann der Puls bis auf das 2,5-fache und das Schlagvolumen bis auf das Doppelte ansteigen, woraus sich ein Herzminutenvolumen von $HMV > 20,0 \text{ l/min}$ ergibt. Weil sich die Arterien dabei weiten und der periphere Widerstand im Blutkreislauf sinkt, bleibt der Blutdruck annähernd konstant.

¹Für die Umrechnung zwischen den Einheiten gilt: $1 \text{ mmHg} = 133,32 \text{ N/m}^2$ (vgl. Gleichung 3.11 auf Seite 45).

Im Körper eines erwachsenen Menschen befinden sich durchschnittlich 5,0 l Blut mit einer Dichte $\rho \approx 1060 \text{ kg/m}^3$ und einer Viskosität $\eta \approx 4,3 \text{ mPa}\cdot\text{s}$ [8]. Es setzt sich aus geformten, vor allem roten Blutkörperchen (Erythrozyten), und flüssigen Bestandteilen (Blutplasma) zusammen. Der Volumenanteil der roten Blutkörperchen am Blut (Hämatokrit) beträgt im Durchschnitt 40 %². Da Blut aus einem Gemisch von geformten und flüssigen Bestandteilen besteht, handelt es sich um eine Suspension. Die roten Blutkörperchen haben die Eigenschaft sich durch Verformung an die Strömung anzupassen und verändern dadurch die Fließeigenschaften des Blutes. Der Einfachheit halber kann aber bei technischen Untersuchungen des menschlichen Kreislaufes angenommen werden, dass es sich bei Blut in Gefäßen, die größer als rote Blutkörperchen ($D \approx 7,5 \text{ }\mu\text{m}$) sind [26], [56], oder bei einem Schergrad $\gamma > 100 \text{ 1/s}$ [8], um ein Newton'sches Fluid³ handelt.

1.2 Herzinsuffizienz

1.2.1 Hintergrund

Herzinsuffizienz bezeichnet im allgemeinen eine chronische Schwäche des Herzmuskels und wird insbesondere durch die Erkrankung der Herzkranzgefäße oder des Herzmuskels, Herzinfarkt oder Bluthochdruck hervorgerufen. Herzinsuffizienz steht weltweit an erster Stelle der Todesursachen. Nach Angaben der Weltgesundheitsorganisation (WHO) stirbt an ihr jeder achte Mensch [61], in Industrieländern mit einer im globalen Vergleich älteren Gesellschaft sogar jeder fünfte [22], [53]. Die New York Heart Association (NYHA) hat den Schweregrad der Herzinsuffizienz in vier verschiedene Klassen eingeteilt:

Tabelle 1.1: Schweregrad der Herzinsuffizienz nach NYHA

Schweregrad	Beschwerden ⁴
NYHA I	kaum
NYHA II	bei stärkerer körperlicher Belastung
NYHA III	bei leichter körperlicher Belastung
NYHA IV ⁵	in Ruhe

Zu Beginn der Herzerkrankungen handelt es sich bei der Mehrheit der betroffenen Patienten um eine schwache Herzinsuffizienz (Schweregrad: NYHA I), die sich im Laufe der Jahre zu einer terminalen Herzinsuffizienz (Schweregrad: NYHA IV) entwickelt und letztlich mit dem Tod des Patienten endet. Die meisten betroffenen Patienten sind an Herzinsuffizienz

²Abhängig vom Geschlecht, dem Alter und der physischen Kondition kann dieser Wert sehr stark schwanken.

³Als Newton'sches Fluid werden Flüssigkeiten bezeichnet, deren Viskosität unabhängig von der Strömungsgeschwindigkeit ist (z.B.: Luft, Wasser) und die deshalb eine lineare Abhängigkeit der Schubspannung von der Schergeschwindigkeit aufweisen ($\tau = \eta \cdot \partial u / \partial y$).

⁴Unter Beschwerden versteht man z.B. Atemnot, Müdigkeit, Schwäche, Herzklopfen (allgemein: Einschränkung der Leistungsfähigkeit)

⁵Die Ein-Jahres-Mortalität liegt in der Gruppe NYHA IV bei über 60 %

des Schweregrades NYHA I und NYHA II erkrankt. Bei diesen Patienten ist hauptsächlich die linke Herzhälfte betroffen und die rechte, die die Lunge versorgt, meist noch gesund.

1.2.2 Therapiemöglichkeiten

Vor allem bei einer Herzinsuffizienz mit einem Schweregrad bis zu NYHA III hat man mit kardiologischen und kardiochirurgischen Maßnahmen die Möglichkeit therapeutische Erfolge zu erlangen. Bei einem weiteren Fortschreiten der Erkrankung bis zur terminalen Herzinsuffizienz bleibt als einzige etablierte Therapieform eine Herztransplantation. Nach Informationen der Deutschen Stiftung Organtransplantation (DSO) standen im Jahre 2004 in Deutschland 750 Neuanmeldungen zur Herztransplantation aber nur 398 Spenderorgane gegenüber [15] (vgl. Abbildung 1.1). Diese langjährige Diskrepanz zwischen benötigten und verfügbaren Spenderherzen führt zu einem kontinuierlichen Anwachsen der Warteliste, auf der am 1. Februar 2006 in Deutschland 1004 Patienten gelistet sind [18]. Daraus ergibt sich eine monatelange Wartezeit, die schon im Jahr 2003 für Erwachsene in Deutschland bei 210 Tagen lag [3]. Die Ein-Jahres-Mortalität beträgt bei diesen Patienten über 30 % [9] und macht den dringenden Handlungsbedarf deutlich. Der Versuch, die Anzahl der Spenderorgane in Deutschland durch ein geändertes Transplantationsgesetz zu erhöhen, hatte leider bis heute keinen nachhaltigen Erfolg.

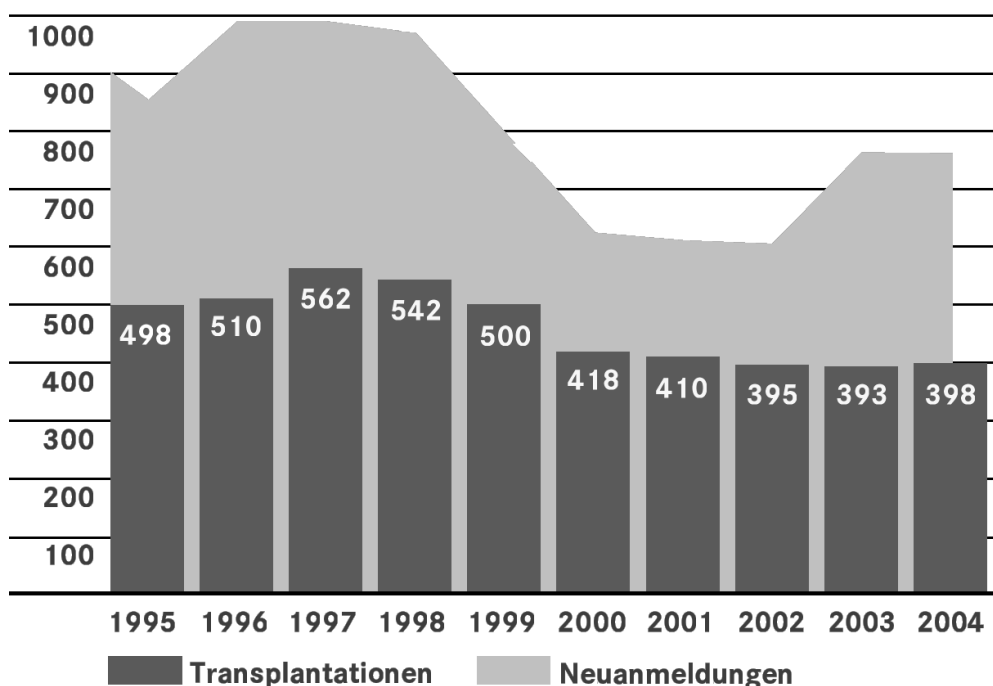


Abbildung 1.1: Neuangemeldete und durchgeführte Herztransplantationen in Deutschland

Alternative Therapiemaßnahmen stehen zum heutigen Zeitpunkt noch nicht zur Verfügung. Die Xenotransplantation (Spenderorgan kommt von einem Säugetier) oder Tissue Enginee-

ring (Herstellung von Ersatzgewebe aus Stammzellen) stecken noch immer im Entwicklungsstadium, und der Einsatz eines mechanischen Herzersatzes hat sich mangels ausgereifter Produkte bis heute noch nicht durchgesetzt. Die REMATCH-Studie hat aber gezeigt, dass bei Erkrankungen mit einem Schweregrad NYHA IV bereits mit den aktuellen mechanischen Herzersatzsystemen die Lebenszeit der Patienten deutlich verlängert werden kann [46]. Mit ausgereifteren mechanischen Herzunterstützungssystemen ist eine weitere Steigerung der Therapieerfolge zu erwarten.

1.3 Mechanische Herzunterstützungssysteme

1.3.1 Historische Entwicklung

Kunstherz - Total Artificial Heart (TAH)

Die Entwicklung der ersten künstlichen Herzunterstützungssysteme begann zeitgleich mit den ersten Herztransplantationen. Bei diesen ersten Systemen, so genannten Kunstherzen (Total Artificial Heart - TAH), wurde versucht, das menschliche Herz durch ein Zwei-Kammer-Pumpsystem vollständig zu ersetzen. Am 4. April 1969 führte Denton Cooley in Houston (USA) die weltweit erste Implantation eines Kunstherzens (Liotta TAH) durch. Nach einer Implantationsdauer von 65 Stunden erhielt der Patient ein Spenderherz. Trotz der kurzen Implantationszeit des Kunstherzens verstarb der Patient zwei Tage später an den Folgen der Blutschädigung durch das Kunstherz. Der erste längere Einsatz eines Kunstherzens erfolgte am 2. Dezember 1982 durch William DeVries in Salt Lake City (USA). Der Patient lebte 112 Tage mit dem Kunstherz (Jarvik-7 TAH), bevor es durch ein passendes Spenderherz ersetzt wurde [35]. In Deutschland fand die erste Implantation am 7. März 1986 in Berlin statt. Der Patient lebte sechs Tage mit dem künstlichen Organ, bevor auch er ein Spenderherz bekam [39].

Die ersten Unterstützungssysteme (vgl. Abbildung 1.2) waren große, schwere Pumpen, die hinsichtlich Blutverträglichkeit und Lebenskomfort des Patienten nur wenig an die Erfordernisse eines längeren Einsatzes angepasst waren. Zudem wurden die ersten Pumpen durch externe Geräte mit Pressluft angetrieben, die über Schläuche durch die Haut geleitet wurde.

Linksherzunterstützungssystem - Left Ventricle Assist Device (LVAD)

Diese Nachteile der ersten Kunstherzen mit zwei Kammern führten zur Entwicklung von Linksherzunterstützungssystemen (Left Ventricle Assist Device - LVAD). Diese werden parallel zum menschlichen Herz angeschlossen und dienen nur zur Unterstützung des Herzens. Ein Grund für diese Entwicklung ist auch die Tatsache, dass in den meisten Fällen, wie in Abschnitt 1.2.1 erläutert, hauptsächlich die linke Seite des Herzens erkrankt ist. Durch die Entwicklung eines Linksherzunterstützungssystems soll den Patienten mit

reinem Linksherzversagen geholfen werden. Dadurch können die nicht benötigten Spenderorgane für komplexe Fälle mit beidseitiger Herzerkrankung (NYHA IV) aufgespart werden.



a: Denton Cooley mit Liotta TAH



b: Jarvik 7 TAH

Abbildung 1.2: Die ersten Kunstherzen

In der ersten Generation von Linksherzunterstützungssystemen wurden vor allem Verdrängerpumpen mit einer Kammer entwickelt. Zu diesen ersten Pumpen zählen sowohl extrakorporale Pumpen (z.B.: Excor, Thoratec VAD) als auch implantierbare (z.B.: Lionheart⁶, Novacor). Die Kammer der Verdrängerpumpen besteht aus einem weichen gummiartigen Beutel (Polysulfon, Polyurethan), der durch mechanische, pneumatische oder elektrische Aktuatoren komprimiert wird.

Zeitgleich wurden die ersten Axialpumpen (z.B.: DeBakey VAD, HeartMate II, Jarvik 2000) entwickelt. Das menschliche Herz ist zwar am ehesten mit einer Verdrängerpumpe zu vergleichen, weil diese auch einen Pulsschlag generiert. Es hat sich aber zum einen gezeigt, dass der menschliche Kreislauf ohne Puls leben kann [62], und zum anderen, dass es nicht nur auf das Vorhandensein, sondern auch auf den Verlauf dieses Pulses ankommt [58]. Zudem arbeitet beim Einsatz eines kontinuierlich pumpenden Linksherzunterstützungssystems das menschliche Herz weiterhin parallel. Der Puls ist, überlagert vom konstanten Volumenstrom der Pumpe und dadurch abgeschwächt, immer noch schwach im Körper vorhanden. Ein Nachteil dieser ersten Axialpumpen ist das Vorhandensein von mechanischen Lagern, die zur Schädigung des Blutes beitragen.

In der nächsten Generation wurden deshalb Rotationspumpen mit berührungslos gelagerten Laufrädern entwickelt (vgl. Abbildung 1.3). Das Laufrad wird dabei durch elektromagnetische Kräfte und eine aufwendige aktive Lageregelung oder in Kombination mit hydraulischen

⁶Die Pumpe „Lionheart“ von Arrow wurde im Frühjahr 2005 vom Markt genommen

schen Effekten gelagert. Bei diesen kontinuierlich pumpenden Herzunterstützungssystemen der 3. Generation handelt es sich in der Mehrheit um Zentrifugal- oder auch Diagonalpumpen (z.B.: CorAide, DuraHeart, HeartMate III, HeartQuest, VentrAssist) und vereinzelt um Axialpumpen (z.B.: Incor) [38].



Abbildung 1.3: Herzunterstützungspumpen der 3. Generation

Sowohl Verdränger- als auch Rotationspumpen haben Vor- und Nachteile [38], [42], auf die im folgenden Abschnitt 1.3.2 noch näher eingegangen wird. Bei der Anwendung als Herzunterstützungssystem überwiegen aber die Vorteile der Rotationspumpen. Dies spiegelt sich auch in den aktuell entwickelten Modellen wieder. In der folgenden Tabelle 1.2 ist eine kurze Aufstellung der aktuell eingesetzten nicht-pulsatilen implantierbaren Linksherzunterstützungssysteme zu finden:

Tabelle 1.2: Aktuelle kontinuierlich pumpende Linksherzunterstützungssysteme (Stand: 15. Januar 2006)

Modell	Hersteller	Typ	Lagerung	Implantationen
CorAide	Arrow	radial	hydraulisch	10
DeBakey VAD	MicroMed	axial	mechanisch	> 300
DuraHeart	Terumo	radial	elektromagnetisch	20
HeartMate II	Thoratec	axial	mechanisch	> 150
HeartMate III	Thoratec	radial	elektromagnetisch	Entwicklung
HeartQuest	WorldHeart	radial	elektromagnetisch	Entwicklung
Incor	Berlin Heart	axial	elektromagnetisch	> 200
Jarvik 2000	Jarvik Heart	axial	mechanisch	> 100
VentrAssist	Ventracor	radial	hydraulisch	> 30

Inzwischen mehren sich die Stimmen, dass ein Linksherzunterstützungssystem nicht nur zur Überbrückung der Wartezeit (Bridge To Transplant - BTT) oder als Alternative zur Transplantation (Alternative To Transplant - ATT) eingesetzt werden kann, sondern auch

zur Regenerierung des Herzens (Bridge To Recovery - BTR) [27], [52]. Hierunter versteht man, dass sich das Herz nach einer ausreichend langen Implantationsdauer soweit erholt hat, dass eine Transplantation nicht mehr notwendig ist und die Pumpe wieder entfernt werden kann.

1.3.2 Nachteile aktueller Systeme

Der Forschungsbereich der mechanischen Herzunterstützungssysteme ist zwar, für ein medizinisches Forschungsgebiet, schon recht alt. Dennoch ist es bis heute noch nicht gelungen, ein optimales Herzersatz- oder Unterstützungssystem zu entwickeln.

Ein großer Nachteil aller Verdrängerpumpen ist, dass sie schwerer und inklusive ihrer Ansteuerungen größer als das menschliche Herz sind (vgl. Tabelle 1.3). Dies beruht darauf, dass die Verdrängerpumpen eine komplexe Mechanik besitzen (vgl. Abbildung 1.4a) und einen Ausgleichsgefäß für das Schlagvolumen benötigen. Das große Gewicht ist bei der Platzierung im Körper nachteilig, da gewährleistet sein muss, dass die Pumpe sicher im Körper befestigt ist. Andernfalls können Erschütterungen - zum Beispiel beim Treppensteigen - dazu führen, dass das Unterstützungssystem auf anderen Organen zu liegen kommt und diese behindert oder durch sein Gewicht und seine Größe beschädigt.

Tabelle 1.3: Vergleich verschiedener Herzunterstützungssysteme mit dem menschlichen Herz

Modell	Typ	Gewicht (g)	Größe (ml)
Herz ⁷	Verdränger	≈ 300	≈ 350
Abiocor TAH	Verdränger	1000	k. A.
Novacor	Verdränger	1000	260
CorAide	radial	300	65
VentrAssist	radial	300	122
DeBakey VAD	axial	95	42
Incor	axial	200	80

Außerdem besitzen die Verdrängerpumpen neben dem Verdrängermechanismus auch noch mechanische Klappen beziehungsweise Ventile, um den Blutfluss zu richten beziehungsweise um bei Stillstand der Pumpe einen Rückfluss zu verhindern. Mit zunehmender Anzahl der bewegten Teile steigt aber das Risiko, dass es zu Ausfällen der Pumpe aufgrund von Verschleiß kommt. Zusätzlich unterliegt das Material der elastischen Kammern natürlichen Alterungsprozessen. Das Ausfallrisiko ist aber auch bei Kreiselpumpen mit einer mechanischen Lagerung des Rotors gegeben, obwohl diese im Idealfall nur ein bewegtes Teil - den Rotor - besitzen. Bei den Kreiselpumpen kann dieses mechanische Lager aber durch eine berührungslose Lagerung ersetzt werden. Bei den Axialpumpen erfolgt dies mit einer Kombination aus verschiedenen magnetischen Kräften (z.B.: Incor). Die Rotorposition

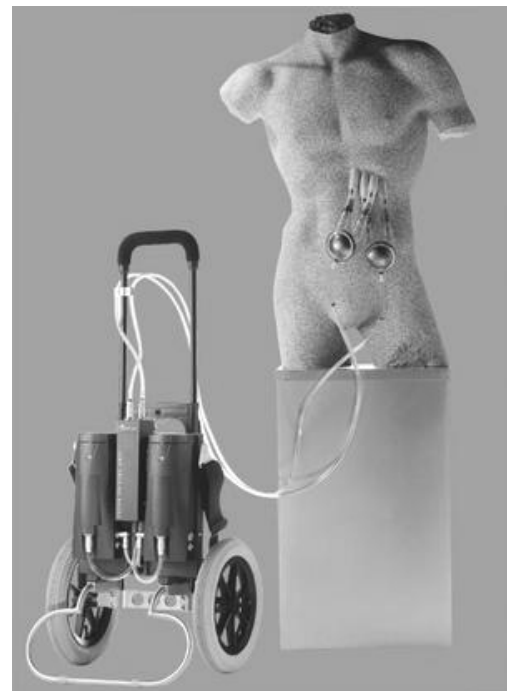
⁷Die Abmessungen des menschlichen Herzens hängen von der Körpergröße und dem physischen Zustand der jeweiligen Person ab.

muss dabei aktiv geregelt werden, da die axiale Abströmung in Abhängigkeit des Betriebspunktes immer einen Impuls entgegen der Strömungsrichtung auf den Rotor generiert. Die Lageregelung ist sehr komplex und der Ausfall der Positionssensoren oder Softwarefehler können den Betrieb der Pumpe stören oder die Pumpe sogar stoppen. In einer Zentrifugalpumpe kann hingegen eine sensor- und berührungslose Lagerung des Laufrades mit der Kombination aus magnetischen und hydraulischen Kräften realisiert werden (z.B.: CorAide, VentrAssist).

Bei der Wahl der Werkstoffe für eine Pumpe muss berücksichtigt werden, dass diese, zusätzlich zur Zulassung als Werkstoff für Medizinprodukte, den besonderen Anforderungen einer Pumpe Genüge leisten müssen. Es kann zum Abrieb von Material an Dichtungen und Ventilen kommen, bei Kreiselpumpen auch zum Anstoßen des Rotors am Gehäuse. Den Abrieb von Material am Gehäuse und an Ventilen kann man durch spezielle Oberflächenbehandlungen (z.B.: Diamond-Like Carbon (DLC)-Beschichtung) verhindern, die zum Beispiel auch bei der Herstellung von Herzklappen verwendet werden.



a: Novacor: Verdrängerpumpe mit viele bewegten Teilen



b: Excor: Handwagen mit extrakorporaler Pumpe

Abbildung 1.4: Nachteile bestehender Herzunterstützungssysteme

Wichtige Punkte bei der Entwicklung der Herzunterstützungssysteme sind die Vermeidung von Blutschädigung (Hämolyse) und Totwasserzonen. Sobald Blut nicht mehr fließt, beginnt es zu gerinnen. Diese an sich gute Eigenschaft steigert aber, an der falsche Stelle ausgelöst, durch das Entstehen von Blutgerinnseln (Thromben) das Risiko eines Gefäßverschlusses (Thrombose, Embolie) erheblich. Mit Hilfe numerischer Berechnungen können schon im Vorfeld der Pumpenentwicklung Totwasserzonen relativ gut erkannt und beseitigt werden. Die Blutschädigung muss vermieden werden, weil sich die Schäden aufgrund des geschlossenen

Blutkreislaufsystems kumulieren. Vor allem hohe Schubspannungen führen zur Zerstörung der Blutkörperchen und tragen damit wesentlich zur Blutschädigung bei. Die Bestimmung der kritischen Bereiche, in denen Blutschädigung aufgrund hoher Schubspannungen auftritt, gestaltet sich kompliziert, da hierbei nicht nur der maximale Wert der Schubspannung, sondern auch die Verweilzeit der Blutkörperchen zu berücksichtigen ist [21], [41]. An den beweglichen Klappen einer Verdrängerpumpe ist das Risiko der Blutschädigung relativ hoch. Die gummiartigen weichen Kammern dieser Pumpen sind dafür schonender im Druckaufbau als ein schnell drehendes Laufrad. Bei den Kreiselpumpen mit mechanisch gelagertem Laufrad sind die Lager entweder blutgespült oder durch Dichtungen vom Blut getrennt. Sowohl das Vorhandensein von Blutkörperchen im Wälzlager als auch der Abrieb der Dichtungen fördern aber die Schädigung. Einige Hersteller versuchen dieses Problem durch den Einbau von gespülten Lagern zu lösen. Hierfür ist aber ein weiteres System - die Pumpe zum Spülen inklusive Spüllösung - notwendig (z.B.: Evaheart LVAS).

Einige Vorteile der Zentrifugalpumpen zeigen sich erst im Betrieb. Bei diesen Pumpen kann zum Beispiel keine Luft gepumpt werden. Im Falle einer Undichtigkeit im System wird eingedrungene Luft nicht transportiert, sondern sammelt sich im Zulauf der Pumpe. Ein weiterer Vorteil der Zentrifugalpumpen ist der flache Verlauf der Drosselkurven. Ein erhöhter Sauerstoff- und damit Blutbedarf kann dadurch bei konstanter Drehzahl und weitestgehend konstantem Druck automatisch bereitgestellt werden. Diese Reaktion ist, wie im Abschnitt 1.1 beschrieben, auch beim menschlichen Kreislauf zu finden, der auf körperliche Anstrengung mit einem Anstieg des Pulses beziehungsweise des Herzminutenvolumens bei konstantem Blutdruck reagiert. Im Gegensatz dazu sinkt der Druck bei den Axialpumpen mit steigendem Volumenstrom sehr stark ab und die Drehzahl muss nachgeregt werden, um den gewünschten Druck zu erhalten (vgl. Abbildung 1.5).

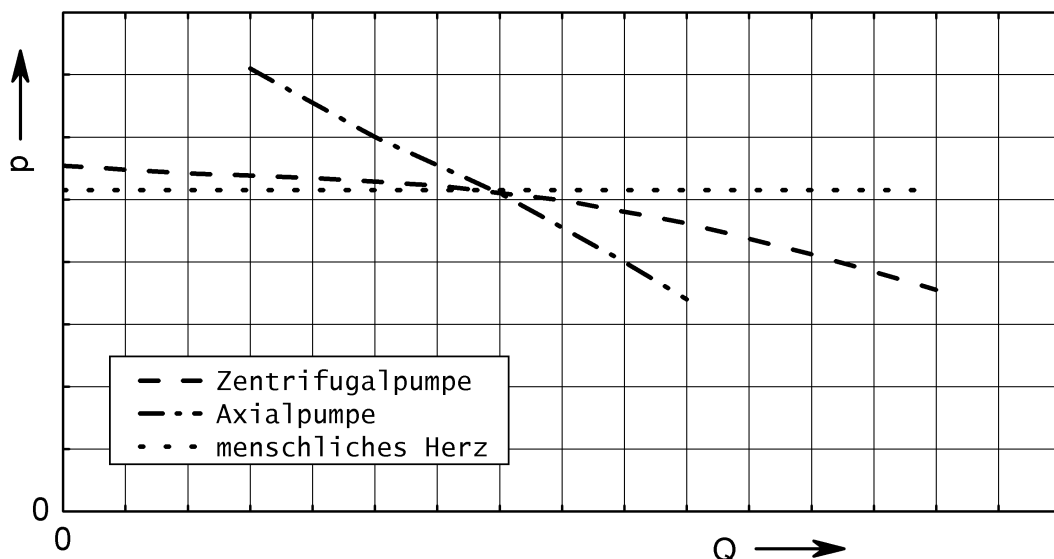


Abbildung 1.5: Druckänderung verschiedener Pumpen und des menschlichen Herzens bei einer Flussänderung

Ein weiteres Problem aktueller Systeme ist die Übertragung der Antriebsenergie sowie der Datenaustausch der Pumpe mit der Außenwelt. Bei einigen der Pumpen wird ein bis zu fingerdicker Schlauch durch die Haut geführt (z.B.: Novacor). An der Stelle der Durchleitung durch die Haut kann es zu Blutungen und auch Infektionen kommen. Da der Kreislauf der Herzpatienten aufgrund ihrer Erkrankung schon stark belastet ist, ist eine Infektion wesentlich risikobehafteter als bei einem gesunden Menschen. Es besteht auch das Risiko, dass man an diesem Schlauch hängenbleibt und es dadurch zu Verletzungen an der Durchleitung durch die Haut oder Schäden am Schlauch kommt. Der Komfort des Patienten ist vor allem bei den älteren Modellen zusätzlich noch dadurch eingeschränkt, dass der Patient die Steuerung und die Batterien, bei extrakorporalen⁸ Systemen sogar die Pumpe, auf einem Handwagen (vgl. Abbildung 1.4b) mit sich führen muss (z.B.: Excor, Thoratec VAD). Bei den Verdrängerpumpen ergibt manchmal auch noch eine akustische Belastung für den Patienten. Bei einigen Pumpen ist das Öffnen und Schließen der Ventile oder auch der pneumatische Pumpvorgang deutlich außerhalb des Körpers zu hören.

1.4 Zielsetzung

Aufbauend auf dem geschilderten „Status Quo“ der mechanischen Herzunterstützungssysteme soll nun ein neues, vollständig implantierbares Linksherzunterstützungssystem (LVAD) mit sensorloser Lageregelung entwickelt werden, das parallel zum menschlichen Herzen angeschlossen wird. Dabei sollen möglichst viele der in Abschnitt 1.3.2 beschriebenen Nachteile der momentan verwendeten Systeme beseitigt oder zumindest verringert werden. Als Maxime für die neu zu entwickelnde Herzunterstützungspumpe „RotaCor“ gilt:

„Je weniger Teile - beweglicher und statischer Art - vorhanden sind,
desto geringer ist die Anfälligkeit des Systems.“

Das Projekt, gefördert durch die Bayerische Forschungsförderung, wird unter Leitung des Deutschen Herzzentrums München in Zusammenarbeit mit der Technischen Universität München (TUM) und dem Industriepartner Maquet Cardiopulmonary AG (bis 2003 Jostra AG) realisiert. Auf Seite der Technischen Universität München nehmen der Lehrstuhl für Fluidmechanik (FLM) an der Fakultät für Maschinenwesen und das Fachgebiet Energiewandlungstechnik (EWT) an der Fakultät für Elektrotechnik und Informationstechnik am Projekt teil [37].

In Abbildung 1.6 ist ein erster Entwurf der Pumpe ohne das äußere Gehäuse abgebildet. Die Pumpe wird als Zentrifugalpumpe mit einem gedecktem Laufrad⁹ ausgeführt. Als Antriebseinheit wird eine permanent erregte Scheibenläufer-Synchronmaschine verwendet, wobei der Rotor mit seinen integrierten Magneten als Läufer des Motors fungiert. Die Wicklungen der beiden Stränge, bestehend aus je sechs Spulen, werden auf den gegenüberliegenden Seiten des Rotors um 30° versetzt platziert. Der Rotor wird entsprechend Abschnitt 2.5 berührungslos

⁸„extrakorporal“ bedeutet: außerhalb (lat.: extra) des menschlichen Körpers (lat.: corpus)

⁹Bei einem gedeckten Laufrad sind die Laufradschaufeln im Gegensatz zum offenen Laufrad auf beiden Seiten von Deckscheiben begrenzt.

gelagert. Die Lagerung erfolgt in axialer Richtung hydrodynamisch und in radialer Richtung durch das Magnetfeld des elektrischen Antriebs. Die stabilisierenden Kräfte müssen betragsmäßig stets größer als die destabilisierenden Kräfte sein (vgl. Abbildung 1.7). Der Vorteil bei diesen Lagerungen ist unter anderem, dass keine Dichtungen vorhanden sind, die abgerieben werden können, und auch keine Lager, die mit Blut gespült werden. Die magnetische und die hydrodynamische Lagerung soll selbstregulierend sein. Dadurch entfällt ein Teil der Steuerung.

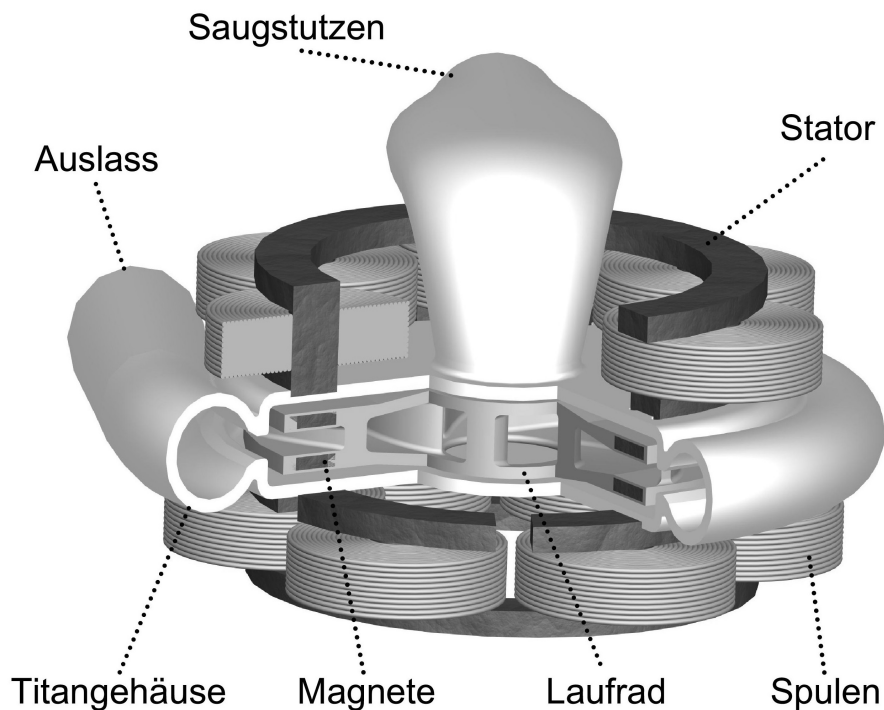


Abbildung 1.6: Geplante Ausführung der RotaCor

Die Lebensqualität des Patienten im Alltag soll durch eine vollständig implantierbare kleine Pumpe mit einem Laufraddurchmesser $D \leq 50$ mm erheblich verbessert werden. Durch die Miniaturisierung erhält die Pumpe außerdem ein geringes Gewicht, wodurch die Fixierung im Körper des Patienten einfacher wird. Die Energie- und Datenübertragung soll über Induktionsspulen berührungslos durch die Haut erfolgen (Transkutaner Energie Transfer - TET). Hierzu wird eine Spule dauerhaft unter der Hautoberfläche und die andere mit Hilfe von Pflastern oder ähnlichem außen auf der Hautoberfläche fixiert. Durch die fehlende Hautdurchleitung wird das Infektionsrisiko eliminiert. Eine implantierte Batterie gewährleistet eine kurzzeitige Autonomie des Patienten von bis zu 30 Minuten.

Der Wirkungsgrad des Gesamtsystems soll größer als bei den gegenwärtig besten Herzunterstützungssystemen der 3. Generation, dem Incor ($\eta \approx 0,34$ [28]) oder der VentrAssist ($\eta \approx 0,19$ [60]), sein. Deshalb werden Sensoren und Regelungen soweit wie möglich eingespart. Die Erfassung der hydraulischen Daten des Herzunterstützungssystems (Druck p , Volumenstrom Q) soll über den Motorstrom I , der sich linear zum benötigten Drehmoment M einstellt, und die Drehzahl n erfolgen. Die Motorregelung könnte bei einer Synchronmaschine vollständig sensorlos erfolgen, wird aber aus Sicherheitsgründen durch zwei

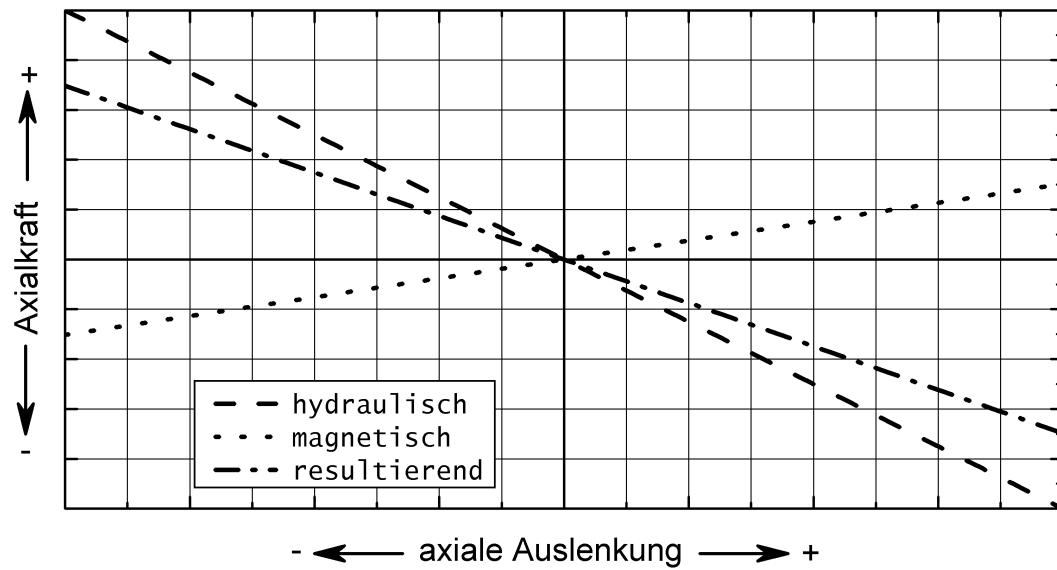


Abbildung 1.7: Auf das RotaCor-Laufrad wirkende Axialkräfte bei $Q = 5,0 \text{ l/min}$ und $n = 2700 \text{ min}^{-1}$

Hallsensoren unterstützt [30]. Ein besserer hydraulischer Wirkungsgrad hat nicht nur eine längere Nutzungsdauer der implantierten Akkumulatoren zur Folge, sondern ist auch schonender für das Blut, da sich ein schlechter Wirkungsgrad vor allem in Totwasserzonen und an, aufgrund von Verlusten, erhitzten Gehäusewänden widerspiegelt. Im Sinne eines optimalen Gesamtsystems muss selbstverständlich auch eine Minimierung der Blutschädigung erreicht werden. Dies wurde im Zuge der numerischen Optimierung mittels CFD-Verfahren untersucht [54].

2 Hydrodynamische Lagerung eines gedeckten Laufrads

2.1 Vorüberlegungen

Aus den im vorhergehenden Abschnitt 1.3 beschriebenen Gesichtspunkten, die bei der Förderung von Blut zu berücksichtigen sind, ergibt sich, dass eine kontinuierlich fördernde Kreiselpumpe mit einem berührungslos gelagerten Rotor die beste Lösung für ein mechanisches Herzunterstützungssystem darstellt. Wie des Weiteren in Abschnitt 1.1 bereits erläutert wurde, kann man Blut unter Einhaltung gewisser Randbedingungen als ein Newton'sches Fluid bezeichnen.

Das Theorem von Earnshaw [16] besagt aber, dass der Rotor nicht mit Hilfe ungerichteter Permanentmagnete dreidimensional im Raum gelagert werden kann. Deshalb muss zur Lagerung eine Kombination aus ungerichteten Magnetfeldern und weiteren stabilisierenden Effekten, wie zum Beispiel sensorgeregelten Magneten oder hydraulischen Kräften, herangezogen werden.

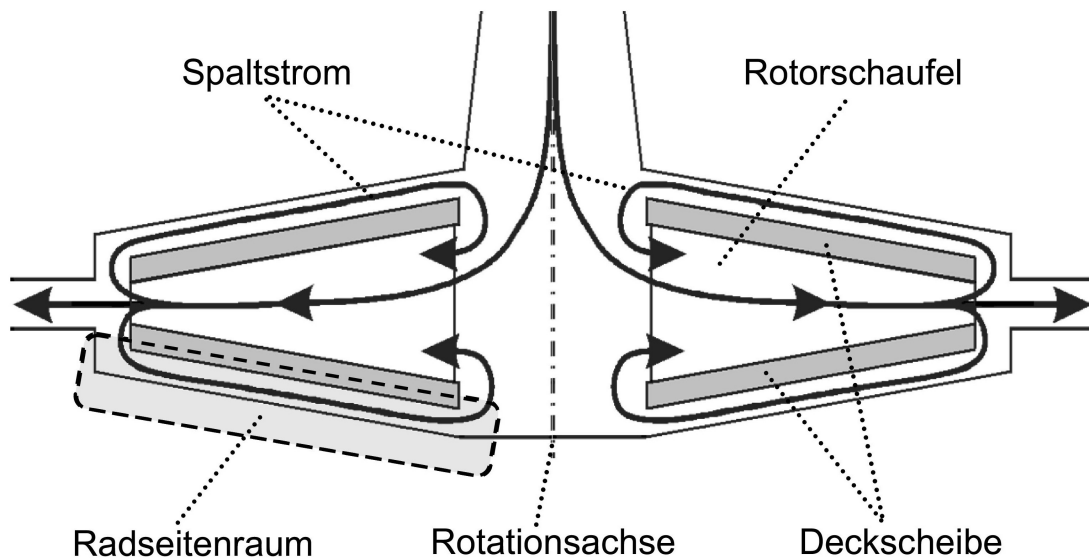


Abbildung 2.1: Schnitt durch eine Zentrifugalpumpe mit gedecktem Laufrad

In einer Zentrifugalpumpe mit gedecktem Laufrad fließt im Radseitenraum ein radial einwärts gerichteter Verluststrom, der den hydraulischen Wirkungsgrad der Pumpe verschlech-

tert. Zur Reduzierung dieses Verluststroms werden bei herkömmlichen Pumpen im Radseitenraum Dichtungen eingebaut. Bei Blutpumpen mit gedecktem Laufrad muss aber zur Vermeidung von Totwasserzonen ein Spaltstrom fließen. Dieser Verluststrom soll bei der RotaCor in Kombination mit dem Antriebsmagnetfeld zur sensorlosen, selbstregulierenden Lagerung des Pumpenlaufrads verwendet werden. Aufgrund der gewählten Motoranordnung erfolgt durch das Antriebsmagnetfeld eine Zentrierung in radialer Richtung. In axialer Richtung soll der Rotor durch die Spaltströme in den Radseitenräumen zentriert werden (vgl. Abschnitt 1.4).

In den gängigen Lehrbüchern von Bohl [4], [5], Gülich [24] oder Pfeleiderer [43] finden sich zum Thema Strömung im Radseitenraum und der Auswirkung auf das Laufrad kaum Angaben und wenn, dann nur unter Vernachlässigung vom Rotationseinfluss und der Diffusor-beziehungsweise Düsenwirkung im Radseitenraum. Dies ist auch nicht weiter verwunderlich, da die Bestimmung der Durchflussmenge im Radseitenraum mit Hilfe von Messungen oder Gleichungen aufgrund der geringen Höhe des Radseitenraums nur sehr eingeschränkt möglich ist. Kosyna [32] und Wagner [59] beschäftigen sich in ihren Arbeiten mit der radial auswärts gerichteten Strömung im Radseitenraum, aber erst Lünzmann [34] untersucht aufbauend auf Kosynas Ergebnissen den radial einwärts durchströmten Radseitenraum einer Pumpe in einer Rauchgasentschwefelungsanlage. Mangels Messmöglichkeiten in den sehr engen Radseitenräumen beruhen diese Arbeiten vor allem auf theoretischen Annahmen, die durch globale Messungen an Modellen mit größeren Laufrädern als dem hier untersuchten (Kosyna: $D = 280$ mm; Lünzmann: $D = 392$ mm; RotaCor: $D = 42$ mm) verifiziert werden. Daneben gibt es noch ein Vielzahl von weiteren Autoren (z.B.: Bayley [2], Geis [20], Zilling [63], ...), die sich aber oftmals nur mit dem Medium Luft beschäftigt haben. Außerdem befasst sich die Mehrheit der Autoren nur mit dem einseitig durchströmten Radseitenraum. Des Weiteren konnte kein Autor gefunden werden, der die Effekte im Radseitenraum zur selbstständigen Balance des Laufrades ausnutzt. In vielen Literaturstellen wird zwar der axiale Versatz des Laufrades und die Auswirkungen auf die Axiallagerkräfte beschrieben, aber immer nur mit dem Ziel die Axialkräfte zu reduzieren und nie, um diese auszunutzen.

Im Folgenden wird der Fall einer einwärts gerichteten Strömung im Radseitenraum betrachtet (vgl. Abbildung 2.1). Unter Umständen wäre es auch möglich, dass sich bei einem sehr engen Radseitenraum und einem geringen Druckaufbau in der Pumpe die Strömungsrichtung im Spalt umkehrt und im Spalt Fluid auswärts gepumpt wird. Diesen Effekt nutzte Tesla in abgewandelter Form als erster bei der Entwicklung seiner Reibungspumpe aus [55].

Die theoretischen Herleitungen der einzelnen Druckverluste bauen hauptsächlich auf den experimentellen Arbeiten von Kosyna [32] ($0,2 \text{ mm} \leq s \leq 0,5 \text{ mm}$) und Lünzmann [34] ($1,3 \text{ mm} \leq s \leq 6,9 \text{ mm}$), sowie den theoretischen Überlegungen von Schilling [47] auf. An diese Arbeiten angelehnt erfolgt auch die Aufteilung des Druckverlustes im Radseitenraum auf die einzelnen Verluste.

2.2 Strömung im Radseitenraum

In Anlehnung an die Annahme aus Abschnitt 1.1, dass Blut ein Newton'sches Fluid ist, wird ein inkompressibles Newton'sches Fluid in einem ebenen und hydraulisch glatten Spalt zwischen den Deckscheiben eines mit der Winkelgeschwindigkeit ω rotierenden gedeckten Pumpenlaufrades und einer feststehenden Gehäusewand betrachtet (vgl. Abbildung 2.2). Der Spalt besitzt in axialer Richtung die Spaltweite s und erstreckt sich in radialer Richtung vom Eintritt in den Radseitenraum (Index E) bei r_2 bis zum Austritt (Index A) bei r_1 . Am äußeren Rand beim Radius r_2 besitzt der Spalt eine zylindrische Begrenzung. Der Zulauf zum Pumpenlaufrad wird mit Index 1 bezeichnet, der Auslass aus dem Pumpenlaufrad mit Index 2. Alle Einlaufkanten sind scharfkantig ausgeführt (vgl. Abbildung 2.2).

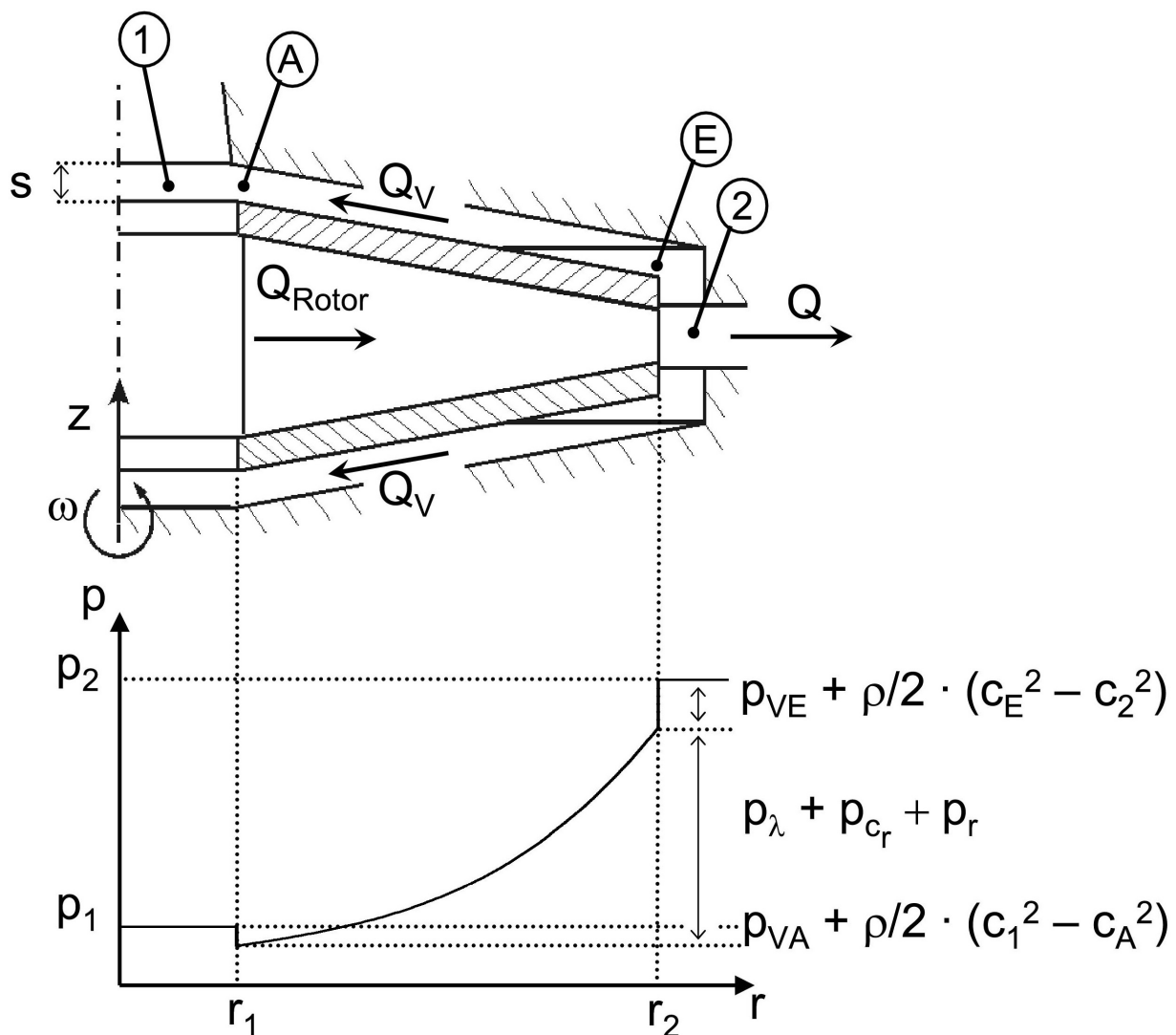


Abbildung 2.2: Schematische Darstellung des Druckverlaufs im Radseitenraum (Meridianschnitt)

Aufgrund des positiven statischen Druckaufbaus $\Delta p = p_2 - p_1 > 0$ in der Pumpe fließt in jedem Radseitenraum die einwärts gerichtete Verlustströmung Q_V , die sich abhängig vom

Betriebspunkt und der Spaltgeometrie einstellt.

$$Q_V = \frac{1}{2} \cdot (Q_{Rotor} - Q) \quad \text{mit:} \quad Q_V = f(s, r_1, r_2, \omega, p_1, p_2, \rho, \nu) \quad (2.1)$$

Die absolute Geschwindigkeit c der Verlustströmung lässt sich in eine Umfangskomponente c_φ und eine radiale Komponente c_r aufteilen und errechnet sich aus den über den Umfang gemittelten Geschwindigkeitskomponenten:

$$\bar{c} = \sqrt{\bar{c}_r^2 + \bar{c}_\varphi^2} \quad (2.2)$$

Durch die mit abnehmendem Radius verkleinerte durchströmte Fläche $A(r)$ des Radseitenraums nimmt die radiale Geschwindigkeit c_r aufgrund des Kontinuitätsgesetzes nach innen hin zu. Bei der Gesamtbetrachtung des Radseitenraums muss deshalb mit der über die Spaltlänge gemittelten Geschwindigkeit $\bar{c}_{r,m}$ gerechnet werden, die beim mittleren Radius r_m gilt:

$$\bar{c}_r = \bar{c}_r(r) = \frac{Q}{A(r)} \quad (2.3)$$

$$\bar{c}_{r,m} = \frac{Q_V}{A(r_m)} = \frac{Q_V}{2 \cdot r_m \cdot \pi \cdot s} \quad \text{oder} \quad \bar{c}_{r,m} = \bar{c}_{r2} \cdot \frac{r_2}{r_m} \quad (2.4)$$

$$r_m = \sqrt{r_1 \cdot r_2} \quad (2.5)$$

An den Rändern des Spalts herrscht Haftbedingung. Deswegen strömt direkt an der Gehäusewand kein Fluid ($\bar{c} = \bar{c}_r = \bar{c}_\varphi = 0$). Das am Rotor haftende Fluid bewegt sich hingegen mit der Rotationsgeschwindigkeit des Rotors ($\bar{c}_\varphi = \omega \cdot r$). Der Übergang von $\bar{c}_\varphi = 0$ zu $\bar{c}_\varphi = \omega \cdot r$ erfolgt in Abhängigkeit vom örtlichen Strömungszustand und der Geometrie des Radseitenraums, aber keinesfalls linear. Der Übergang hängt maßgeblich von der Strömungsform ab.

Tabelle 2.1: Strömungsformen im Radseitenraum zwischen Laufraddeckscheibe und Gehäusewand für verschiedene Reynoldszahlen ($Re = \omega \cdot r_2^2 / \nu$)

Strömungsform	Strömungszustand	Grenzschichten	Gültigkeitsbereich	Geschwindigkeitsprofil
I	laminar	berührend	$Re < 10^3$	Abb. 2.3a
II	laminar	getrennt	$Re < 5 \cdot 10^5$	Abb. 2.3b
III	turbulent	berührend	$5 \cdot 10^5 < Re < 10^7$	Abb. 2.3c
IV	turbulent	getrennt	$Re > 5 \cdot 10^5$	Abb. 2.3d

Je nach Strömungsform - laminar oder turbulent - können sich im Radseitenraum eines gedeckten Laufrades vier verschiedene Strömungsformen ausbilden. Eine Zusammenstellung verschiedener Literaturstellen zu diesem Thema findet man zum Beispiel bei Schilling [49]. Zur Einteilung der Strömungsform wird die globale Reynoldszahl herangezogen:

$$Re = \frac{\omega \cdot r_2^2}{\nu} \quad (2.6)$$

In der folgenden Abbildung 2.3 sind beispielhaft zu den Strömungsformen aus Tabelle 2.1 die Geschwindigkeitsprofile dargestellt.

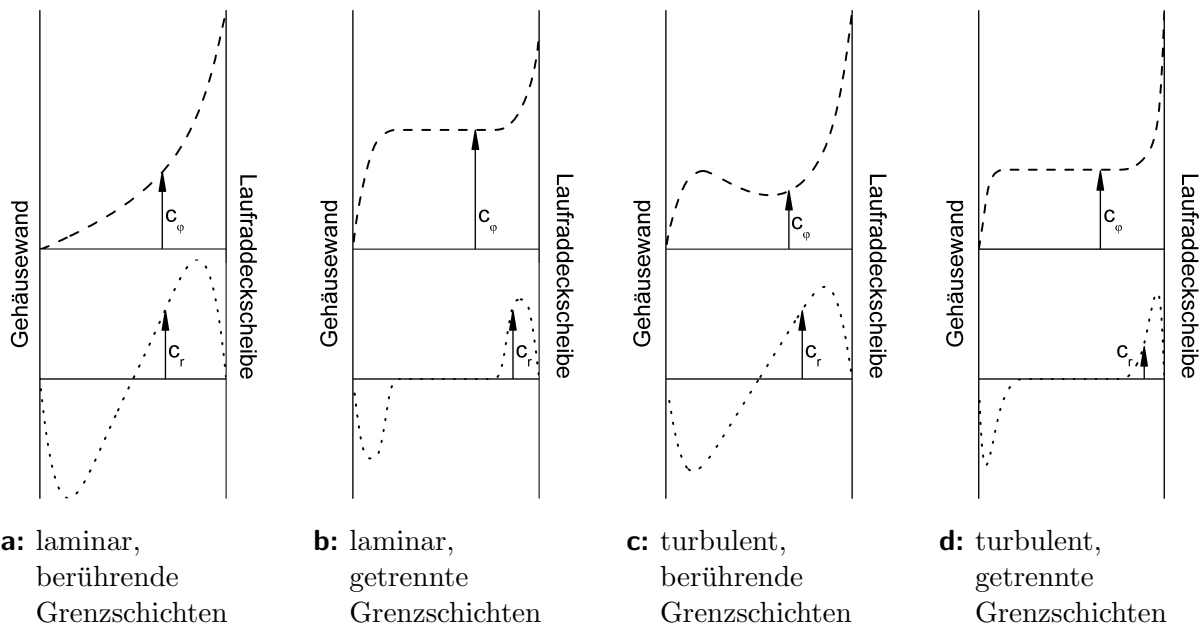


Abbildung 2.3: Geschwindigkeitsprofile in einem Radseitenraum ohne radialen Durchfluss bei verschiedenen Strömungsformen

Die Strömungsformen sind natürlich auch von der Spaltweite s abhängig. Bei sehr engen Radseitenräumen ist tendenziell mit sich berührenden Grenzschichten zu rechnen, wohingegen bei weiten Radseitenräumen die Grenzschichten getrennt sind. Bei getrennten Grenzschichten bildet sich im Radseitenraum eine zirkulierende Kernströmung aus. Die Rotationsgeschwindigkeit β der Kernströmung verändert sich aufgrund der Drallerhaltung ($c_\varphi(r) \cdot r = konst.$) zusätzlich auch noch mit dem Radius r .

$$\bar{c}_\varphi(r) = \beta(r) \cdot r \quad (2.7)$$

Nach einem Vorschlag von Kosyna kann das Verhältnis \bar{k} der Winkelgeschwindigkeiten von Strömung und Rotor auch ohne Kenntnis des Geschwindigkeitsprofils im Spalt berechnet werden. Nach Untersuchungen von Lünzmann ergibt sich aus diesem Vorschlag folgende Gleichung für das Verhältnis der Rotationsgeschwindigkeiten über die gesamte Spaltlänge bei einer drallbehafteten Zustromung in den Radseitenraum:

$$\bar{k} = \frac{\bar{c}_\varphi}{u} = \frac{\beta}{\omega} = 0,8 - 0,4 \cdot \frac{Re_{\bar{c}_r, m}}{Re_{\bar{c}_r, m} + Re_{\bar{c}_\varphi, m}} \quad (2.8)$$

Aus den Gleichungen 2.7 und 2.8 ergibt sich für die Umfangsgeschwindigkeit c_φ der Strömung im Radseitenraum:

$$\bar{c}_\varphi(r) = \bar{k} \cdot \omega \cdot r \quad (2.9)$$

Die Definitionen für die Reynoldszahlen sind in den Gleichungen 2.10 und 2.11 zu finden. Mit der Reynoldszahl $Re_{\bar{c}_r, m}$ wird der Durchfluss im Radseitenraum und mit der Reynoldszahl $Re_{\bar{c}_\varphi, m}$ der Einfluss der Winkelgeschwindigkeit des Rotors berücksichtigt:

$$Re_{\bar{c}_r, m} = Re_{\bar{c}_r}(r_m) = \frac{\bar{c}_{r, m} \cdot d_h}{\nu} = \frac{Q_V}{\pi \cdot r_m \cdot \nu} \quad (2.10)$$

$$Re_{\bar{c}_\varphi, m} = Re_{\bar{c}_\varphi}(r_m) = \frac{\bar{c}_{\varphi, m} \cdot d_h}{\nu} = \frac{\omega \cdot r_m \cdot d_h}{\nu} \quad (2.11)$$

Die gemittelten Werte für die Geschwindigkeit $\bar{c}_{r, m}$ und den Radius r_m werden mit Gleichung 2.4 und 2.5 bestimmt. Der hydraulische Durchmesser d_h wird nach der allgemeinen Formel berechnet:

$$d_h = \frac{4 \cdot A}{U} = \frac{4 \cdot (2 \cdot r \cdot \pi \cdot s)}{2 \cdot (2 \cdot r \cdot \pi)} = 2 \cdot s \quad (2.12)$$

Folgende Annahmen werden für die Strömung am Austritt aus dem Pumpenlaufrad, dem Ein- und Austritt in den Radseitenraum und dem Zulauf zum Pumpenlaufrad getroffen:

- Die Strömung besitzt vor dem Eintritt in den Radseitenraum und nach dem Austritt nur eine Umfangskomponente.

$$c_r(r_2) = 0 \rightarrow c_2 = c_\varphi(r_2) \quad (2.13)$$

$$c_r(r_1) = 0 \rightarrow c_1 = c_\varphi(r_1) \quad (2.14)$$

- Die Umfangskomponenten der Strömung sind direkt vor und nach dem Ein- und Austritt in den Radseitenraum ungefähr gleich groß.

$$c_\varphi(r_2) \approx c_\varphi(r_E) \quad (2.15)$$

$$c_\varphi(r_A) \approx c_\varphi(r_1) \quad (2.16)$$

- Im weiteren Verlauf wird die Strömung aus dem Radseitenraum in axiale Richtung umgelenkt und auf die Strömungsgeschwindigkeit c_1 im Pumpenzulauf beschleunigt.

2.3 Druckverteilung im Radseitenraum

Zur Beschreibung der Druckverteilung im Radseitenraum müssen nachfolgende Annahmen getroffen werden:

- Es handelt sich um eine laminare, stationäre und rotationssymmetrische Strömung.
- Es handelt sich um ein Newton'sches Fluid.
- Die Stoffwerte des Fluides sind immer konstant.

Mit diesen Voraussetzungen kann man die Navier-Stokesschen Gleichungen auf folgende Form vereinfachen:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \cdot c_r) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial z} (r \cdot c_z) = 0 \quad (2.17)$$

Die Gleichung 2.17 müsste nun für alle drei Zylinderkoordinaten aufgelöst werden. Da in der vorliegenden Arbeit aber nur der radial einwärts durchströmte Radseitenraum betrachtet wird, wird die Gleichung 2.17 auch nur für die radiale Raumachse berechnet:

$$\frac{\partial c_r}{\partial t} + c_r \frac{\partial c_r}{\partial r} + c_z \frac{\partial c_r}{\partial z} - \frac{c_\varphi^2}{r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + \nu \cdot \left(\frac{\partial^2 c_r}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial c_r}{\partial r} - \frac{c_r}{r^2} + \frac{\partial^2 c_r}{\partial z^2} \right) \quad (2.18)$$

Unter Berücksichtigung der Bedingung, dass es sich um eine stationäre Strömung handelt, und der Annahme, dass die Strömungsgeschwindigkeit c_z in axialer Richtung vernachlässigbar klein ist, vereinfacht sich Gleichung 2.18 zu:

$$c_r \frac{\partial c_r}{\partial r} - \frac{c_\varphi^2}{r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + \nu \cdot \left(\frac{\partial^2 c_r}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial c_r}{\partial r} - \frac{c_r}{r^2} \right) \quad (2.19)$$

Durch Umstellen der Gleichung 2.19 erhält man folgende Funktion für die Druckverteilung im Radseitenraum:

$$\frac{\partial p}{\partial r} = \underbrace{\rho \cdot \left(\frac{c_\varphi^2}{r} \right)}_{\text{Kernrotation}} - \underbrace{\rho \cdot \left(c_r \frac{\partial c_r}{\partial r} \right)}_{\text{Beschleunigung}} + \underbrace{\nu \cdot \rho \cdot \left(\frac{\partial^2 c_r}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial c_r}{\partial r} - \frac{c_r}{r^2} \right)}_{\text{Reibung}} \quad (2.20)$$

oder in absoluten Größen:

$$\Delta p = \underbrace{\Delta p_r}_{\text{Kernrotation}} - \underbrace{\Delta p_{c_r}}_{\text{Beschleunigung}} + \underbrace{\Delta p_\lambda}_{\text{Reibung}} \quad (2.21)$$

In Abbildung 2.2 ist der Druckverlauf der Spaltströmung schematisch dargestellt. Die Druckverteilung im Radseitenraum beruht dabei auf den einzelnen Termen der Gleichungen 2.20 beziehungsweise 2.21.

Am Eintritt der Strömung in den Radseitenraum sinkt der Druck aufgrund der Beschleunigung $\rho/2 \cdot (c_E^2 - c_2^2)$ und der Eintrittsverluste Δp_{VE} . Im gesamten Radseitenraum bewirken

die Reibungsverluste den Druckabfall Δp_λ . Der Druckverlust im Radseitenraum wird zusätzlich durch den Druckabfall Δp_{c_r} des statischen Druckes verstärkt, der darauf beruht, dass das Fluid aufgrund der enger werdenden durchströmten Fläche nach innen beschleunigt wird. Überlagert wird der Druckabfall durch die Druckerhöhung Δp_r infolge der Kernrotation im Radseitenraum. Die Rotationsrichtung wird hierbei durch die Drehrichtung des Laufrades und die Zentrifugalkraft bestimmt. In der Grenzschicht an der Deckscheibe des Laufrades wird das Fluid nach außen transportiert und an der ruhenden Gehäusewand nach innen. Diese Strömungsrichtung wirkt aufgrund der Reibungskräfte auf die Kernrotation ein [50]. Am Austritt aus dem Radseitenraum tritt zusätzlich zur Geschwindigkeitsänderung $\rho/2 \cdot (c_1^2 - c_A^2)$ der Austrittsverlust Δp_{VA} auf.

Hieraus ergibt sich folgender Zusammenhang für den Druckverlauf der Strömung vom Laufradaustritt über den Radseitenraum zum Laufradeintritt:

$$\begin{aligned} \Delta p_{Pu} &= p_2 - p_1 = \\ &= \frac{\rho}{2} \cdot (c_E^2 - c_2^2) + \Delta p_{VE} + \Delta p_\lambda + \Delta p_{c_r} - \Delta p_r + \Delta p_{VA} + \frac{\rho}{2} \cdot (c_1^2 - c_A^2) \end{aligned} \quad (2.22)$$

Durch Einsetzen der Anfangsbedingungen aus den Gleichungen 2.13 bis 2.16 vereinfacht sich die Gleichung zu:

$$\Delta p_{Pu} = \Delta p_{VE} + \Delta p_\lambda + \Delta p_{c_r} - \Delta p_r + \Delta p_{VA} + \frac{\rho}{2} \cdot (\bar{c}_{rE}^2 - \bar{c}_{rA}^2) \quad (2.23)$$

Am Ein- und Austritt der Strömung in beziehungsweise aus dem Radseitenraum treten Druckverluste durch die Umlenkung der Strömung sowie die Kante des Radseitenraums auf. Die Verluste im Eintrittsbereich werden im Druckverlust Δp_{VE} und die Verluste am Austritt im Druckverlust Δp_{VA} zusammengefasst. Die Verluste werden am Eintritt auf die absolute über den Umfang gemittelte Geschwindigkeit \bar{c}_E bezogen:

$$p_2 + \frac{\rho}{2} \cdot \bar{c}_2^2 = p_E + \frac{\rho}{2} \cdot \bar{c}_E^2 + \Delta p_{VE} \quad (2.24)$$

$$\Delta p_{VE} = \zeta_E \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \bar{c}_E^2 \quad (2.25)$$

Nach Vergleichen von verschiedenen Quellen gibt Lünzmann folgende Formel für die Berechnung des Widerstandsbeiwertes ζ_E an:

$$\zeta_E = 0,6 - 0,25 \cdot \log \left(\frac{Re_{\bar{c}_r,E}}{200} \right) \quad \text{für: } 200 < Re_{\bar{c}_r,E} < 20000 \quad (2.26)$$

$$Re_{\bar{c}_r,E} = \frac{\bar{c}_{rE} \cdot d_h}{\nu} = \frac{Q_V \cdot d_h}{A_E \cdot \nu} = \frac{Q_V}{\pi \cdot r_E \cdot \nu} \quad (2.27)$$

Die Reynoldszahl $Re_{\bar{c}_r,E}$ ist vor allem vom Volumenstrom Q_V im Radseitenraum abhängig. In wieweit die Verlustströmung Q_V von der Spaltweite s abhängt, hängt von der Geometrie und dem Betriebspunkt ab. Für Blut, die physikalischen Eigenschaften sind in Tabelle 3.4 aufgelistet, gilt Gleichung 2.26 bei einem Außendurchmesser $r_2 = 21$ mm solange:

$$0,29 \text{ l/min} < Q_V < 29,8 \text{ l/min} \quad (2.28)$$

Analog zum Eintritt der Strömung in den Spalt ergibt sich folgender Zusammenhang für den Austrittsdruckverlust am Spaltende bezogen auf die mittlere Geschwindigkeit \bar{c}_A :

$$p_A + \frac{\rho}{2} \cdot \bar{c}_A^2 = p_1 + \frac{\rho}{2} \cdot \bar{c}_1^2 + \Delta p_{VA} \quad (2.29)$$

$$\Delta p_{VA} = \zeta_A \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \bar{c}_A^2 \quad (2.30)$$

Nach Untersuchungen von Lünzmann hängt der Druckverlust am inneren Spaltende vor allem vom Verhältnis der Umfangsgeschwindigkeit $\bar{c}_{\varphi A}$ zur radialen Geschwindigkeit \bar{c}_{rA} ab. Er schlägt zur Berechnung des Beiwerts ζ_A folgende Gleichung vor:

$$\zeta_A = 1,2 - 0,9 \cdot \frac{\bar{c}_{\varphi A}}{\bar{c}_{rA}} = 1,2 - 0,9 \cdot \bar{k} \cdot \frac{Re_{\bar{c}_{\varphi,A}}}{Re_{\bar{c}_{r,A}}} \quad (2.31)$$

$$Re_{\bar{c}_{\varphi,A}} = \frac{\bar{c}_{\varphi A} \cdot d_h}{\nu} = \frac{\omega \cdot r_A \cdot d_h}{\nu} = \frac{2 \cdot s \cdot \omega \cdot r_A}{\nu} \quad (2.32)$$

$$Re_{\bar{c}_{r,A}} = \frac{\bar{c}_{rA} \cdot d_h}{\nu} = \frac{Q_V \cdot d_h}{A_A \cdot \nu} = \frac{Q_V}{\pi \cdot r_A \cdot \nu} \quad (2.33)$$

Die Reibungsdruckverluste im Radseitenraum müssten an sich durch Auflösung des Reibungsterms aus Gleichung 2.20 bestimmt werden. Da dies aber nicht ganz einfach ist, werden die Verluste in Anlehnung an die Verluste einer Rohrströmung berechnet.

$$\Delta p_\lambda = \lambda \cdot \frac{l}{d_h} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot c^2 = \lambda \cdot \frac{r_2 - r_1}{d_h} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \bar{c}_{r,m}^2 \quad (2.34)$$

Die Hauptströmungsrichtung ändert sich mit abnehmendem Radius aufgrund der Drallerhaltung, der Änderung der Rotationsgeschwindigkeit β und des sich verengenden Querschnitts. Für einen radial durchströmten Spalt ergibt sich unter Berücksichtigung der Richtungsänderung der Strömung nachfolgende empirische Gleichung zur Berechnung des Beiwerts λ bezogen auf die mittlere radiale Geschwindigkeit $\bar{c}_{r,m}$ im Radseitenraum. Diese Gleichung wird von Kosyna und Lünzmann in ihren Arbeiten theoretisch und experimentell hergeleitet.

$$\lambda = \alpha \cdot Re_{\bar{c}_{r,m}}^{-\beta} \cdot \left[1 + \frac{\bar{k}^2 + (1 - \bar{k})^2}{2} \cdot \left(\frac{Re_{\bar{c}_{\varphi,m}}}{Re_{\bar{c}_{r,m}}} \right)^2 \right]^{\frac{1-\beta}{2}} \quad (2.35)$$

Zur Bestimmung der Beiwerte aus Gleichung 2.35 muss der Strömungszustand im Radseitenraum ermittelt werden. Hierzu wird die Reynoldszahl $Re_{\bar{c}_m}$ der umfangs- und radiusgemittelten Absolutgeschwindigkeit \bar{c}_m herangezogen, die sich, analog zu Gleichung 2.2, aus den einzelnen Reynoldszahlen $Re_{\bar{c}_{r,m}}$ und $Re_{\bar{c}_{\varphi,m}}$ (vgl. Gleichung 2.10 und 2.11) berechnet:

$$Re_{\bar{c}_m} = \sqrt{Re_{\bar{c}_{r,m}}^2 + Re_{\bar{c}_{\varphi,m}}^2} \quad (2.36)$$

Abhängig von diesem Strömungszustand werden den Beiwerten α und β zur Berechnung von λ bestimmte Werte zugewiesen:

$$\begin{aligned} Re_{\bar{c},m} < 2000 \text{ (laminar)} : & \quad \alpha = 96 & \quad \beta = 1 \\ Re_{\bar{c},m} > 2000 \text{ (turbulent)} : & \quad \alpha = 0,3322 & \quad \beta = 0,25 \end{aligned}$$

Für eine laminare Strömung reduziert sich die Gleichung 2.35 auf die bekannte Formel zur Berechnung des Reibbeiwerts in Profilen mit Rechteckquerschnitt:

$$\lambda_{laminar} = \frac{96}{Re_{\bar{c},m}} \quad (2.37)$$

In Abhängigkeit von der Strömungsrichtung im Radseitenraum wirkt der Spalt entweder als Diffusor (Strömung auswärts) mit Verzögerung der Strömung oder Düse (Strömung einwärts) mit Beschleunigung des Fluids. Im Fall des hier untersuchten Radseitenraums ist die Strömung einwärts gerichtet. Die durchströmte Fläche des Radseitenraums nimmt mit abnehmendem Radius linear ab und wirkt somit als Düse. In Gleichung 2.20 ist die allgemeine Herleitung zu finden:

$$\frac{\partial p_r}{\partial r} = -\rho \cdot c_r \cdot \frac{\partial c_r(r)}{\partial r} \quad (2.38)$$

Durch Integration und Einsetzen von Gleichung 2.4 erhält man den Druckanstieg, der sich aus der verlustfreien Änderung der mittleren Radialgeschwindigkeit berechnet.

$$\Delta p_{c_r} = \frac{\rho}{2} \cdot (\bar{c}_{rA}^2 - \bar{c}_{rE}^2) \quad (2.39)$$

Auf das im Spalt strömende Fluid wirkt außerdem die Fliehkraft, da es nicht nur in radialer Richtung strömt, sondern aufgrund des Dralls beim Eintritt in den Radseitenraum und der Haftreibung an der Laufraddeckscheibe auch in Umfangsrichtung. Dadurch entsteht die bereits beschriebene Kernrotation der Strömung. Die daraus resultierende Druckänderung leitet sich aus Gleichung 2.20 ab:

$$\frac{\partial p_r}{\partial r} = \rho \cdot \frac{c_\varphi(r)^2}{r} \quad (2.40)$$

Durch Integration und Einsetzen von Gleichung 2.9 ergibt sich folgende Gleichung für die Druckdifferenz im Spalt aufgrund der Kernrotation:

$$\Delta p_r = \frac{\rho}{2} \cdot \bar{k}^2 \cdot \omega^2 \cdot (r_E^2 - r_A^2) \quad (2.41)$$

Je höher die Rotordrehzahl ist oder je weiter der Spalt wird, beziehungsweise je geringer der Spaltstrom Q_V wird, desto stärker wird dieser Effekt, weil die Umfangsgeschwindigkeit des Fluids aufgrund der höheren Drehzahl und dadurch auch die Verweilzeit des Fluids im Radseitenraum ansteigt.

Im Falle eines Radseitenraums mit konstanter Spaltweite s kann man die Gleichung 2.23 durch Einsetzen der Gleichung 2.39 für die Druckänderung Δp_{c_r} aufgrund der Düsenwirkung

weiter auf folgende Form reduzieren:

$$\Delta p_{Pu} = p_2 - p_1 = \Delta p_{VE} - \Delta p_r + \Delta p_\lambda + \Delta p_{VA} \quad (2.42)$$

oder anders dargestellt:

$$p_{Rs} = p_2 - \Delta p_{VE} + \Delta p_r - \Delta p_\lambda - \Delta p_{VA} \quad (2.43)$$

Im der nachfolgenden Abbildung 2.4 ist die Druckverteilung aus Gleichung 2.43 im Radseitenraum schematisch über den Radius aufgetragen.

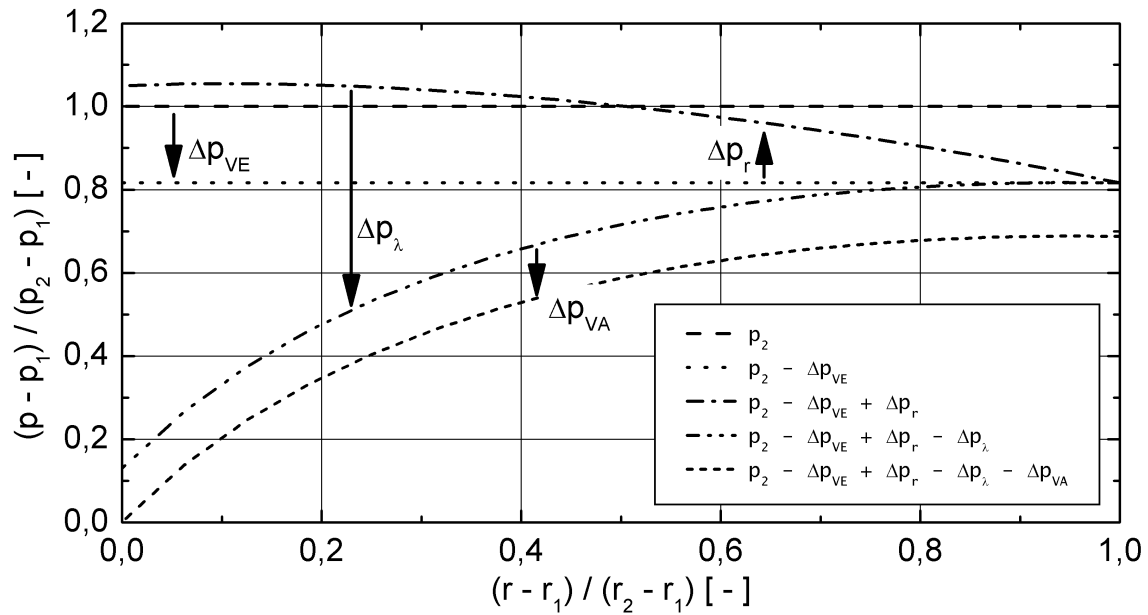
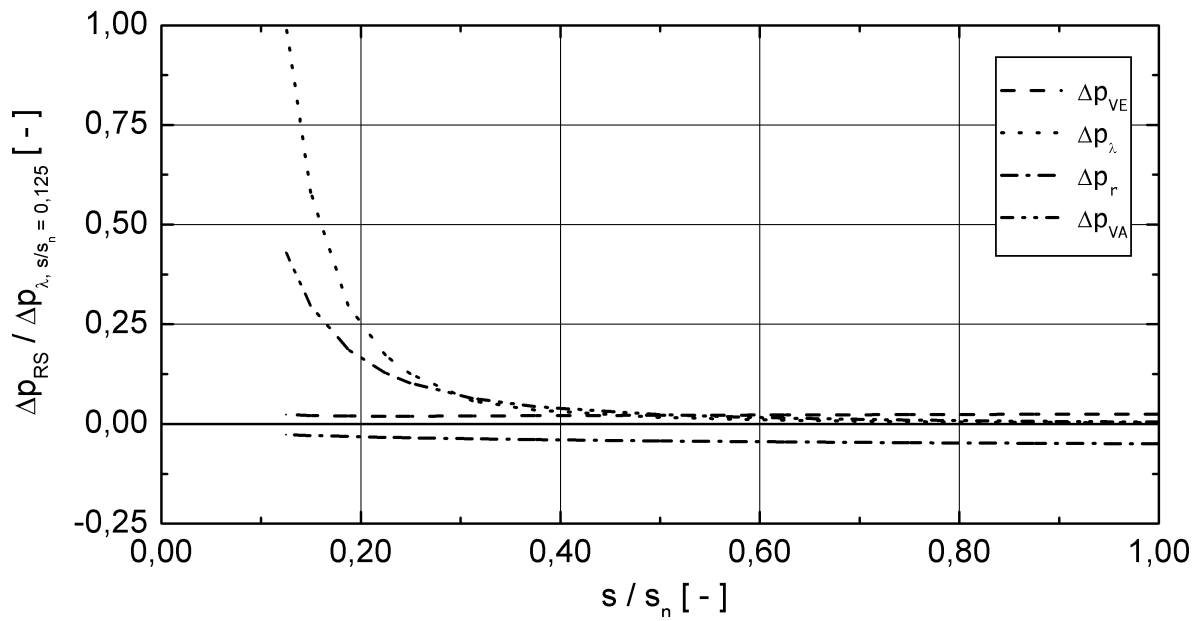


Abbildung 2.4: Schematische Darstellung der Druckverteilung aus Gleichung 2.43 im Radseitenraum über den Radius

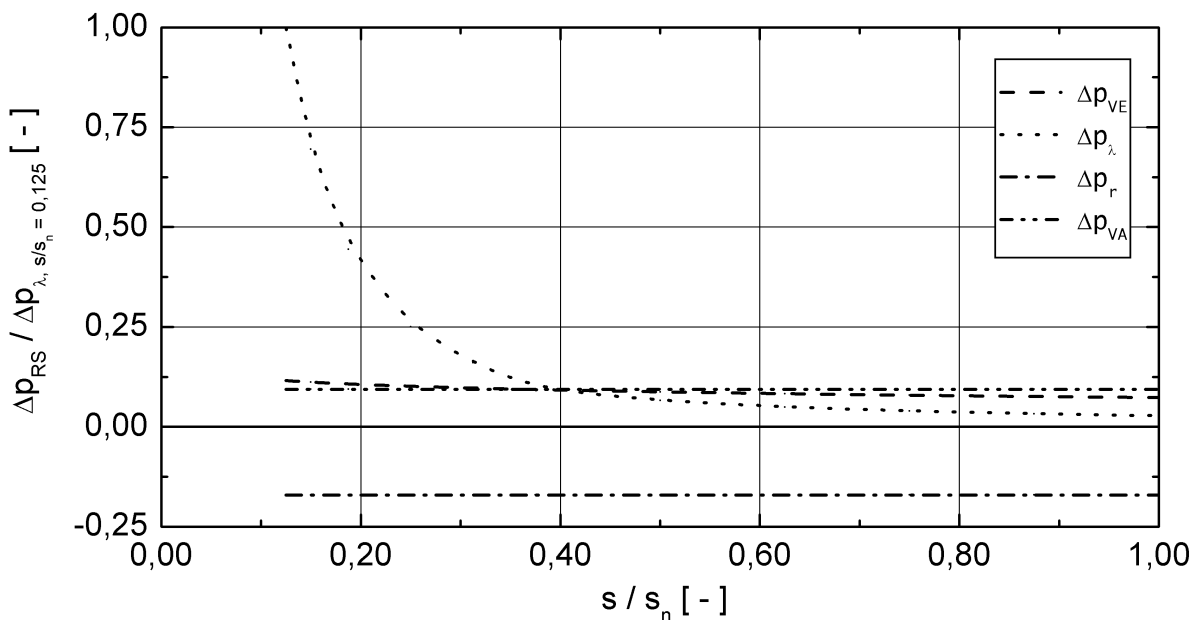
2.4 Interaktion zwischen den Radseitenräumen

Der Druck im Radseitenraum einer Kreiselpumpe mit gedecktem Laufrad erzeugt eine Kraft, die senkrecht auf die Wände wirkt, und die den Spalt weiten möchte. Im Pumpen- und Turbinenbau ist dieser Effekt unter dem Namen Axial Schub bekannt. Die auf das Laufrad wirkende Axialkraft berechnet sich aus der Druckdifferenz Δp_{Rs} beider Radseitenräume bezogen auf die Fläche der Laufraddeckscheibe:

$$\begin{aligned} F_{axial} &= \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} (p_{Vorderseite}(r, \varphi) - p_{Rückseite}(r, \varphi)) \cdot r \, dr \, d\varphi = \\ &= 2 \cdot \pi \int_{r_1}^{r_2} \Delta p_{Rs}(r) \cdot r \, dr \end{aligned} \quad (2.44)$$



a: Konstanter Volumenstrom ($Q_V = konst.$) im Radseitenraum



b: Konstante radiale Strömungsgeschwindigkeit ($\bar{c}_{r,m} = konst.$) im Radseitenraum

Abbildung 2.5: Bezogene Druckänderung im Radseitenraum bei verschiedenen relativen Spaltweiten und zwei verschiedenen Strömungsbedingungen, sowie $s_n = 0,2$ mm und $n = 2500$ U/min

Zum besseren Verständnis der folgenden Diskussion wird kurz auf die Kräfte in der Spaltdichtung einer rotierenden Welle eingegangen. Sobald die Welle dezentriert wird, wird der Spalt auf der einen Seite weiter und auf der anderen enger. Lomakin hat entdeckt, dass die achsparallele Strömung auf der Seite mit dem engeren Spalt langsamer ist als auf der gegenüberliegenden weiteren Seite. Aufgrund der langsameren Geschwindigkeit sind die Eintrittsverluste geringer. Trotz der höheren Reibungsverluste im engeren Spalt ist der mittlere

Druck größer als im weiteren Spalt. Aus der resultierenden Druckdifferenz ergibt sich eine zentrierende Kraft. Man nennt diesen Mechanismus auch Lomakin-Effekt [24], [57]. Die Umfangskomponente der Strömungsgeschwindigkeit ist selbstverständlich an der engsten Stelle am größten. Daraus ergibt sich nach der Bernoulligleichung an der engsten Stelle ein Unterdruck. Dieser Effekt ist aber wesentlich geringer als der Lomakin-Effekt. Deshalb zentriert sich die Welle. Kosyna beobachtet diesen Effekt auch im radial durchströmten Dichtspalt. Er kommt zu dem Schluss, dass die Axialkraft mit abnehmender Spaltweite bei einem auswärts durchströmten Radialspalt zunimmt, weil der Druckabfall am Eintritt beim engeren Spalt deutlich geringer ist [32].

In Abbildung 2.5 sind die einzelnen Druckverluste aus Abschnitt 2.3 beispielhaft für Blut bei einer Drehzahl $n = 2500$ U/min, einem Verluststrom¹ $Q_V = 1,0$ l/min sowie einer Spaltweite $s_n = 0,2$ mm und einer Spaltlänge $l = 16,0$ mm ($r_1 = 5,0$ mm, $r_2 = 21,0$ mm) graphisch dargestellt. In der Abbildung 2.5a ist das Beispiel einer gleichbleibenden Verlustströmung Q_V bei verschiedenen relativen Spaltweiten s/s_n und in Abbildung 2.5b das Beispiel mit einem linearen Zusammenhang zwischen der Verlustströmung Q_V und der Spaltweite s , d.h. einer unabhängig von der Spaltweite konstanten radialen Strömungsgeschwindigkeit $\bar{c}_{r,m}$, abgebildet. Man erkennt, dass die Druckverluste mit abnehmender Spaltweite s/s_n , insbesondere für $s < 0,08$ mm beziehungsweise $s/s_n < 0,4$, bei einem einwärts durchströmten Spalt zunehmen. Der Druckabfall Δp_λ aufgrund der Reibungsverluste ist in beiden Fällen dominant. In der Realität ist davon auszugehen, dass der zweite Fall mit größerer Wahrscheinlichkeit eintritt. Dies wird auch durch Experimente von Schubert [51] bestätigt.

Im Gehäuse einer Zentrifugalpumpe mit gedecktem Laufrad sind zwei Radseitenräume zu finden, die sich bei axialer Auslenkung des Rotors entgegengesetzt verhalten: je enger der eine Spalt wird, desto weiter wird der andere Spalt. Die resultierende Axialkraft, die auf den Rotor wirkt, ergibt sich nach Gleichung 2.44 aus der Druckdifferenz zwischen den beiden Radseitenräumen. Betrachtet man nun den Gesamtdruckverlust Δp in Abbildung 2.5, dann erkennt man, dass bei einer Auslenkung des Rotors aus der Mitte der Druckabfall im engeren Spalt größer wird und somit der verbleibende Druck in diesem Spalt abnimmt. Im weiter werdenden Spalt tritt der umgekehrte Effekt auf. Daraus ergibt sich eine Druckdifferenz, die den Rotor noch weiter dezentrieren wird, bis er an der Gehäusewand anstößt.

2.5 Drosselstelle im Radseitenraum

Die im vorherigen Abschnitt 2.4 beschriebenen Effekte sind verständlicherweise für eine selbstregulierende Lagerung des Rotors nicht geeignet. Deshalb sollte die Spaltgeometrie derart geändert werden, dass der gemittelte Druck im engeren Spalt größer ist als der Druck im weiteren Spalt. Daraus resultiert dann eine rückstellende stabilisierende Axialkraft. Zu beachten ist aber, dass der absolute Druckabfall in beiden Spalten gleich groß ist, da am Anfang und Ende beider Spalte jeweils der gleiche Druck herrscht. Der größte Druckabfall

¹Aus den Auswertungen der numerischen Simulationen ergibt sich, dass der auftretende Verluststrom Q_V in einem Radseitenraum der RotaCor ungefähr dem Betrag 1,0 l/min entspricht.

muss folglich im engeren Spalt weiter innen als im weiteren erfolgen, damit ein größerer mittlerer Druck herrscht.

Aus den Beispielen in Abbildung 2.5 erkennt man, dass vor allem die Reibung im Radseitenraum von der Spaltweite abhängt und dass die Reibungsverluste mit abnehmender Spaltweite exponentiell zunehmen. Um die geforderte Verschiebung des Druckabfalls zu erzeugen, müssen vor allem im engeren Radseitenraum die Reibungsverluste bis kurz vor dem inneren Ende des Radseitenraums kleinstmöglich sein und dann sprunghaft ansteigen.

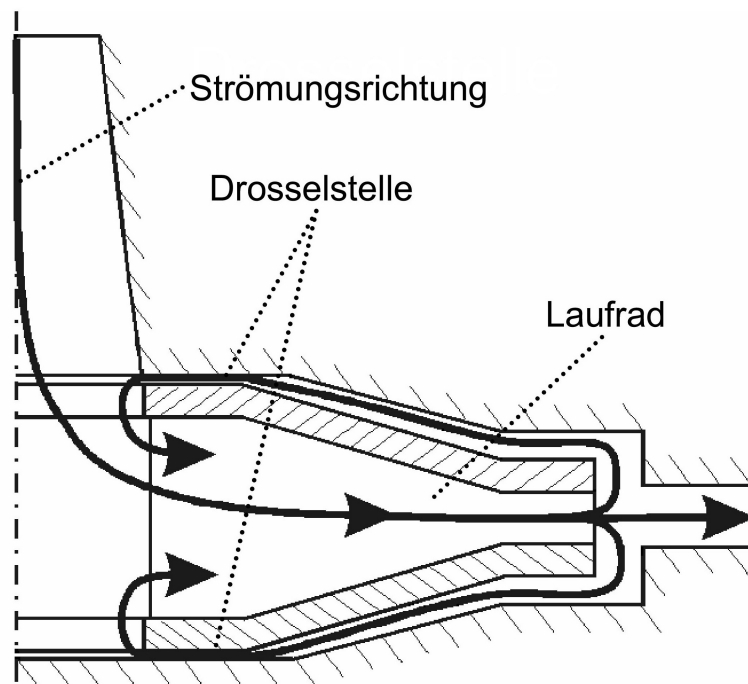


Abbildung 2.6: Meridianschnitt durch eine Pumpe mit Drosselstellen in den Radseitenräumen

Eine bauliche Maßnahme, die den Verlauf des Druckabfalls derart beeinflusst, ist das Schaffen einer Drosselstelle am achsnahen Ende des Radseitenraums. Dabei macht es keinen Unterschied, ob sich die Spaltweite an der Drosselstelle sprunghaft verengt, oder ob sie sich, wie in Abbildung 2.6 zu sehen, kontinuierlich verengt.

Der Radseitenraum stellt eine Reihenschaltung von Strömungswiderständen dar, die sich gegenseitig beeinflussen (vgl. Abbildung 2.7). Der Druckabfall über den gesamten Radseitenraum wird jedoch nicht durch die Rotorposition bestimmt, sondern entspricht dem Druckaufbau der Pumpe. Je enger der Radseitenraum wird, desto größer wird der Anteil des Drosselstelle am Gesamtwiderstand und desto größer wird der Druckabfall an der Drosselstelle. Da der gesamte Druckabfall aber konstant bleiben muss, wird durch das Verändern der Spaltweite nur der Verlauf des Druckabfalls variiert. Bei einem erhöhten Widerstand in der Drosselstelle wird der Druck zwischen dem achsfernen Ende des Radseitenraums und dem Beginn der Drosselstelle nicht mehr so stark abfallen wie bei mittlerer Position des Rotors (vgl. hierzu auch die Ergebnisse in Abbildung 4.1). Im gegenüberliegenden größer werdenden

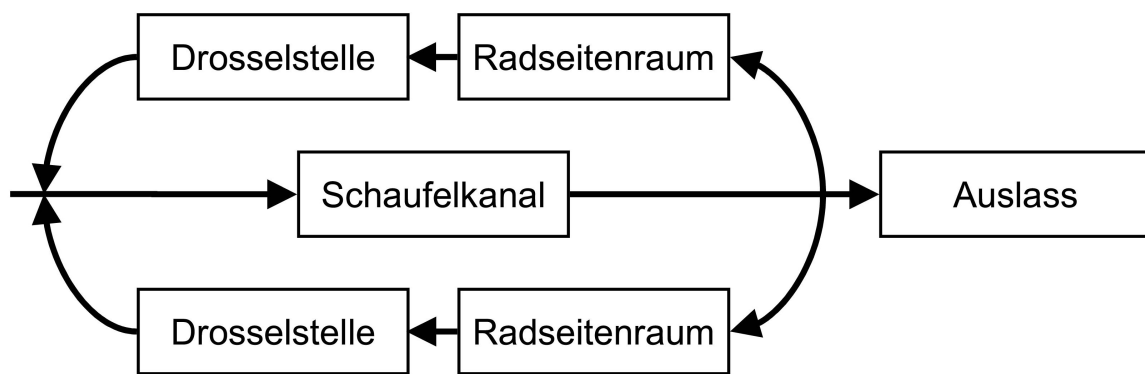


Abbildung 2.7: Widerstände in einer Zentrifugalpumpe mit gedecktem Laufrad

Radseitenraum dreht sich dieser Effekt um. Der Einfluss der Drosselstelle wird immer geringer und der Druck wird über die gesamte Länge des Radseitenraums gleichmäßig abgebaut. Demnach ergibt sich bei axialer Auslenkung des Rotors aus der Mitte aus diesen beiden unterschiedlichen Druckverläufen eine Druckdifferenz, die auf den Rotor wirkt und diesen in die axiale Ausgangsposition zurückstellt.

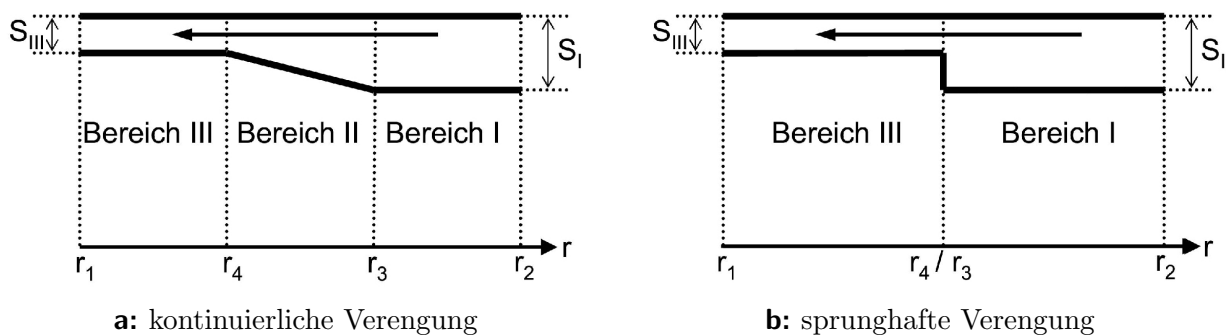


Abbildung 2.8: Verschiedene Formen der Spaltverengung im Radseitenraum

Zur Berechnung des theoretischen Druckabfalls im Radseitenraum darf man nicht mehr den gesamten Radseitenraum betrachten, sondern muss den Radseitenraum in einen Bereich vor der Drosselstelle (Index *I*), den Bereich der Verengung (Index *II*) und den Bereich der Drosselstelle (Index *III*) aufteilen. Der Übergang von Bereich *I* zu Bereich *III* kann sowohl kontinuierlich (vgl. Abbildung 2.8a) als auch sprunghaft (vgl. Abbildung 2.8b) erfolgen, wobei der Index 3 immer den letzten Punkt vor der Änderung und der Index 4 den ersten Punkt nach der Änderung der Spaltweite bezeichnet. Aufgrund dieser Aufteilung in Bereiche verschiedener Spaltweiten s muss die Gleichung 2.23 für den Druckabfall im Radseitenraum modifiziert und um die Druckänderungen Δp_3 und Δp_4 an den Übergängen zwischen den

Bereichen mit verschiedenen Spaltweiten ergänzt werden:

$$\begin{aligned} \Delta p_{Pu} = p_2 - p_1 = \Delta p_{VE} + \sum_{n=I}^{III} \Delta p_{\lambda,n} + \sum_{n=I}^{III} \Delta p_{c_r,n} - \sum_{n=I}^{III} \Delta p_{r,n} + \\ + \Delta p_{VA} + \frac{\rho}{2} \cdot (\bar{c}_{rE}^2 - \bar{c}_{rA}^2) + \Delta p_3 + \Delta p_4 \end{aligned} \quad (2.45)$$

2.5.1 Kontinuierliche Spaltverengung

Im folgenden Abschnitt wird der Fall betrachtet, dass die Spaltweite s_{II} sich kontinuierlich von s_I auf s_{III} verjüngt (vgl. Abbildung 2.8a). Ab dem Radius r_3 verkleinert sich die Spaltweite mit abnehmendem Radius bis zum Radius r_4 , ab dem die Spaltweite wieder konstant bleibt.

$$s_I = \text{const.} \quad (2.46)$$

$$s_{II} = s_{III} + (s_I - s_{III}) \cdot \frac{r - r_4}{r_3 - r_4} \quad \text{für:} \quad r_4 \leq r \leq r_3 \quad (2.47)$$

$$s_{III} = \text{const.} \quad (2.48)$$

Der Druckabfall aufgrund der Beschleunigung Δp_{c_r} summiert sich aus den Druckänderungen in den drei benachbarten Bereichen I bis III. Für den hier beschriebenen Fall eines kontinuierlichen Übergangs der Spaltweite in die Drosselstelle vereinfacht sich die Druckänderung auf die Form der Gleichung 2.39 für den Spalt mit konstanter Spaltweite:

$$\begin{aligned} \sum_{n=I}^{III} \Delta p_{c_r,n} &= \Delta p_{c_r,I} + \Delta p_{c_r,II} + \Delta p_{c_r,III} = \\ &= \frac{\rho}{2} \cdot ((\bar{c}_{r3}^2 - \bar{c}_{rE}^2) + (\bar{c}_{r4}^2 - \bar{c}_{r3}^2) + (\bar{c}_{rA}^2 - \bar{c}_{r4}^2)) = \\ &= \frac{\rho}{2} \cdot (\bar{c}_{rA}^2 - \bar{c}_{rE}^2) \end{aligned} \quad (2.49)$$

Die Reibungsverluste Δp_{λ} sowie die Druckänderung aufgrund der Kernrotation Δp_r müssen jedoch für jeden Bereich einzeln betrachtet werden:

$$\begin{aligned} \sum_{n=I}^{III} \Delta p_{r,n} &= \Delta p_{r,I} + \Delta p_{r,II} + \Delta p_{r,III} = \\ &= \frac{\rho}{2} \cdot \omega^2 \cdot (\bar{k}_I^2 \cdot (r_2^2 - r_3^2) + \bar{k}_{II}^2 \cdot (r_3^2 - r_4^2) + \bar{k}_{III}^2 \cdot (r_4^2 - r_1^2)) \end{aligned} \quad (2.50)$$

$$\begin{aligned} \sum_{n=I}^{III} \Delta p_{\lambda,n} &= \Delta p_{\lambda,I} + \Delta p_{\lambda,II} + \Delta p_{\lambda,III} = \\ &= \frac{\rho}{2} \cdot \left(\lambda_I \cdot \frac{l_I}{d_{h,I}} \cdot \bar{c}_{r_m,I}^2 + \lambda_{II} \cdot \frac{l_{II}}{d_{h,II}} \cdot \bar{c}_{r_m,II}^2 + \lambda_{III} \cdot \frac{l_{III}}{d_{h,III}} \cdot \bar{c}_{r_m,III}^2 \right) \end{aligned} \quad (2.51)$$

Hinzu kommen noch die Druckänderungen an den Übergängen zwischen den Bereichen I und II beziehungsweise II und III. Zur Vereinfachung der Bestimmung der dortigen Druckänderungen Δp_3 und Δp_4 wird die durchströmte Fläche des Radseitenraums auf die Querschnittsfläche einer Düse umgerechnet:

$$r_{Düse} = \sqrt{\frac{A}{\pi}} = \sqrt{\frac{2 \cdot r \cdot \pi \cdot s}{\pi}} = \sqrt{2 \cdot r \cdot s} \quad (2.52)$$

In der folgenden Abbildung 2.9 ist die Spaltweite s des Radseitenraums sowie der aus Gleichung 2.52 resultierende Düsenradius $r_{Düse}$ dargestellt. Dabei ist zu erkennen, dass bei der resultierenden Düsengeometrie nur im Bereich der Verengung ($r_4 < r < r_3$), ein ausgeprägter Konus vorhanden ist.

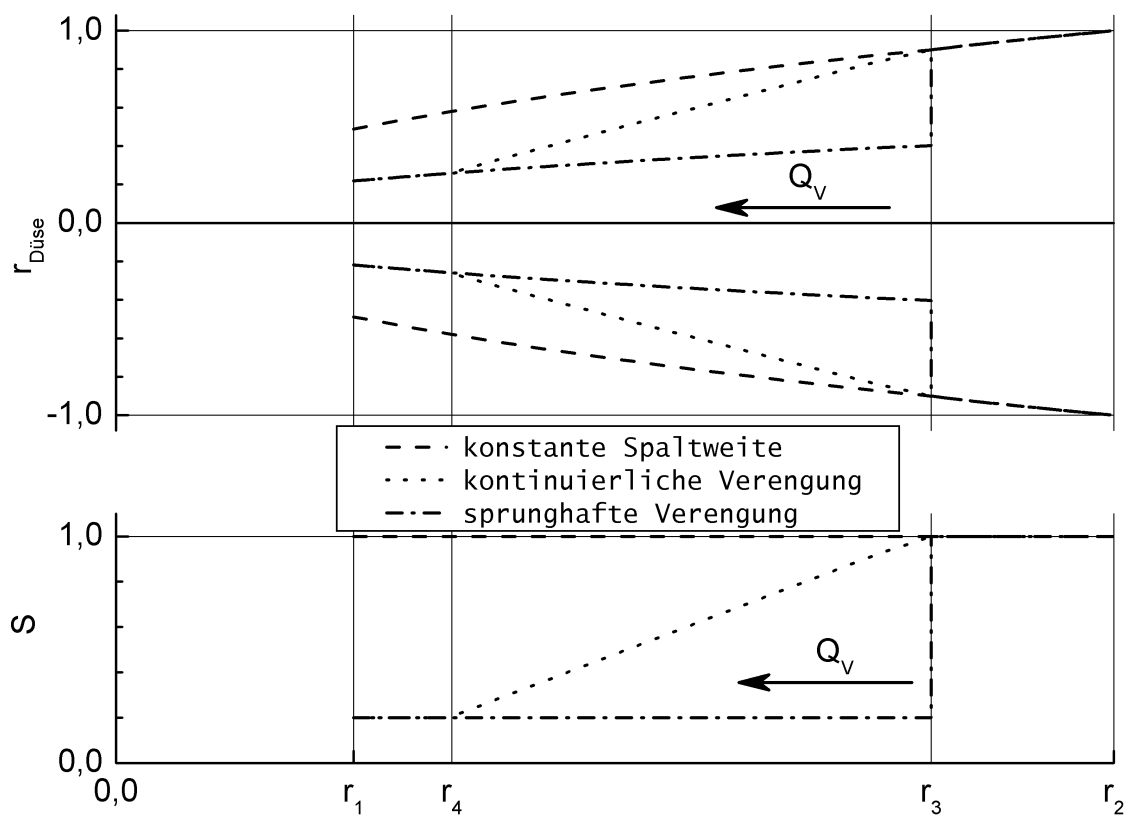


Abbildung 2.9: Spaltweite und daraus berechneter Düsenradius

Da in der Literatur keine Angaben zu Druckverlusten in Düsen beim Übergang von einem Konuswinkel auf einen anderen zu finden sind, wird angenommen, dass die Strömung bei den Radien $r \geq r_3$ und $r \leq r_4$ in einem geraden Rohr verläuft und sich dazwischen ähnlich wie in einem Übergangskonfuser verengt. Daraus ergibt sich folgender Druckverlust $\Delta p_{3/4}$ für die Verengung des Radseitenraums:

$$\Delta p_{3/4} = \zeta_{3/4} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \bar{c}_{r4}^2 \quad (2.53)$$

$$\zeta_{3/4} = f((r_3 - r_4), d_3, d_4) \quad (2.54)$$

Mit den obigen Gleichungen 2.49 bis 2.51, sowie 2.53 in Gleichung 2.45 eingesetzt, ergibt sich für den Druckabbau Δp_r im Radseitenraum im Falle einer kontinuierlichen Spaltverengung, wie in Abbildung 2.6 dargestellt, nachfolgender Zusammenhang:

$$\begin{aligned} \Delta p_{Pu} = p_2 - p_1 = \Delta p_{VE} + \Delta p_{\lambda,I} + \Delta p_{\lambda,II} + \Delta p_{\lambda,III} - \\ - (\Delta p_{r,I} + \Delta p_{r,II} + \Delta p_{r,III}) + \Delta p_{VA} + \Delta p_{3/4} \end{aligned} \quad (2.55)$$

2.5.2 Sprunghafte Spaltverengung

Es besteht auch die Möglichkeit, den Übergang in die Drosselstelle sprunghaft zu gestalten (vgl. Abbildung 2.8b). Im Radseitenraum gelten dann folgende geometrische Bedingungen:

$$s_I = s(r_3) \neq s(r_4) = s_{III} \quad (2.56)$$

$$r_3 = r_4 \quad (2.57)$$

Bei einem plötzlichen Übergang in die Drosselstelle treten im Bereich II nur noch die Druckänderungen Δp_3 aufgrund der sprunghaften Spaltverengung auf.

$$\begin{aligned} \sum_{n=I}^{III} \Delta p_{r,n} = \Delta p_{r,I} + \Delta p_{r,III} = \\ = \frac{\rho}{2} \cdot \omega^2 \cdot (\bar{k}_I^2 \cdot (r_2^2 - r_3^2) + \bar{k}_{III}^2 \cdot (r_4^2 - r_1^2)) \end{aligned} \quad (2.58)$$

$$\begin{aligned} \sum_{n=I}^{III} \Delta p_{\lambda,n} = \Delta p_{\lambda,I} + \Delta p_{\lambda,III} = \\ = \frac{\rho}{2} \cdot \left(\lambda_I \cdot \frac{l_I}{d_{h,I}} \cdot \bar{c}_{r_{m,I}}^2 + \lambda_{III} \cdot \frac{l_{III}}{d_{h,III}} \cdot \bar{c}_{r_{m,III}}^2 \right) \end{aligned} \quad (2.59)$$

$$\begin{aligned} \sum_{n=I}^{III} \Delta p_{c_r,n} = \Delta p_{c_r,I} + \Delta p_{c_r,III} = \\ = \frac{\rho}{2} \cdot ((\bar{c}_{r_3}^2 - \bar{c}_{r_E}^2) + (\bar{c}_{r_A}^2 - \bar{c}_{r_4}^2)) \end{aligned} \quad (2.60)$$

Aufgrund des Kontinuitätsgesetzes und der Randbedingung aus Gleichung 2.57 gilt am Übergang des Weiteren:

$$Q_3 = Q_4 \quad (2.61)$$

$$\bar{c}_{r_3} \cdot A_3 = \bar{c}_{r_4} \cdot A_4 \quad (2.62)$$

$$\bar{c}_{r_3} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_3 \cdot s_3 = \bar{c}_{r_4} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_4 \cdot s_4 \quad \rightarrow \bar{c}_{r_4} = \bar{c}_{r_3} \cdot \frac{s_I}{s_{III}} \quad (2.63)$$

Mit Gleichung 2.63 in Gleichung 2.60 eingesetzt, ergibt sich für den Druckabbau aufgrund der Beschleunigung im Radseitenraum bei einer sprunghaften Spaltverengung:

$$\sum_{n=I}^{III} \Delta p_{c_r,n} = \frac{\rho}{2} \cdot \left(\bar{c}_{rA}^2 - \bar{c}_{rE}^2 + \bar{c}_{r3}^2 \cdot \left(1 - \left(\frac{s_I}{s_{III}} \right)^2 \right) \right) \quad (2.64)$$

Der Druckverlust Δp_3 an einer sprunghaften Spaltverengung in einem Rohr kann anhand der auftretenden Druck- und Impulskräfte oder mit Hilfe des Widerstandsbeiwert ζ_{II} nach Gleichung 2.65 berechnet werden. Der Druckverlust Δp_3 wird dabei auf die radiale Geschwindigkeit c_r direkt nach der Spaltverengung bezogen.

$$\Delta p_3 = \zeta_{II} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \bar{c}_{r3}^2 \quad (2.65)$$

Für den hier beschriebenen Fall einer sprunghaften Verengung in einer Düse finden sich - genauso wie für den vorher beschriebenen Fall der Änderung des Düsenwinkels - in der Literatur keine Angaben. In Abbildung 2.9 ist deshalb die auf den Radius einer Düse umgerechnete Spaltweite der durchströmten Fläche im Radseitenraum dargestellt. Da die Verengung der Düse dabei sehr gering ausfällt, wird angenommen, dass es sich um eine sprunghafte Verengung in einem Rohr handelt. Der Druckverlust Δp_3 aufgrund der sprunghaften Verengung kann somit nach der Gleichung 2.65 berechnet werden. In der Literatur finden sich hierzu Graphen aus denen der benötigte empirische Widerstandsbeiwert ζ_{II} abgelesen werden kann.

Zusammengefasst lässt sich folgende Gleichung für den Druckabbau von außen (r_2) nach innen (r_1) im Radseitenraum mit sprunghafter Spaltverengung aufstellen:

$$\Delta p_{P_u} = p_2 - p_1 = \Delta p_{VE} + \Delta p_{\lambda,I} + \Delta p_{\lambda,III} + \frac{\rho}{2} \cdot \bar{c}_{r3}^2 \cdot \left(1 - \left(\frac{s_I}{s_{III}} \right)^2 \right) - (\Delta p_{r,I} + \Delta p_{r,III}) + \Delta p_3 + \Delta p_{VA} \quad (2.66)$$

2.6 Zusammenfassung

Bei dem gedeckten Laufrad einer Zentrifugalpumpe tritt im Radseitenraum zwischen Gehäuse und Laufraddeckscheibe eine einwärts gerichtete Verlustströmung auf. Durch das Einbringen einer Drosselstelle am achsnahen Ende des Radseitenraums wird der Druckabfall dieser Strömung in Abhängigkeit der axialen Auslenkung des Laufrads beeinflusst. Die Drosselstelle kann wahlweise am Gehäuse oder am Rotor angebracht werden. Je enger die Spaltweite der Drosselstelle wird, desto größer wird der Einfluss des Widerstandes der Drosselstelle am Gesamtwiderstand des Spaltes. Dadurch tritt der größte Druckabfall am achsnahen Ende des Radseitenraums auf. Im gegenüberliegenden Radseitenraum schwindet der Einfluss der Drosselstelle dagegen immer mehr, da der Spalt immer größer wird. Der Druck fällt im Radseitenraum gleichmäßig ab. Aus der Differenz des hohen Druckes im engen Spalt und des niedrigen im weiten Spalt ergibt sich eine rückstellende Axialkraft.

Es gibt die Möglichkeit, den Übergang vom Radseitenraum in die Drosselstelle fließend oder sprunghaft zu gestalten. Bei einer plötzlichen Spaltverengung kommt es aber im Radseitenraum im Bereich der Verengung zu Strömungsablösungen und Wirbeln. In Wirbelzonen sind meist auch Totwasserzonen zu finden, die aufgrund des Risikos der Blutgerinnung bei dem Einsatz der Pumpe als Herzunterstützungspumpe unbedingt vermieden werden müssen. Im Folgenden wird deshalb ein kontinuierlicher Übergang der Spaltweite experimentell untersucht, wie er bereits in Abbildung 2.6 dargestellt wird.

3 Versuchsstand und Messtechnik

Im folgenden Kapitel wird der Versuchsstand und die verwendete Messtechnik beschrieben. Der Versuchsstand dient dazu, die rückstellende Axialkraft bei verschiedenen definierten Positionen des Rotors im Gehäuse zu ermitteln. Die theoretischen Überlegungen zu dieser Rückstellkraft sind schon im Kapitel 2 erläutert worden. Daneben sollen auch die hydraulischen Kenndaten der Pumpe bestimmt werden.

3.1 Versuchsstand

Bei den folgenden Experimenten liegt der Schwerpunkt auf der Untersuchung der hydrodynamischen Axiallagerung des Laufrads. Die Messung der Axialkraft muss aufgrund der verwendeten Methode des Kraftsensors berührend erfolgen. Außerdem muss das Laufrad während der Messung definiert im Gehäuse positioniert sein. Um dies zu erreichen, wird der Rotor mit einer Achse versehen.



Abbildung 3.1: Versuchsstand

Zu Beginn der Versuche war der Synchronmotor noch nicht fertig entwickelt und dadurch bestand das Risiko, dass sich die zukünftige Rotorgeometrie noch ändert. Deshalb hat es sich angeboten, ein Gehäuse und ein Laufrad zu verwenden, die in der Herstellung günstig sind und leicht modifiziert werden können. Die verwendeten Rotoren sind im Gegensatz zum

endgültigen Laufrad mehrteilig aus Aluminium und Plexiglas hergestellt, anstatt einteilig aus einer Titanlegierung¹ mit integrierten Magneten.

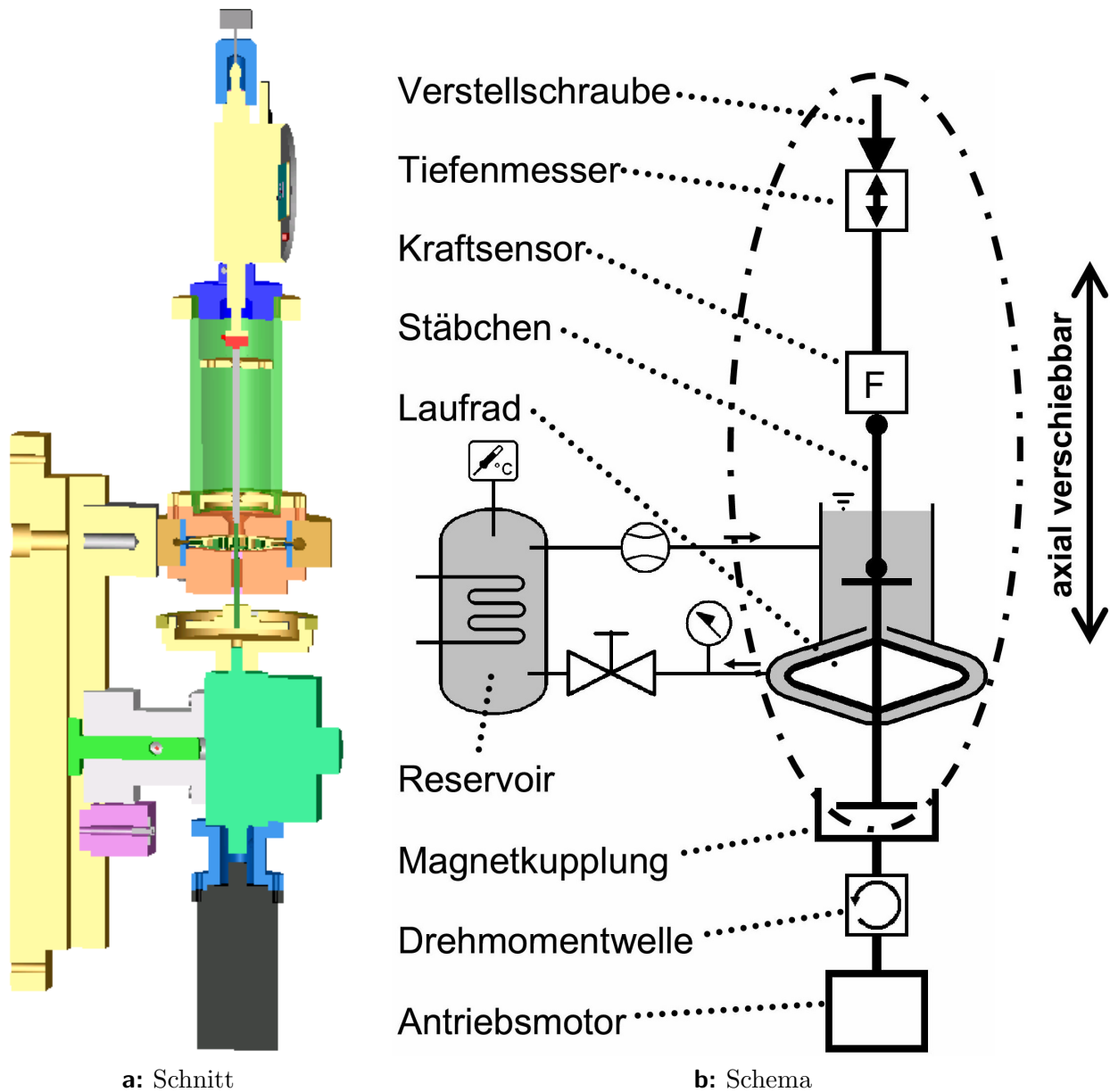


Abbildung 3.2: Schnitt und Schema des Versuchsstands

3.1.1 Mechanischer Aufbau

Die Messung der axialen Rückstellkraft des Rotors erfolgt nicht in der Pumpe selbst, sondern in einem speziellen Versuchsstand. Als Antrieb wird ein herkömmlicher Elektromotor²

¹Zum Beispiel ist der metallische Werkstoff TiAl6V4 für die Herstellung chirurgischer Implantate zugelassen [13].

²Bürstenloser DC-Servomotor: 3564K102B - Dr. Fritz Faulhaber GmbH & Co. KG, Schönaich

verwendet, weil zu Beginn der Untersuchungen der zukünftige Antrieb, ein permanent erregter Synchronmotor, noch nicht zur Verfügung stand. Des Weiteren ist es aufgrund der stark schwankenden Ströme in den einzelnen Spulensträngen einer Synchronmaschine sehr schwierig, die aktuelle elektrische Leistung zu messen und daraus die aufgebrachte Wellenleistung beziehungsweise den hydraulischen Wirkungsgrad der Pumpe zu bestimmen. Zusätzlich muss der Rotor bei den Versuchen zur Axialkraftmessung axial definiert positioniert werden, um die rückstellende Axialkraft messen zu können. Hierzu ist eine Führungsachse erforderlich, die gleichzeitig als Antriebsachse verwendet werden kann.

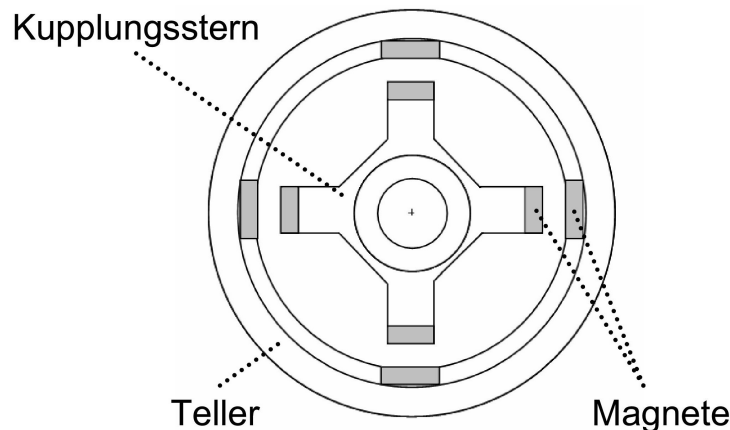


Abbildung 3.3: Magnetkupplung (Draufsicht)

Durch den Einbau einer Magnetkupplung ist es möglich, das Drehmoment zu übertragen und den Antriebsstrang axial zu teilen. Die eingebaute Magnetkupplung besteht aus einem Teller, der an der Antriebswelle befestigt ist, und einem Kupplungsstern, der auf der Abtriebsseite an der Rotorachse befestigt ist (vgl. Abbildung 3.3). In beiden Kupplungselementen sind jeweils vier Magnete eingebaut. Nach einigen Vorversuchen bezüglich des maximal übertragbaren Drehmoments wurden Magnete aus Neodym-Eisen-Bor (NdFeB) mit folgender Geometrie gewählt:

Tabelle 3.1: Abmessungen der Kupplungsmagnete

Magnete	Länge (mm)	Breite (mm)	Höhe (mm)
im Teller	3	5	10
im Stern	3	3	8

Durch die magnetische Axialkraft des Kupplungstellers wird der Rotor immer ausreichend gegen den Kraftsensor gedrückt. Um zu verhindern, dass der Sensor mit Feuchtigkeit in Berührung kommt, wird dieser oberhalb des Rotors montiert und die Kraft über ein Aluminiumstäbchen vom Rotor auf den Sensor übertragen. Der punktförmige Kontakt zwischen drehendem Rotor und ruhendem Stäbchen wird über eine Saphir-Kugel (Al_2O_3) hergestellt. Der Sensor selbst ist an einem Tiefenmesser befestigt. Mit Hilfe einer Verstellerschraube (1 Umdrehung = 0,3 mm) am oberen Ende des Antriebsstranges kann der Rotor innerhalb des Gehäuses stufenlos axial verschoben werden. Zur Bestimmung der mechanischen Leistung

wird an der Antriebswelle zwischen Motor und Magnetkupplung eine Drehmomentmesswelle angeschlossen (vgl. Abbildung 3.2).

Das Fluid wird von der Pumpe in ein geschlossenes Reservoir gepumpt, von dem es über ein offenes Gefäß in die Pumpe zurückfließt. Das Füllvolumen des gesamten Versuchsstands beträgt $V \approx 250$ ml. Das Füllvolumen wurde so gering gehalten, damit in später geplanten Vergleichsversuchen das Spenderblut einer Person in zwei parallel laufenden Versuchsständen verwendet werden kann.

3.1.2 Basiskörper und Gehäusedeckel

In Abbildung 3.4 ist das dreiteilig konstruierte Gehäuse abgebildet. Der Basiskörper besitzt eine Einfachspirale und zwei zur Gehäusemitte symmetrische Auflageflächen zur Aufnahme der Gehäusedeckel. Der modulare Aufbau ermöglicht den Einbau verschiedener Deckel. Dadurch können die unterschiedlichsten Modifikationen schnell und einfach umgesetzt werden.

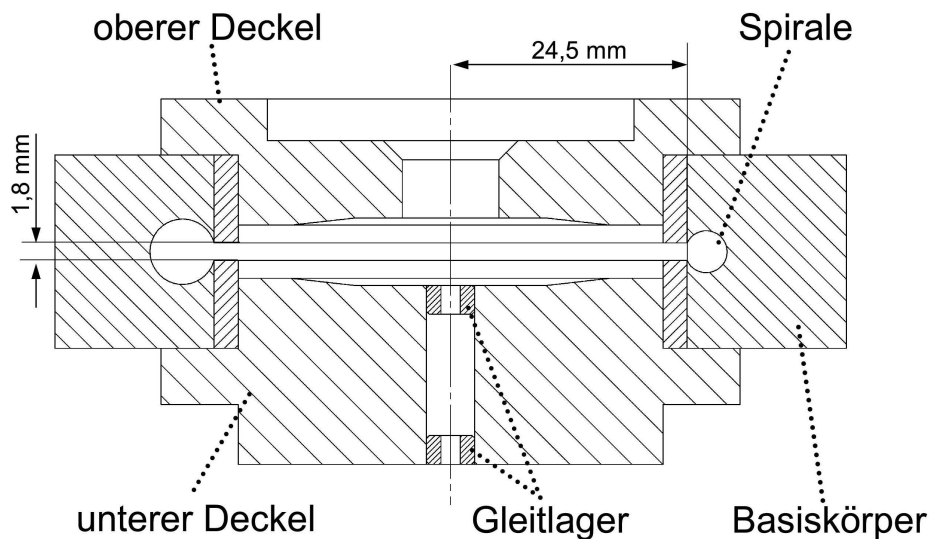


Abbildung 3.4: Schnitt durch den Basiskörper mit Gehäusedeckeln

Für die Spirale gilt ein linearer Zuwachs des Radius über den Umfang. Der Spiralenradius r_{Sp} wird über eine lineare Zunahme des Abstandes vom Spiralenmittelpunkt zur Gehäusemitte von $\Delta r = 2,5$ mm über den Umfang sowie die Aufspannhöhe $h = 1,8$ mm bei $r = 24,5$ mm definiert. Der Mittelpunkt des kleinsten Spiralenradius liegt an der Stelle $\varphi = 0^\circ$ bei $r = 25,75$ mm (vgl. Abbildung 3.4):

$$r_{Sp}(\varphi) = \sqrt{\left(\frac{1,8 \text{ mm}}{2}\right)^2 + \left(1,25 \text{ mm} + 2,5 \text{ mm} \cdot \frac{\varphi}{360^\circ}\right)^2} \quad (3.1)$$

Nach neuen Erkenntnissen wäre für Blutpumpen eine Einfachspirale, bei der ein konstanter Drall an jedem Punkt der Spirale herrscht, im Bezug auf die radialen Kräfte, die von der Zungenspitze ausgehen, aber besser geeignet [7].

Die Spirale wird aus Zahnarzt-Silikonmasse³ in einer Negativform gegossen. Zur Herstellung des Basiskörpers wird die Silikonspirale in einer Gussform fixiert und mit Epoxydharz⁴ ausgegossen. Nach Erstarren des Harzes und Entfernen des Silikons erhält man den fertigen Basiskörper.

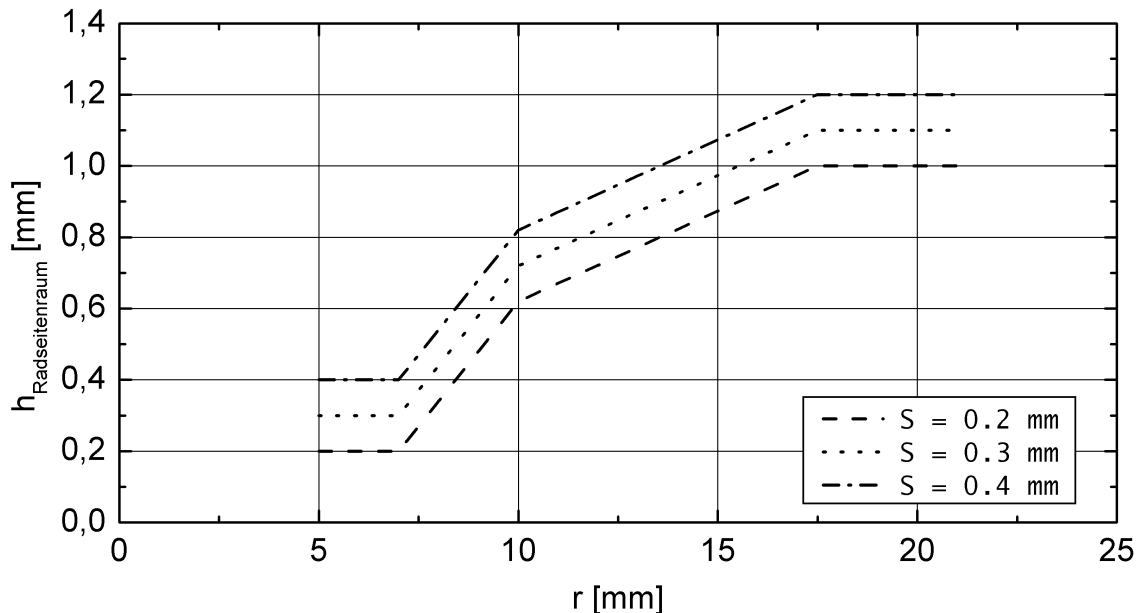


Abbildung 3.5: Höhenentwicklung des Radseitenraums

Die Gehäusedeckel, die in den Basiskörper gesteckt werden, sind aus leicht zu bearbeitendem, poliertem Plexiglas⁵ hergestellt. Die Deckel werden zwischen den einzelnen Versuchen an der Auflagefläche und der Innenkontur bearbeitet, so dass man unterschiedliche Geometrien der Radseitenräume erhält (vgl. Abbildung 3.5).

In den unteren Deckel sind Gleitlager⁶ gepresst, damit der Rotor axial bewegt werden kann, radial aber fixiert bleibt. Im oberen Deckel befindet sich der zentrische, kreisförmige Zulauf mit Durchmesser $d = 10,0$ mm (vgl. Abbildung 3.6).

3.1.3 Laufräder

Bei den Versuchen werden zwei verschiedene gedeckte Rotoren (Rotor 1 und Rotor 2) mit Antriebsachse verwendet (vgl. Abbildung 3.7). Beide bestehen aus Aluminiumdeckscheiben mit jeweils sechs gekrümmten Schaufelblättern aus Plexiglas. Die Anzahl der Schaufeln und deren Geometrie wurden von Steinbrecher am Lehrstuhl für Fluidmechanik (FLM) der TU München für den Rotor 1 mit Hilfe von CFD-Verfahren numerisch optimiert [54].

³Silikonmasse: Dublisisil-15 - DREVE-DENTAMID GmbH, Unna

⁴Harz: L20, Härter: VE3261 - R&G Faserverbundwerkstoff GmbH, Waldenbuch

⁵Plexiglas - Röhm GmbH & Co. KG, Darmstadt

⁶Gleitlagerbuchse: iglidur W300 - igus GmbH, Köln

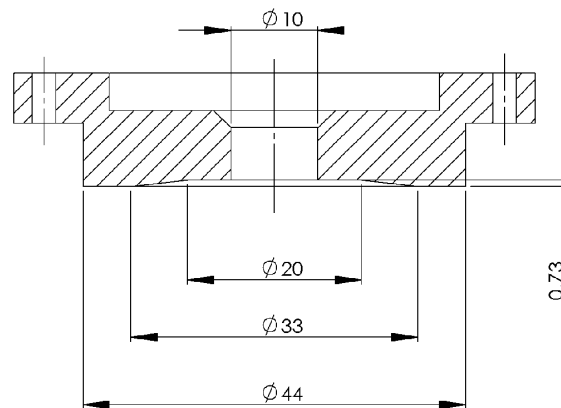


Abbildung 3.6: Abmessungen des oberen Gehäusedeckels

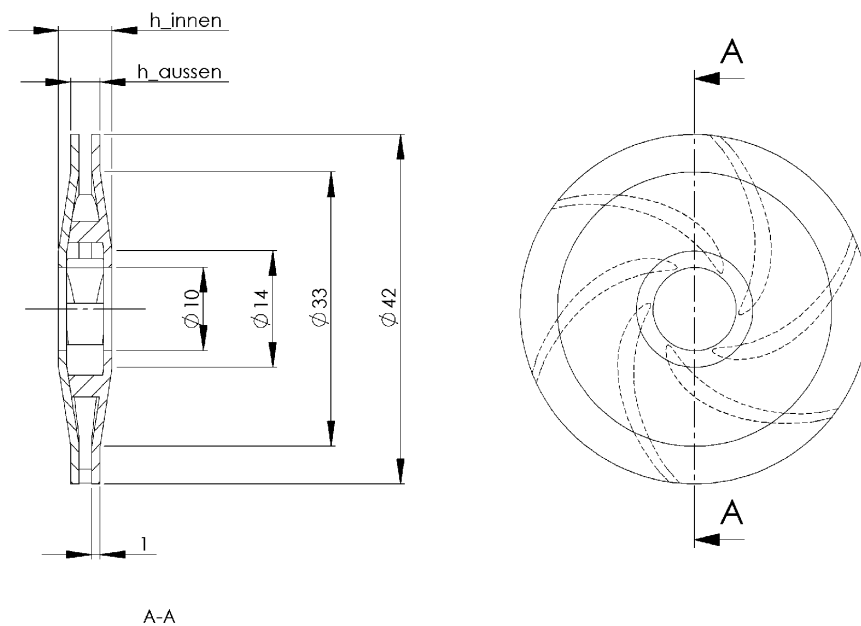


Abbildung 3.7: Rotorgeometrie

Der Zulauf der Strömung zu den Schaufeln erfolgt durch eine 10 mm große zentrische Öffnung in der oberen Deckscheibe. Zum Ausgleich eines möglichen Axialschubs wird in der unteren Deckscheibe eine ebenso große zentrische Öffnungen angebracht. Die Schaufeln erstrecken sich bei beiden Rotoren in radialer Richtung über die gesamte Deckscheibe. Rotor 1 ist aber gegenüber Rotor 2 um 0,2 mm niedriger, wodurch sich auch eine geringere Schaufelhöhe h_2 am Laufradaustritt ergibt (vgl. Tabelle 3.2).

Tabelle 3.2: Abmessungen der Laufräder

		Rotor 1	Rotor 2
r_1	(mm)	5,0	5,0
r_2	(mm)	21,0	21,0
$A_{(\text{projizierte Deckscheibe})}$	(mm ²)	1307	1307
$h_{(\text{außen})}$	(mm)	3,5	3,7
$h_{(\text{innen})}$	(mm)	6,44	6,64
h_2	(mm)	1,5	1,7
A_2	(mm ²)	198	224
m	(g)	8,6	8,7

Aus den geometrischen Abmessungen aus Tabelle 3.2, den Eigenschaften des Fördermediums Blut (vgl. Tabelle 3.4) und dem Auslegungspunkt (vgl. Tabelle 4.1) ergeben sich folgende Kennzahlen für das Laufrad:

Tabelle 3.3: Charakteristische Pumpenkennzahlen

Q_{opt}	(m ³ /s)	$8,3 \cdot 10^{-5}$
H_{opt}	(m)	1,28
n	(U/min)	2500
n_q	(U/min)	18,4

Aus der Gleichung 3.2 für die spezifische Drehzahl ergibt sich, dass es sich bei dem verwendeten Laufrad um einen sogenannten Langsamläufer handelt [43]:

$$n_q = n \cdot \frac{\sqrt{Q_{opt}}}{H_{opt}^{3/4}} = 18,4 \text{ U/min} \quad (3.2)$$

3.1.4 Verwendetes Fluid

Bei dem späteren Betrieb im menschlichen Körper wird die Pumpe Blut fördern. Aus verschiedenen Gründen ist es nicht ratsam, für die Experimente Blut zu verwenden. Zum einen müssen bei der Verwendung von Blut gewisse medizinische Standards bezüglich Hygiene und Schutz des Personals gegen Infektion eingehalten werden. Zum anderen ist Blut nicht mit stets gleichen Eigenschaften zu beziehen, selbst wenn immer die gleichen Personen Blut spenden würden. Außerdem ist die benötigte Menge größer als diejenige, die eine Person regelmäßig spenden kann. Ein sinnvolles Vergleichen der Ergebnisse wäre aufgrund der Berücksichtigung vieler weiterer Parameter kaum möglich. In späteren Versuchen zur Blutschädigung (Hämolyse) muss jedoch humanes Blut verwendet werden.

Alternativ zu Blut können Fluide, die in ihren physikalischen Eigenschaften Blut entsprechen, verwendet werden. Wasser scheidet aufgrund seiner wesentlich geringeren Viskosität als Alternative aus, dafür stehen Glycerin- oder Infusions-Lösungen zur Auswahl. Der Vorteil bei Verwendung von Infusionslösung ist, dass die Infusionslösung in gleich bleibender Qualität vom Hersteller bezogen werden kann und nicht wie Glycerin-Lösungen aufwendig unter

Berücksichtigung der Viskosität angemischt werden muss. Bei den beschriebenen Versuchen wird die Infusionslösung Plasmasteril 6 % HES (450/0,7)⁷ bei einer Temperatur $T = 35 \text{ °C}$ verwendet.

Tabelle 3.4: Physikalische Eigenschaften verschiedener Fluide bei $T = 35 \text{ °C}$

Fluid	ρ $\left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right)$	η (mPa s)	$\nu = \eta/\rho$ $\left(\frac{\text{m}^2}{\text{s}}\right)$
Blut [8]	1060	4,3	$4,06 \cdot 10^{-6}$
HES [19]	1009	3,8	$3,76 \cdot 10^{-6}$
Wasser [33]	994	0,72	$7,24 \cdot 10^{-7}$

Die Werte für die Dichte ρ und Viskosität η von Blut sind gemittelt worden. Die Viskosität kann von Mensch zu Mensch und in Abhängigkeit von Geschlecht, Alter und körperlicher Verfassung innerhalb einer großen Bandbreite ($3,0 \leq \eta \leq 7,0$) schwanken. Die Unterschiede zwischen der Dichte ρ und der Viskosität η von Blut und HES (vgl. Tabelle 3.4) müssen deshalb bei der Auswertung nicht berücksichtigt werden. Der Temperaturbereich $T \approx 35 \text{ °C}$ muss während der Versuche trotzdem genau eingehalten werden, damit die Ergebnisse vergleichbar bleiben. Eine Temperaturänderung hat großen Einfluss auf die Viskosität der Infusionslösung HES und damit auf den Druckaufbau in der Pumpe und die zu ermittelnden Drehmomente.

3.1.5 Geometrische Parameter

Als Spaltweite s_n wird der nominelle Abstand zwischen Laufrad und Gehäuse an der engsten Stelle des Radseitenraums, das heißt in der Drosselstelle, bei mittig zentriertem Laufrad bezeichnet. Die Spaltweite s_n entspricht dem Wert, um den das Laufrad maximal in axialer z -Richtung aus der Nullposition, die der geometrischen Mitte des Gehäuseinnenraums entspricht, nach oben oder unten verschoben werden kann. Die das Problem charakterisierende Spaltweite s ergibt sich aus der nominellen Spaltweite s_n abzüglich der axialen Auslenkung z des Laufrades aus der Mitte:

$$\text{Spaltweite } s = \text{nominelle Spaltweite } s_n - \text{Rotorposition } z \quad (3.3)$$

Mit Spaltlänge l wird die radiale Erstreckung des Bereiches mit Spaltweite s_n beziehungsweise der Drosselstelle bezeichnet. Die Bezeichnung Spiralzulauf wird für den Bereich der Einschnürung zwischen Radseitenraum und Sammelspirale verwendet. Die zugehörige Maßangabe h_{Sp} gibt die Höhe des Spiraleintritts wieder. Für den radialen Abstand zwischen Rotor und Gehäuse wird das Maß Δr_p verwendet, um das der Rotor in radialer Richtung maximal aus der Mittelposition verschoben werden kann.

⁷6 % Hydroxyäthylstärke in 0,9 % NaCl-Lösung gelöst - Fresenius Kabi Deutschland GmbH, Bad Homburg

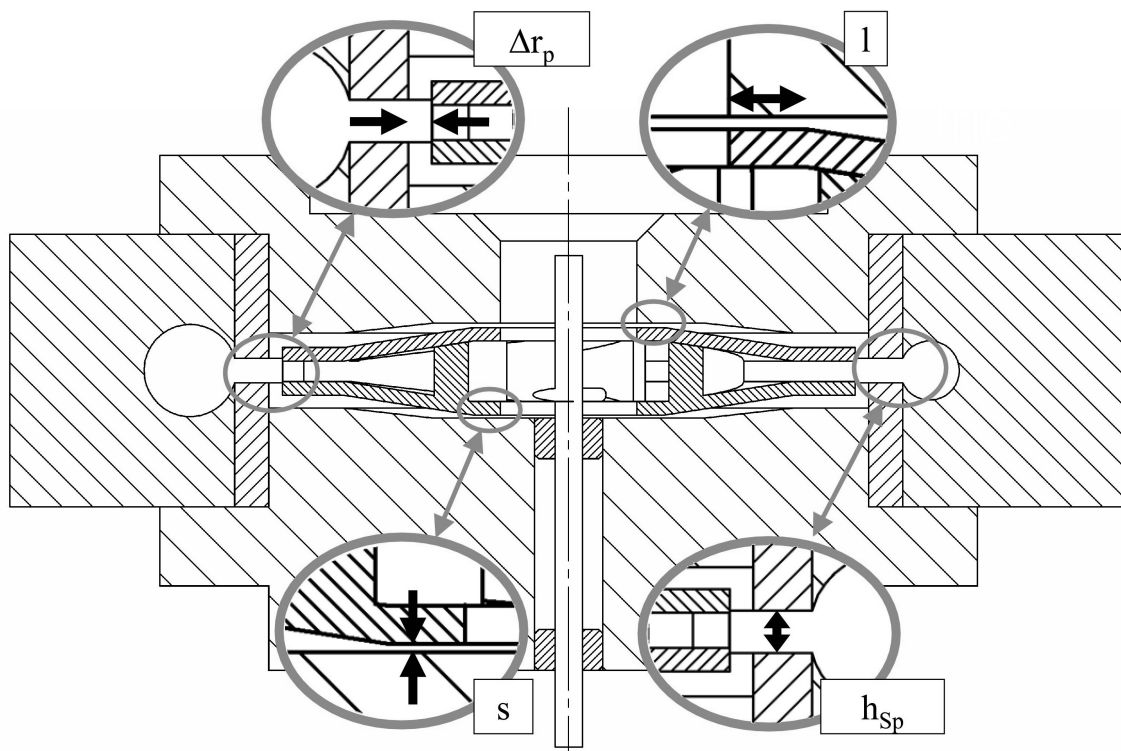


Abbildung 3.8: Schnitt durch Gehäuse und Laufrad mit den untersuchten Bemaßungen des Radseitenraums

3.2 Messtechnik

3.2.1 Hydraulische Kenndaten

Abbildung 3.9 zeigt den schematischen Aufbau des Fluidkreislauf im Versuchsstand. Der Druck wird am Auslass der Pumpe als Differenz zum Atmosphärendruck korrigiert um den Füllstand des Versuchsstands gemessen. Zur Druckmessung ① werden herkömmliche DMS-Einmaldrucksensoren⁸ aus dem klinischen Operationsbereich verwendet. Der Vorteil dieser Sensoren ist, dass sie für den gewünschten Messbereich ausgelegt sind und zu günstigen Konditionen zu beziehen sind. Die Sensoren werden über einen Vollbrückenverstärker⁹ an den Computer angeschlossen. Das Reservoir besteht aus einem Plexiglasrohr in das ein unregelter Aquarium-Heizstab¹⁰ ② mit einer Heizleistung von $P_{Heizen} = 40 \text{ W}$ eingebaut ist. Dieser Heizstab wird von einem Thermometer¹¹ ③ mit angeschlossenem Fuzzy-Controller gesteuert. Dadurch kann eine dauerhaft konstante Temperatur des Fluids, die Vor-

⁸Drucksensor: MX 950 TranStar - Medex Medical GmbH & Co. KG, Klein-Winternheim

⁹Verstärker: PAK 32-500-103-10 - Bedo Elektronik GmbH, Krefeld

¹⁰Aquarium Stabheizer: SH 10-300 - Eugen Jäger GmbH, Wüstenrot

¹¹Thermometer: GFX 393 (PT 1000), Relais: RB 1691 - ebro Electronic GmbH & Co KG, Ingolstadt

aussetzung für eine gleichbleibende Viskosität des Fluids ist, gewährleistet werden (vgl. Abschnitt 3.1.4). Der Vorteil des Aquariumheizstabes gegenüber einem herkömmlichen Tauchsieder ist, dass einerseits die geringe Heizleistung ideal für den kleinen Kreislauf ist und andererseits aufgrund der Glasummantelung des Heizelements die Oberflächentemperatur beim Aquariumheizstab deutlich geringer ist. Dadurch wird verhindert, dass das Fluid direkt mit dem Heizelement in Berührung kommt und beim Kontakt, dies gilt vor allem für Blut, zerstört wird. Die Durchflussmessung (4) erfolgt mit einer Ultraschallmesssonde¹² im bidirektionalen Laufzeitverfahren. Das Drehmoment wird von einem zwischen Motor und Magnetkupplung eingebauten Drehmomentsensor¹³ erfasst (vgl. Abbildung 3.2). Des Weiteren registriert der Drehmomentsensor die Drehzahl, die als TTL-Signal ausgegeben wird. Dieses Signal wird in einem externen Frequenzwandler¹⁴ in eine analoge Spannung umgewandelt.

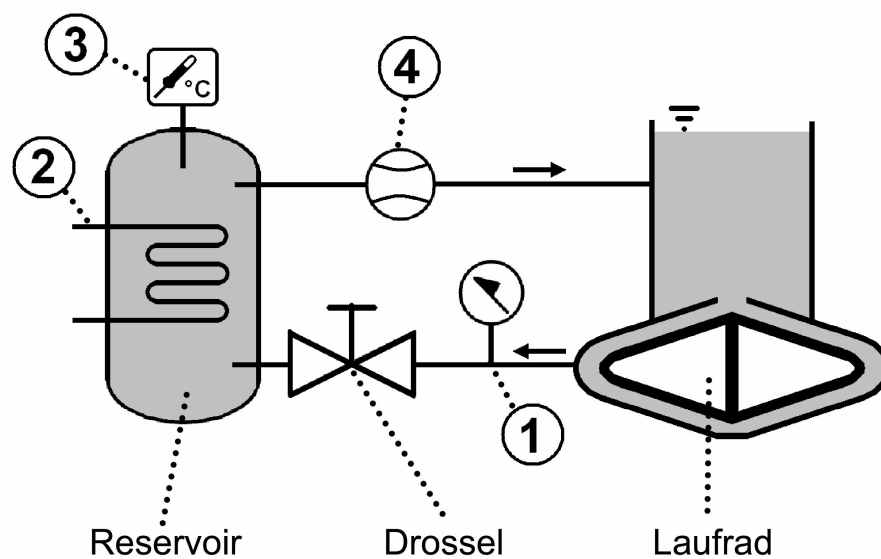


Abbildung 3.9: Schematische Darstellung des Fluidkreislaufs

3.2.2 Axiale Rückstellkraft

Die axiale Rückstellkraft des Rotors kann nur in einem speziellen Versuchsstand gemessen werden (vgl. Abbildung 3.2). Hierzu wird der Antriebsstrang mit einer Magnetkupplung axial entkoppelt.

Durch Versatz des Kupplungstellers zum Stern wird eine axiale Vorlast (vgl. Abbildung 3.10) eingestellt. Diese drückt den Rotor nach oben auf den Kraftsensor¹⁵, der nur Druckkräfte registrieren kann. Die Positionserfassung in z -Richtung erfolgt mit einem digitalen Tiefenmesser¹⁶. Der Tiefenmesser ist über einen optischen Ausgang direkt an der seriellen Schnittstelle

¹²Sonde: H10C, Flowmeter: HT107 - Transonic Systems Inc., Ithaca, USA

¹³Drehmomentmesswelle: ATM-5080-0,1 - AMOS Sensoren & Meßtechnik, Ludwigshafen

¹⁴Frequenz/Analog-Wandler: IFMA 0035 - Wachendorff Prozesstechnik GmbH & Co KG, Geisenheim

¹⁵Kraftsensor: ALM-160-10 - AMOS Sensoren & Meßtechnik, Ludwigshafen

¹⁶Tiefenmesser: S 229 - Sylvac SA, Crissier, Schweiz

le des Messrechners angeschlossen. Um ein optimales Messen der Position zu gewährleisten, wird der Taster durch eine Feder im Messgerät auf den Prüfling gedrückt. Die Federkraft des Tasters lässt sich in Abhängigkeit von dem Tiefenmaß ermitteln:

$$F_{Tiefenmesser} = 0,67 + 0,0242 \cdot z \quad (3.4)$$

Bei der Auswertung der Axialkraft muss die gemessene Axialkraft unter anderem um die Vorlast der Magnetkupplung und die Federkraft des Tiefenmessers korrigiert werden. Bei der Messung ist außerdem zu berücksichtigen, dass es bei der Datenübertragung zum Computer aufgrund der Ansprechzeit der optischen Schnittstelle zu einer Verzögerung in der Übertragung von bis zu $t_{Verzögerung} = 0,25$ s kommen kann.

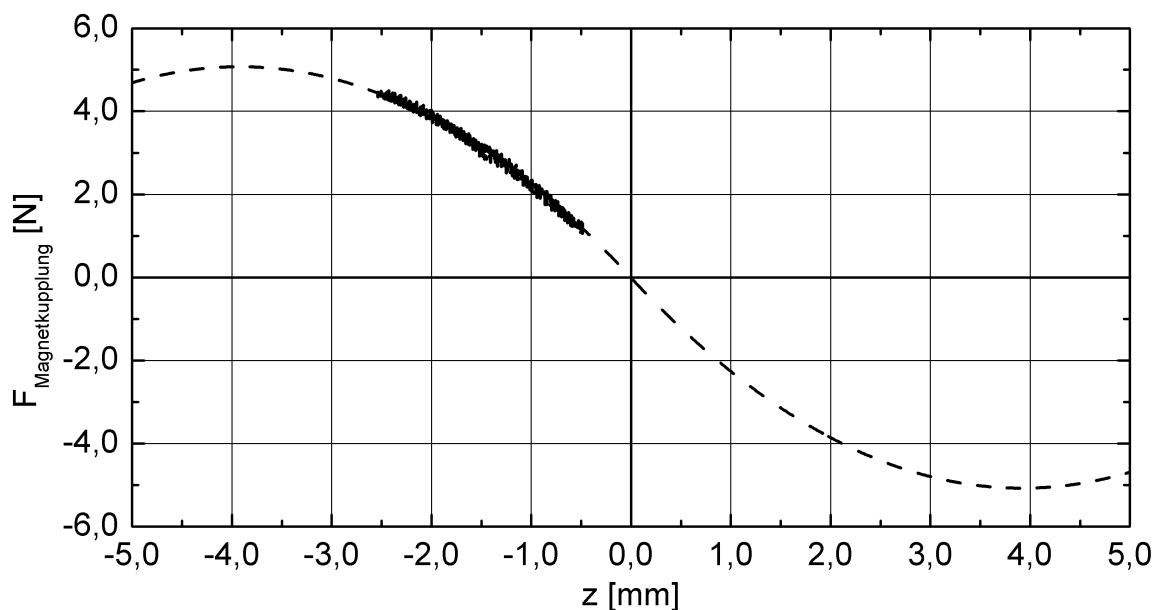


Abbildung 3.10: Axialkraft der Magnetkupplung über der axialen Verschiebung des Laufrades

3.2.3 Messpunkte und Orientierung

Die Sonde zur Volumenstrommessung ist bei allen Versuchen am Verbindungsschlauch zwischen Reservoir und Pumpe montiert. Hier verläuft die Strömung, im Gegensatz zum Bereich zwischen Pumpenauslass und Reservoir, gleichmäßiger, d.h. annähernd drallfrei. Die Druckmessung erfolgt nur am Auslass der Pumpe. Da der Prüfstand einen offenen Kreislauf darstellt, kann man den von der Pumpe erzeugten Druck Δp_{P_u} als Differenzdruck gegenüber dem Druck an der Oberfläche des Prüfstandes $p_{\text{Oberfläche}}$, korrigiert um den Druckanteil der Wassersäule $p_{\text{Wassersäule}}$, messen. Der Abgleich des Drucksensors auf Null erfolgt bei Still-

stand $n = 0$ U/min und gefülltem Versuchsstand:

$$p_{\text{Oberfläche}} = p_{\text{Atmosphäre}} \quad (3.5)$$

$$p_{\text{Wassersäule}} = \rho \cdot g \cdot h_{\text{Wassersäule}} \quad (3.6)$$

$$\Delta p_{Pu} = p_{\text{Auslass}} - p_{\text{Oberfläche}} - p_{\text{Wassersäule}} \quad (3.7)$$

Bei der Untersuchung zum Einfluss des Vordruckes auf die Pumpencharakteristik (vgl. Abschnitt 4.3.6), wird ein zweiter Druckaufnehmer am Pumpeneinlass befestigt und der Differenzdruck zwischen diesem Drucksensor und dem Sensor am Pumpenauslass gemessen.

$$\Delta p_{Pu} = p_{\text{Auslass}} - p_{\text{Einlass}} \quad (3.8)$$

In einigen Versuchen wird auch der Druck im Radseitenraum gemessen. Die Messpunkte befinden sich dabei auf einer Radialen, bei den Position ($r = 8,0$ mm, $r = 13,5$ mm und $r = 19,0$ mm) sowohl im oberen, als auch im unteren Gehäusedeckel. Die innerste Druckmessung bei $r = 8,0$ mm erfolgt noch außerhalb der Drosselstelle. Vom Anbringen einer Messbohrung im Bereich der Drosselstelle wird abgesehen, da befürchtet wird, dass das Anbringen der Bohrung mit einem Durchmesser $d = 1,0$ mm die Strömung in der $l = 2,0$ mm langen Drosselstelle beeinflusst. Die Deckel können in 90° -Schritten weitergedreht werden, so dass insgesamt an vier verschiedenen Positionen im Gehäuse (Pos 1 bei $\varphi = 60^\circ$, Pos 2 bei $\varphi = 150^\circ$, Pos 3 bei $\varphi = 240^\circ$, Pos 4 bei $\varphi = 330^\circ$) der Druckverlauf im Spalt gemessen werden kann. Der Umfangswinkel φ wird ausgehend von der Stelle in der Spirale, an der die tangentielle Abströmung des geförderten Volumenstroms erfolgt, in Strömungsrichtung gemessen (vgl. Abbildung 3.11).

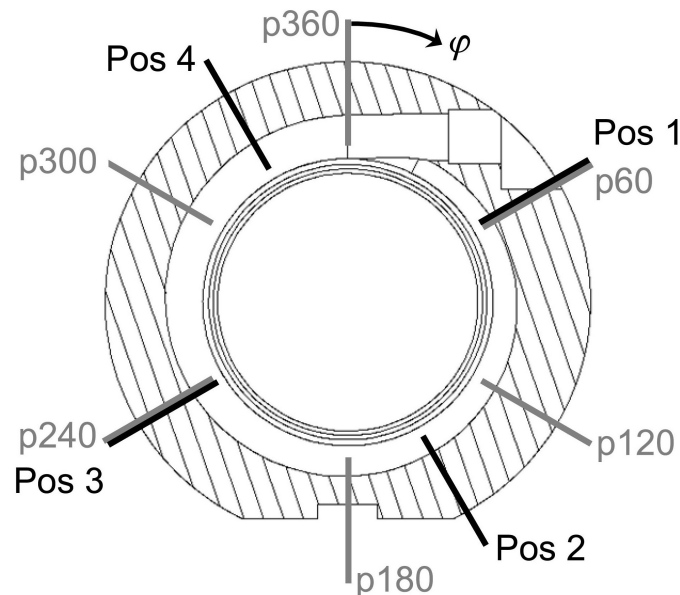


Abbildung 3.11: Position der Druckmessbohrungen in der Spirale des Basiskörpers

Zur Untersuchung des Druckverlaufs in der Spirale wurde bei der früheren Entwicklung der RotaFlow¹⁷ ein Mikro-Spitzen-Manometer¹⁸ in die Spirale eingeführt und langsam mit konstanter Geschwindigkeit herausgezogen [23]. Durch exaktes räumliches Zuordnen des Startpunktes konnte durch dieses Verfahren jedem Punkt der Spirale der entsprechende Druck zugeordnet werden. Bei der Entwicklung der RotaCor konnte dieses Verfahren nicht erfolgreich angewandt werden, da sich die Sonde im Spiralzulauf verklemmen konnte und es deshalb zu Verschiebungen der einzelnen Kurven kam. Um trotzdem einen Überblick über den Druckverlauf in der Spirale zu erhalten, werden in 60°-Abständen Druckmessbohrungen (p60, p120, p180, p240, p300, p360) an der Spirale angebracht.

Soweit wie möglich wird beim Anschluss der Drucksensoren darauf geachtet, dass die Vorgaben der Norm DIN EN ISO 5167-1 [12] erfüllt werden. Die Druckmessbohrungen sind, gemessen von der Innenseite des Gehäuses, auf einer Mindestlänge $l_{Bohrung} \geq 2,5 \cdot d_{Bohrung}$ kreisrund und gerade. Die Einlaufkanten der Messbohrung sind gratfrei und nicht verrundet.

Die Orientierung der z -Achse ist direkt auf das Gehäuse bezogen. Die positive Richtung der z -Achse zeigt von der Gehäusemitte in Richtung des Pumpenzulaufs. Des Weiteren wird festgesetzt, dass zum einen die Richtung der positiven z -Achse und die Richtung der positiven Axialkraft identisch sind und zum anderen eine positive Axialkraft eine positive Druckdifferenz in den Radseitenräumen erfordert. Demnach ergibt sich folgende Definition für die Druckdifferenz Δp_{Rs} :

$$\Delta p_{Rs} = p_{\text{unterer Radseitenraum}} - p_{\text{oberer Radseitenraum}} \quad (3.9)$$

Die Axialkraft lässt sich, wie schon im Abschnitt 2.4 beschrieben, folgendermaßen berechnen:

$$F_{axial} = 2 \cdot \pi \int_{r_1}^{r_2} \Delta p_{Rs}(r) \cdot r \, dr \quad (3.10)$$

3.2.4 Datenerfassung und Auswertung

Die Experimente verlaufen unter besonderer Berücksichtigung des späteren Einsatzes als Herzunterstützungspumpe im menschlichen Körper. Um einen besseren Vergleich mit dem zukünftigen Einsatzbereich zu erhalten, erfolgt die Vermessung der Pumpencharakteristik deshalb zum Teil nicht in SI-Einheiten, sondern in medizinischen Einheiten. Der Druck wird in mm-Quecksilber (mmHg) und der Volumenstrom in Liter pro Minute (l/min) gemessen.

$$1 \text{ Torr} = 1 \text{ mmHg} = 133,32 \text{ Pa} = 133,32 \text{ N/m}^2 = 1,333 \text{ mbar} \quad (3.11)$$

¹⁷Bei der RotaFlow handelt es sich um eine Zentrifugalpumpe für Herzlungenmaschinen der Firma MAQUET Cardiopulmonary AG, Hirrlingen

¹⁸Mikro-Tip Catheter Transducers SPR-524 - Millar Instruments, Inc. (USA)

Die Steuerung der Motordrehzahl und der Messgeräte sowie die Erfassung der Messwerte erfolgt online mit der Software DIAdem¹⁹. Die von den Messgeräten ausgegebenen analogen Messwerte - zum Teil verstärkt - werden über eine A/D-Wandlerkarte²⁰ in den Rechner eingelesen, in physikalische Messgrößen umgewandelt und auf der Festplatte gespeichert. Erst in einem zweiten Arbeitsschritt werden diese Rohdaten dann mit der Software ORIGIN²¹ weiterverarbeitet und graphisch aufbereitet.

Das gemessene Drehmoment entspricht nicht dem tatsächlichen Drehmoment des Rotors, weil der Rotor bei den Versuchen mechanisch gelagert ist. In der zukünftigen Pumpe entfallen diese Gleitlager und somit auch die auftretenden Reibungsverluste. Deshalb muss das Drehmoment, das benötigt wird, um dem Fluid die gemessene hydraulische Energie aufzuprägen, aus dem gemessenen Moment $M_{Messung}$ abzüglich der Lagerreibung $M_{Lagerreibung}$ berechnet werden (vgl. Gleichung 3.13). Die Erfassung der Korrekturwerte erfolgte bei ungefülltem vollständigem zusammengebautem Prüfstand.

Tabelle 3.5: Reibmoment der Gleitlager in Luft

n (min^{-1})	$M_{Lagerreibung}$ (mNm)
2100	1,0
2400	1,1
2700	1,2
3000	1,3

$$M_{Lagerreibung} = 0,3 + \frac{0,001}{3} \cdot n \quad (3.12)$$

$$M = M_{Messung} - M_{Lagerreibung} \quad (3.13)$$

Die axiale Rückstellkraft des Rotors kann nicht direkt gemessen werden, sondern nur die Gesamtkraft bestehend aus den verschiedenen Einzelkräften: axiale Vorlast der Magnetkupplung, Gewicht des Kupplungssterns, Federkraft des Tiefenmessers, Gewicht des Stäbchens zwischen Tiefenmesser und Rotor sowie Gewicht und Auftriebskraft des Rotors (vgl. Abbildung 3.12).

Zur Bestimmung der hydraulischen Rückstellkraft muss die gemessene Axialkraft um diese Kräfte in Abhängigkeit der Rotorposition korrigiert werden. Die Auftriebs- und Federkraft, sowie die einzelnen Gewichtskräfte können rechnerisch bestimmt werden und die Vorlast der Magnetkupplung ist in Abhängigkeit der Position von Kupplungsteller und Stern bekannt. Da aber der Versuchsstand nach jedem Versuch zum Reinigen zerlegt und wieder zusammengesetzt werden muss, wird die Vorlast jedesmal bei gefülltem aber stehendem Laufrad aufgezeichnet (vgl. Abbildung 3.13). Außerdem erhält man dann eine gemeinsame Funktion für alle von außen auf den Rotor wirkenden Kräfte. Dadurch wird der Fehler, den man bei der Bestimmung der einzelnen Kräfte erhalten würde, kleiner.

¹⁹DIAdem 8.00 - National Instruments Germany GmbH, München

²⁰PCI-Karte: DT3010 - Data Translation, Marlboro, USA

²¹Origin 7.0 - OriginLab Corporation, Northampton, USA (früher: Microlab Software Inc.)

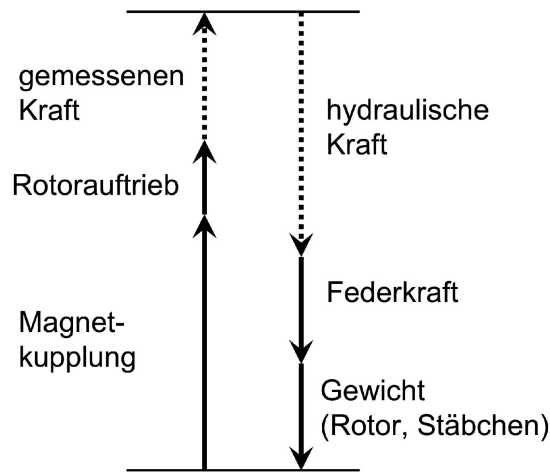


Abbildung 3.12: Im Versuchsstand auftretende Kräfte in axialer Richtung

Die Funktion für die gesamte Vorlast F_{Offset} zur Korrektur der gemessenen Kraft kann im Messbereich als linear angenommen werden, obwohl sie über einen größeren Bereich durch ein Polynom beschrieben werden müsste, da die dominierende Axialkraft aus der Magnetkupplung nicht linear verläuft (vgl. Abbildung 3.10).

$$F_{Offset} = C_1 - C_2 \cdot z \quad (3.14)$$

$$F_{axial} = F_{Messung} - F_{Offset} \quad (3.15)$$

Einige Werte, die gemessen werden, wie der Volumenstrom Q , die Drehzahl n oder der Druck p liegen bereits in auswertbarer Form vor. Neben diesen Werten müssen jedoch noch die mechanische Wellenleistung P_W , die hydraulische Leistung P_{hyd} und der Wirkungsgrad η berechnet werden. Im Folgenden sind die verwendeten Gleichungen aufgeführt:

	in SI-Einheiten	in verwendeten Einheiten	
ω	$= 2 \cdot \pi \cdot n$	$= \pi \cdot n \cdot \frac{1}{30}$	(3.16)

P_W	$= M \cdot \omega$	$= M \cdot n \cdot \frac{\pi}{30000}$	(3.17)
-------	--------------------	---------------------------------------	--------

P_{hyd}	$= Q \cdot p$	$= Q \cdot p \cdot \frac{133,32}{60000}$	(3.18)
-----------	---------------	--	--------

η	$= \frac{P_{hyd}}{P_W}$	$= \frac{P_{hyd}}{P_W}$	(3.19)
--------	-------------------------	-------------------------	--------

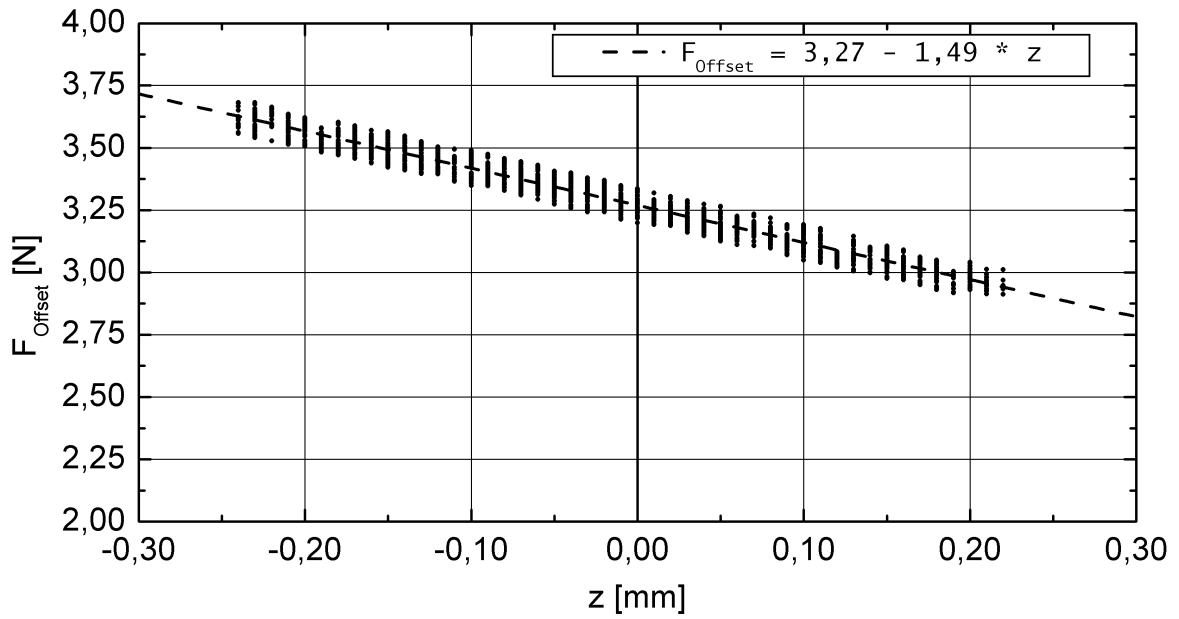


Abbildung 3.13: Axiale Vorlast F_{Offset} im Stillstand über der axialen Verschiebung des Laufrades

Die Steifigkeit ϕ der Axialkraft beschreibt die Änderung der axialen Rückstellkraft pro Längeneinheit:

$$\phi = \frac{F}{z} \quad (3.20)$$

Zum besseren Vergleich der gemessenen mit den numerischen Ergebnissen wird zusätzlich noch die Größe $(\Delta F/\Delta z)_{0,5}$ beziehungsweise $\Delta\phi_{0,5}$ eingeführt. Sie beschreibt die durchschnittliche Steifigkeit des Rotors zwischen den Positionen bei einer Auslenkung $z = 0,5 \cdot s_n$ nach oben und einer Auslenkung $z = -0,5 \cdot s_n$ nach unten:

$$\Delta\phi_{0,5} = (\Delta F/\Delta z)_{0,5} = \frac{|F_{(z=-0,5 \cdot s_n)} - F_{(z=+0,5 \cdot s_n)}|}{s_n} \quad (3.21)$$

Zur Verdeutlichung der Unterschiede zwischen den einzelnen Versuchen werden die Ergebnisse, soweit sinnvoll, mit dimensionslosen Kennzahlen dargestellt. Hierfür werden die Druckzahl ψ , die Durchflusszahl φ sowie die Leistungszahl λ herangezogen:

$$\begin{array}{ll} \text{in SI-Einheiten} & \text{in verwendeten Einheiten} \\ \psi & = \frac{2 \cdot g \cdot H}{u^2} = \frac{\Delta p \cdot 133,32 \cdot 1800}{\rho \cdot \pi^2 \cdot n^2 \cdot r^2} \end{array} \quad (3.22)$$

$$\varphi = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D^2 \cdot u} = \frac{Q}{n \cdot \pi^2 \cdot r^3 \cdot 2000} \quad (3.23)$$

$$\lambda = \varphi \cdot \psi \quad (3.24)$$

Als Referenzmaß findet der Referenzdruck p_{ref} und die Referenzkraft F_{ref} Verwendung. Die Referenzkraft bildet sich aus der Projektion des Referenzdrucks auf die Fläche der Rotordeckscheibe $A_{Deckscheibe}$:

$$p_{ref} = \frac{\rho}{2} \cdot u^2 = \frac{\rho}{2} \cdot \omega^2 \cdot r_2^2 \quad (3.25)$$

$$F_{ref} = p_{ref} \cdot A_{Deckscheibe} = \frac{\rho}{2} \cdot \omega^2 \cdot r_2^2 \cdot \pi \cdot (r_2^2 - r_1^2) \quad (3.26)$$

Tabelle 3.6: Axiale Referenzkraft F_{ref}

n (min^{-1})	ω (s^{-1})	p_{ref}		F_{ref} (N)
		(mmHg)	(Pa)	
2100	219,91	131	17487	14,063
2400	251,33	171	22840	18,368
2700	282,74	217	28907	23,247
3000	314,16	268	35688	28,700

3.3 Fehlerbetrachtung und Reproduzierbarkeit

Allgemein setzen sich die Messfehler aus systematischen und statistischen Fehlern zusammen [40]. Die systematischen Fehler treten bei den folgenden Versuchen vor allem in Form einer ungenügenden Kalibrierung oder einer zu geringen Linearität des Sensors auf. Ablesefehler sind dabei nicht zu berücksichtigen, da die Werte online an den Rechner geleitet und dort zur Weiterverarbeitung gespeichert werden.

Der Messfehler des Flowmeters beträgt $\pm 2\%$ vom Maximalwert (Fullscale - FS). Dies entspricht einer absoluten Messgenauigkeit von $\pm 0,2$ l/min. Ein Hysteresefehler tritt aufgrund des bidirektionalen Ultraschall-Messverfahrens nicht auf. Die Genauigkeit des Drucksensors ergibt sich aus der Toleranz seiner Empfindlichkeit zu $\pm 1\%$ vom Messwert. Die Hysterese des Sensors beträgt 1 mmHg oder $\pm 2\%$ vom Messwert. Der Kraftsensor wird auf einer Laborwaage (Genauigkeit: $\pm 0,1$ g) auf 0,01 N genau kalibriert. Dies entspricht einer relativen Genauigkeit von $\pm 0,1\%$ vom Maximalwert. Die Hysterese des Sensor befindet sich im Bereich $\leq 1\%$ vom Maximalwert. Da es sich sowohl beim Druck- als auch beim Kraftsensor um DMS-Sensoren handelt, die an einem Brückenverstärker angeschlossen sind, müssen bei der Betrachtung der Messfehler auch noch die Fehler der Brücke berücksichtigt werden. Der Verstärkungsfehler bei der Druckmessung liegt bei $\pm 0,02\%$ vom Messwert. Bei der Kraftmessung wird der Verstärkungsfehler bei der Kalibrierung des Sensors mit berücksichtigt. Der Linearitätsfehler der Brücke beträgt bei beiden Sensoren $\pm 0,02\%$ vom Maximalwert oder in absoluten Werten ± 2 mV. Der Fehler der Drehmomentmessung wird vom Hersteller mit $\pm 0,06\%$ vom Maximalwert beziehungsweise bezogen auf die Absolutwerte mit $\pm 0,06$ mNm angegeben. Die Hysterese liegt bei $\pm 0,02\%$ vom Maximalwert. Die Drehzahl wird vom Sensor als fehlerfreies Rechteck-Signal (TTL-Signal) ausgegeben. Bei der Umwandlung in ein analoges Signal entsteht ein Fehler von $\pm 0,1\%$ vom Arbeitsbereich beziehungsweise ± 5 U/min. Die Umwandlung dieser analogen Messwerte in digitale

erfolgt mit einer A/D-Wandlerkarte. Der maximale auftretende Fehler bei der Umwandlung beträgt $\pm 1,0$ LSB (Lowest Significant Bit). Bei einer Eingangsspannung im Bereich von $0 \leq U_{\text{Eingang}} \leq 10$ V und einer Auflösung $R = 12$ Bit bedeutet dies, dass der Fehler bei der Umwandlung bei $\pm 2,4$ mV oder $0,024\%$ vom Maximalwert liegt. Der Tiefenmesser ist hiervon nicht betroffen, da er direkt an der seriellen Schnittstelle des Computers angeschlossen ist. Die Ungenauigkeit bei der Bestimmung der axialen Position liegt bei $10 \mu\text{m}$. Die Hysterese beträgt laut Hersteller $2 \mu\text{m}$. Da dieser Wert kleiner als die Genauigkeit des Messgerätes ist, wird der Hysteresefehler nicht weiter berücksichtigt.

Zur Abschätzung des maximal möglichen Messfehlers muss der Fehler der kompletten Messkette (Sensor - Verstärker - A/D-Wandler) betrachtet werden:

$$\begin{aligned} \text{Messwert} &= \text{Wahrer Wert} \cdot (1 \pm u_{(\text{Sensor})}) \cdot (1 \pm u_{(\text{Verstärker})}) \cdot (1 \pm u_{(\text{A/D-Wandler})}) = \\ &= \text{Wahrer Wert} \cdot (1 \pm u_{(\text{Messkette})}) \end{aligned} \quad (3.27)$$

Tabelle 3.7: Maximaler systematischer Fehler der verwendeten Messgeräte

		Sensor		Messkette	
		Genauigkeit	Hysterese	Genauigkeit	Sensor und ...
Volumenstrom	(l/min)	$\leq 0,2$	-		A/D-Wandler
(0 – 10 l/min)	(% FS)	$\pm 2,0$	-	$\pm 2,0$	
Druck	(mmHg)	$\leq 3,0$	$\leq 6,0$		Verstärker,
(0 – 300 mmHg)	(% MW)	$\pm 1,0$	$\pm 2,0$	$\pm 1,1$	A/D-Wandler
Kraft	(N)	$\leq 0,01$	$\leq 0,1$		Verstärker,
(0 – 10 N)	(% FS)	$\pm 0,1$	$\pm 1,0$	$\pm 0,1$	A/D-Wandler
Drehmoment	(mN m)	$\leq 0,06$	$\leq 0,02$		A/D-Wandler
(0 – 100 mN m)	(% FS)	$\pm 0,06$	$\pm 0,02$	$\pm 0,1$	
Drehzahl	(U/min)	$\leq 5,0$	-		TTL-Wandler,
(0 – 5000 U/min)	(% FS)	$\pm 0,1$	-	$\pm 0,1$	A/D-Wandler
Position	(mm)	$\leq 0,01$	²²		
(0 – 12,5 mm)	(% FS)	$\pm 0,08$	-	$\pm 0,1$	

Die sich daraus ergebenden systematischen Gesamtfehler der einzelnen Messketten sind in Tabelle 3.7 aufgeführt. Der Wirkungsgrad berechnet sich nach Gleichung 3.19 aus den einzelnen Messgrößen. Zur Bestimmung des dabei auftretenden Fehlers u_η muss die Größtfehleraddition angewandt werden, da sich manche Fehler gegenseitig verstärken. Zum Beispiel beeinflusst eine Schwankung bei der Drehzahlregelung den Volumenstroms, den Druck und das Drehmoment.

$$\Delta u_\eta = \left| \frac{\partial \eta}{\partial Q} \cdot \Delta Q \right| + \left| \frac{\partial \eta}{\partial p} \cdot \Delta p \right| + \left| \frac{\partial \eta}{\partial M} \cdot \Delta M \right| + \left| \frac{\partial \eta}{\partial n} \cdot \Delta n \right| \quad (3.28)$$

²²Die Hysterese kann bei der Positionsmessung vernachlässigt werden, da sie kleiner als die Genauigkeit ist.

Durch Vereinfachen der Gleichung erhält man folgendes Ergebnis für den relativen, systematischen Fehler $u_{\eta,rel}$ des hydraulischen Wirkungsgrads:

$$u_{\eta,rel} = \left| \frac{\Delta\eta}{\eta} \right| = \left| \frac{\Delta Q}{Q} \right| + \left| \frac{\Delta p}{p} \right| + \left| \frac{\Delta M}{M} \right| + \left| \frac{\Delta n}{n} \right| = 3,3\% \quad (3.29)$$

Der Nullabgleich der einzelnen Messgrößen wird vor jeder Messung kontrolliert. Aufgrund der kurzen Messdauer von wenigen Minuten ist der Einfluss der zeitlichen Drift des Nullpunkts zu vernachlässigen. Eine Luftdruckänderung hat keinen Einfluss auf die Druckmessung, da nur der Differenzdruck gemessen wird. Eine Temperaturdrift der Sensoren während einer Messung wird aus verschiedenen Gründen ausgeschlossen. Zum einen wird bei allen Messungen die Temperatur des Fluids konstant auf $T = 35\text{ °C}$ gehalten. Des weiteren dauert eine einzelne Messung zwischen wenigen Sekunden und maximal 10 Minuten, so dass eine Änderung der Temperatur in dieser Zeit zu vernachlässigen ist. Zur Vorbeugung einer Temperaturdrift des Sensors aufgrund Eigenerwärmung beim Einschalten, werden die Sensoren eine ausreichende Zeit vor der Messung (ca. 1 Stunde) angeschaltet, so dass die Sensoren ihre Betriebstemperatur vor Versuchsbeginn erreicht haben. Da die Wärme des Fluides auch auf den Prüfstand übertragen wird, ist es auch für die Positionsmessung wichtig, dass der Versuchsstand auf die Temperatur des Fluids erwärmt wurde und sich die Bauteile entsprechend der Temperatur gedehnt haben. Aufgrund der unterschiedlichen thermischen Eigenschaften von Gehäuse und Stäbchen (vgl. Tabelle 3.8) führt eine zu geringe Aufwärmzeit zu Messfehlern.

Tabelle 3.8: Thermische Eigenschaften von Aluminium und Plexiglas

Material		λ $\left(\frac{\text{W}}{\text{K}\cdot\text{m}}\right)$	α $\left(\frac{1}{\text{K}}\right)$
Aluminium	[10]	231	$24 \cdot 10^{-6}$
Plexiglas GS/XT	[45]	0,19	$70 \cdot 10^{-6}$

Dem Auftreten von Hystereseeffekten während der Messung wird dadurch begegnet, dass während eines Versuches das Messfeld sowohl vom Maximalwert zum Minimalwert als auch umgekehrt untersucht wird. Außerdem werden die Versuche, bei denen während der Messung Parameter geändert werden (z.B.: Drosselkurve, Axialkraft), sehr langsam durchgeführt, um so die auftretenden Verzögerungen der Sensoren und des Systems zu berücksichtigen. Bei der axialen Verschiebung des Rotors muss zum Beispiel an jedem Messpunkt länger verharrt werden, da der Tiefenmesser eine Verzögerung von $t_{\text{Verzögerung}} \approx 0,25\text{ s}$ aufweist.

Bei den hier beschriebenen Fehlern handelt es sich um systematische Fehler, die den Messwert um einen konstanten Wert, der sich im angegebenen Bereich befindet, verfälschen. Daneben treten auch noch zufällige Fehler auf, die entsprechend der Normalverteilung, den Messwert um den arithmetischen Mittelwert schwanken lassen. Da die Standardabweichung SD eine absolute Größe darstellt, die von der Größe des auftretenden Messwertes selbst abhängt, wird zusätzlich die relative Standardabweichung, Variationskoeffizient VK genannt, berechnet, die auf den Mittelwert \bar{x} bezogen wird. Der Variationskoeffizient erleichtert das Vergleichen von

unterschiedlichen Messgrößen [17].

$$VK = \frac{SD}{\bar{x}} \quad (3.30)$$

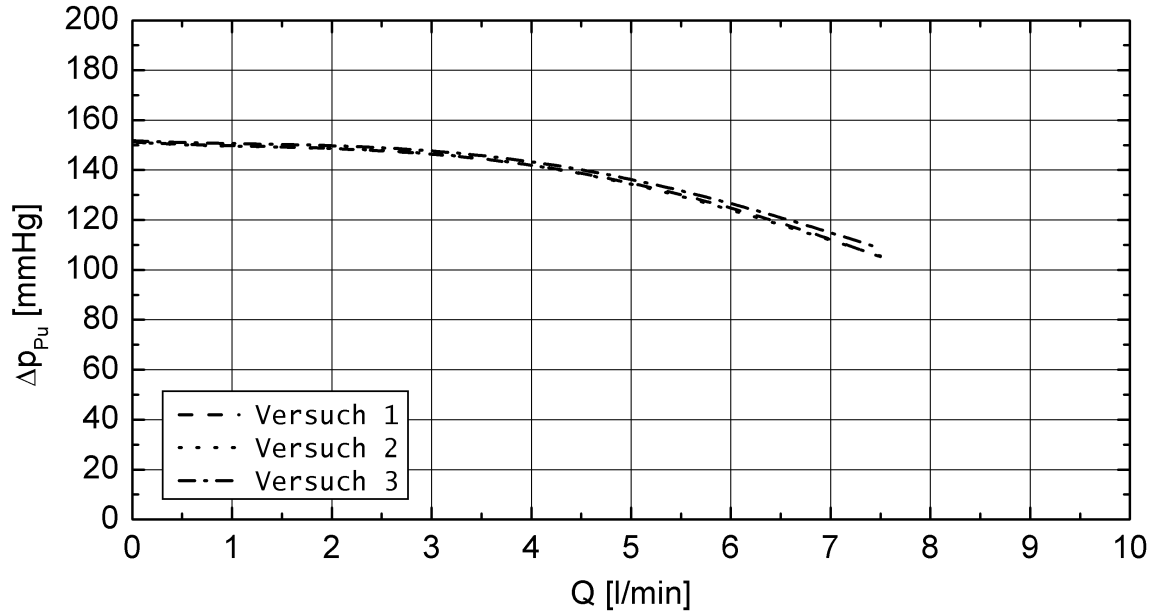
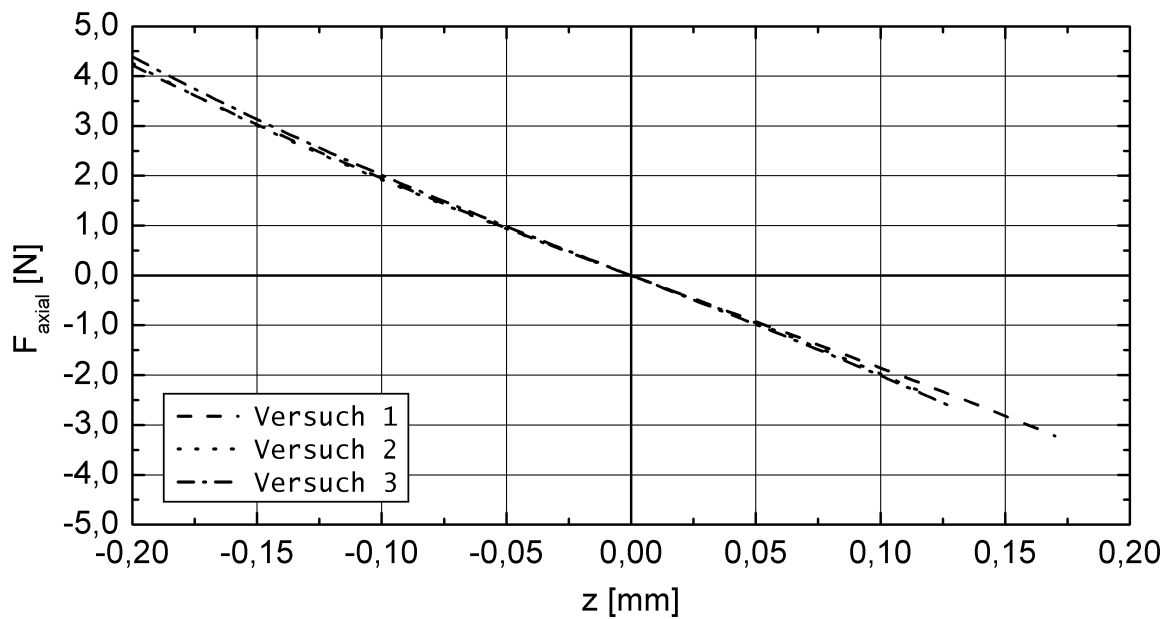
Beispielhaft sind in nachfolgender Tabelle 3.9 die absoluten und relativen Standardabweichungen für ausgewählte Messgrößen aus Drosselkurven des Versuches mit Rotor 2 und einer Spaltweite $s_n = 0,2 \text{ mm}$ (vgl. Abschnitt 4.2.1) aufgeführt. Man erkennt, dass alle Messfehler etwas mehr als ein Prozent um den Mittelwert schwanken.

Tabelle 3.9: Statistischer Fehler ausgewählter Messgrößen

	Mittelwert \bar{x}	Standardabweichung SD	Variationskoeffizient VK
Druck	73 ... 151 mmHg	0,9 ... 2,3 mmHg	1,4 %
Axialkraft	3,65 ... 3,68 N	0,02 ... 0,04 N	1,0 %
Drehmoment	5,3 ... 12,0 mN m	0,05 ... 0,18 mN m	1,2 %

Eine reproduzierbare Messung ist neben der Linearität der einzelnen Sensoren im wesentlichen von der exakten Nullpunkt-Einstellung der Druck- und Kraftsensoren sowie dem Tiefenmesser abhängig. Aufgrund der geringen Differenz in der Linearität der Sensoren weichen die Ergebnisse bei Untersuchungen zur Drosselkurve, die an verschiedenen Tagen durchgeführt wurden, im Bereich von $\leq 1,5 \%$ vom Messwert und bei dem Kraftverlauf im Bereich von $\leq 4,0 \%$ vom Messwert voneinander ab (vgl. Abbildung 3.14).

Zusätzlich zu den beschriebenen systematischen und statistischen Fehlern können auch noch Bedienungsfehler auftreten. Wenn das Fluid nicht ausreichend entgast wird oder der Versuchsstand schlecht entlüftet wird, können sich Luftbläschen im Fluid bilden. Diese Luftbläschen führen zu einem Rauschen bei der Volumenstrommessung. Außerdem führen Luftbläschen in den Druckmessleitungen zu Schwingungen und damit zu einem Rauschen des Drucksignals. Ein weiteres Problem stellt die ungewollte Rotation des Stäbchens zwischen Laufrad und Kraftsensor dar. Durch das Rotieren des Stäbchens wird nicht nur die Messung unsauber und verrauscht, sondern an der Kontaktfläche zwischen rotierendem Stab und Kraftsensor kommt es zu einer Erwärmung, die zu einer Temperaturdrift des Sensors führen kann. Die Rotation kann außerdem dazu führen, dass die Oberfläche des Sensors beschädigt wird. Um die Rotation des Stäbchens zu verhindern, wird die Reibung an der Kontaktfläche zwischen Stäbchen und Rotor durch die Saphir-Kugel (Al_2O_3) minimiert und zwischen Stäbchen und Sensor durch eine große Auflagefläche erhöht.

a: Drosselkurve für $n = 2700$ U/minb: Axialkraft für $n = 2700$ U/min und $Q = 5,0$ l/min**Abbildung 3.14:** Wiederholgenauigkeit der Druck- und Kraftmessungen bei $s_n = 0,2$ mm

4 Experimentelle Untersuchungen

Im folgenden Kapitel werden die Ergebnisse der Untersuchungen zur hydrodynamischen Axiallagerung eines Pumpenlaufrads dargestellt. Die theoretischen Überlegungen zur axialen Lagerung werden weiter vorne im Kapitel 2 beschrieben. Die Angaben zur gewählten Geometrie sowie der verwendeten Messtechnik finden sich im Kapitel 3. Die Ergebnisse sind auf drei Hauptgruppen, die hydrodynamische Axialkraft (Abschnitt 4.2), die hydraulischen Charakteristika (Abschnitt 4.3) und das Verhalten eines gekippten Laufrads (Abschnitt 4.4) aufgeteilt. Es werden sowohl die Ergebnisse von stationären, als auch von dynamischen Experimenten präsentiert. Aus den stationären Versuchen lassen sich Rückschlüsse auf die Quantität der Axialkraft ziehen. In den dynamischen Experimenten wird die neutrale, freiwillig eingenommene Position des Rotors betrachtet.

4.1 Betriebspunkt

Am Projektbeginn wurde vom nachfolgend in Tabelle 4.1 aufgelisteten Betriebsbereich ausgegangen. Außerdem ist in der Tabelle auch der optimale Auslegungspunkt, der vor allem für die Numerik und für den Vergleich mit Konkurrenzprodukten wichtig ist, zu finden:

Tabelle 4.1: Betriebsbereich

		Betriebsbereich	Auslegungspunkt
Volumenstrom Q	(l/min)	4,0 - 8,0	5,0
Druckaufbau Δp_{Pu}	(mmHg)	100 - 140	100
Drehzahl n	(U/min)	2000 - 3000	2500
Spezifische Drehzahl n_q	(U/min)	13,8 - 21,7	18,4
Hydraulische Leistung P_{hyd}	(W)	0,9 - 2,5	
Drehmoment M	(mNm)	11 - 20	
Mechanische Leistung P_W	(W)	2,2 - 6,2	
Wirkungsgrad η	(%)	35 - 45	

Aus dem geforderten Betriebsbereich ergeben sich die Drehzahlen, bei denen die Untersuchungen durchgeführt werden. Diese Drehzahlen wurden so gewählt, dass sie den geforderten Betriebsbereich abdecken und ganzzahligen Frequenzen entsprechen.

Die auftretenden Strömungszustände beziehungsweise Reynoldszahlen berechnen sich für die Schaufelkanäle, den Zu- und Ablauf sowie die Drosselstelle wie folgend:

Tabelle 4.2: Untersuchte Drehzahlen

Drehzahl (min^{-1})	Drehzahl (Hz)
2100	35
2400	40
2700	45
3000	50

$$\text{für den Zu-/Ablauf: } Re = \frac{c \cdot D}{\nu} \quad (4.1)$$

$$\text{für das Laufrad: } Re = \frac{u \cdot D}{\nu} \quad (4.2)$$

$$\text{für die Drosselstelle: } Re = \sqrt{Re_{\bar{c}_{r,m}}^2 + Re_{\bar{c}_{u,m}}^2} = \frac{2 \cdot s_n}{\nu} \cdot \sqrt{\bar{c}_{r,m}^2 + \omega^2 \cdot r_m^2} \quad (4.3)$$

Die Reynoldszahl für die Drosselstelle wird analog zu Gleichung 2.36 mit den gemittelten Werten für die Geschwindigkeit $\bar{c}_{r,m}$ aus Gleichung 2.4 und der radialen Erstreckung r_m aus Gleichung 2.5 berechnet. In Tabelle 4.3 sind die daraus berechneten Reynoldszahlen für den Auslegungspunkt aus Tabelle 4.1 unter Einbeziehung der physikalischen Eigenschaften aus Tabelle 3.4 aufgelistet. Zur Berechnung des Strömungszustands in einer Drosselstelle wird bei einer Spaltweite $s_n = 0,2$ mm ein Verluststrom $Q_V = 1,0$ l/min angenommen.¹

Tabelle 4.3: Reynoldszahlen im Auslegungspunkt für verschiedene Bereiche der Pumpe bei $Q = 5,0$ l/min, $\Delta p_{Pu} = 100$ mmHg und $n = 2500$ min^{-1}

		Blut	HES	Wasser
Zulauf	($D = 10,0$ mm)	2450	2822	14655
Laufrad	($r_2 = 21,0$ mm)	14218	15353	79733
Ablauf	($D = 7,5$ mm)	3267	3762	19540
Drosselstelle	($r_m = 5,9$ mm)	252	290	1504

Unabhängig vom Fluid bildet sich in den Bereichen des Zu- und Ablaufes eine turbulente Strömung aus, da dort die Reynoldszahl größer als die kritische Reynoldszahl für Rohre ist ($Re_{krit} = 2300$). Die maßgebliche Reynoldszahl des Laufrades ist aber bei allen drei Fluiden kleiner als die kritische Reynoldszahl: $Re_{krit} \simeq 5 \cdot 10^5$. Deswegen ist bei den folgenden Ergebnissen auch die dynamische Ähnlichkeit nicht vollständig gegeben [48]:

$$Q \sim n \quad (4.4)$$

$$\Delta p \sim n^2 \quad (4.5)$$

$$P \sim n^3 \quad (4.6)$$

¹Aus den Auswertungen der numerischen Simulationen (analog zu Abschnitt 2.4) ergibt sich, dass der auftretende Verluststrom Q_V in einem Radseitenraum ungefähr diesem Betrag entspricht.

4.2 Axialkraft

Im Folgenden wird untersucht in wieweit Veränderungen der Radseitenraumgeometrie, des Betriebspunktes und auch der Viskosität Einfluss auf die axiale Rückstellkraft haben. Die Versuche werden mit beiden Laufrädern durchgeführt und ergeben qualitativ die gleichen Ergebnisse. Für die numerischen Untersuchungen wurde von Steinbrecher [54] zwar der kleinere Rotor 1 herangezogen, da aber für die weitere Entwicklung der Herzunterstützungspumpe die Geometrie des größeren Rotors 2 verwendet werden soll, werden im Folgenden vor allem die Ergebnisse dieses Rotors 2 präsentiert. Ein Vergleich der beiden Rotoren 1 und 2 erfolgt in diesem Abschnitt und im Abschnitt 4.3.4. Sofern nicht erwähnt, erfolgen alle Untersuchungen bei einer nominellen Spaltweite $s_n = 0,2$ mm, einer Spaltlänge $l = 2,0$ mm, einer Spiralzulaufhöhe von $h_{sp} = 1,8$ mm und einem radialen Abstand zum Gehäuse $\Delta r_p = 1,0$ mm.

4.2.1 Einfluss der Geometrie

Als erstes wird der Einfluss der Geometrie des Radseitenraums und des Spiralzulaufs auf die axiale Rückstellkraft untersucht. Die geometrischen Bezeichnung sind in Abbildung 3.8 eingezeichnet.

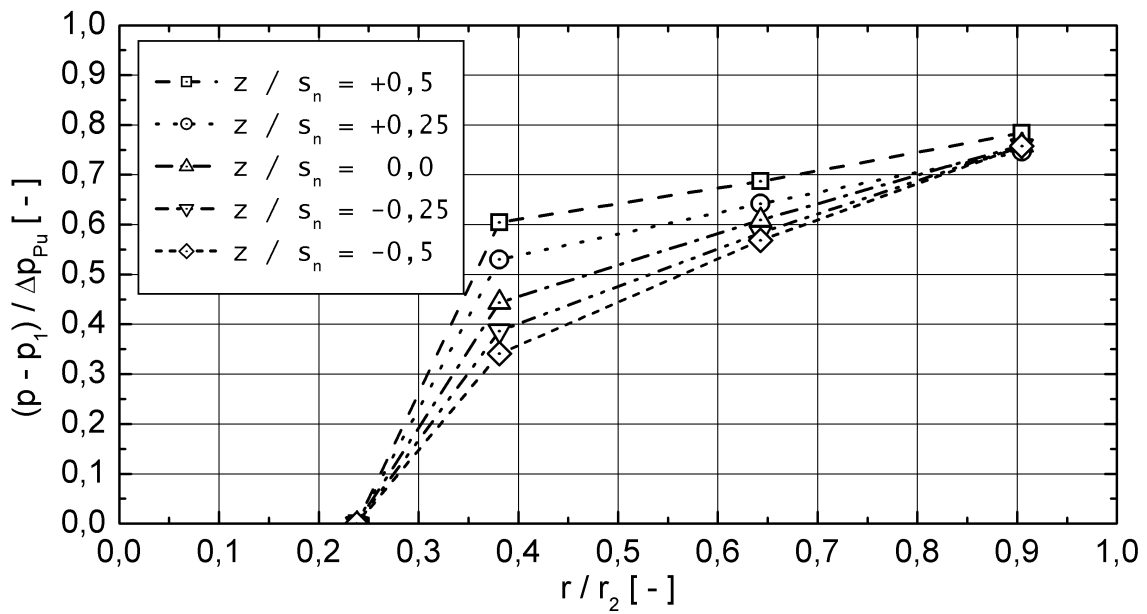
Nominelle Spaltweite s_n

Das Ziel dieser Versuchsreihe ist es Erkenntnis darüber zu erlangen, in wieweit die unterschiedlichen Spaltweiten s_n und damit der Widerstand an der Drosselstelle einen Einfluss auf die axiale Rückstellkraft des Rotors haben. Die beiden Gehäusedeckel werden für diese Untersuchung an der Auflagefläche immer weiter abgedreht, so dass die Deckel immer mehr in den Basiskörper eindringen und die Spaltweite immer enger wird (vgl. Abbildung 3.4). Die untersuchten Spaltweiten sind in der Tabelle 4.4 aufgelistet.

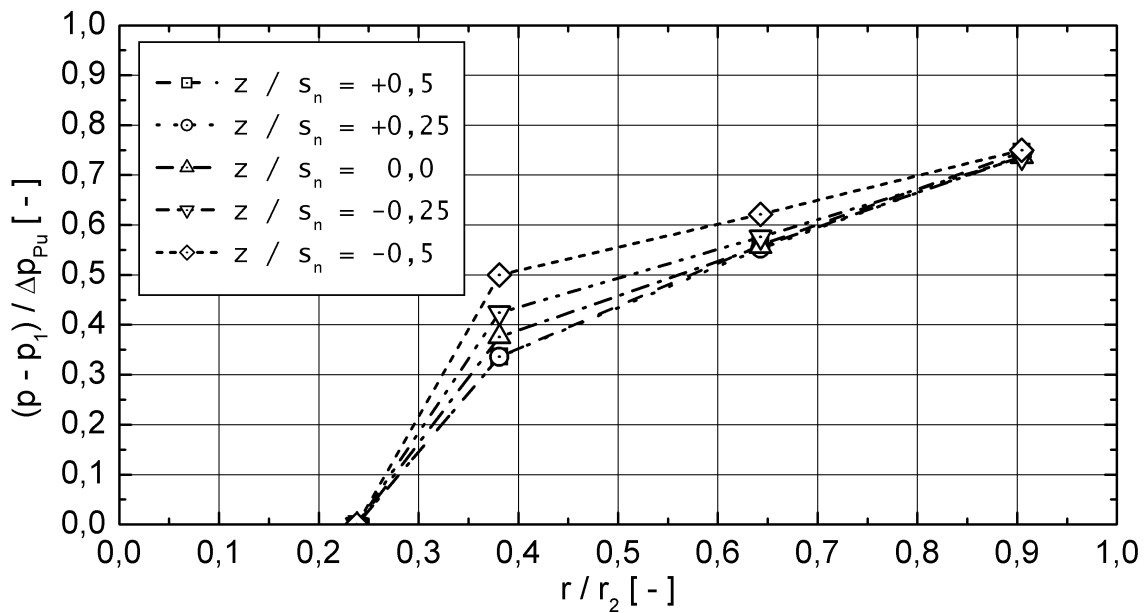
Tabelle 4.4: Untersuchte nominelle Spaltweiten s_n

Spaltweite		Rotor 1	Rotor 2
s_n (mm)	s_n/r_2 (-)		
0,15	0,0071	✓	✓
0,20	0,0095	✓	✓
0,25	0,0119	✓	✓
0,30	0,0143	✓	✓
0,35	0,0166	✓	—
0,40	0,0190	✓	✓

In Abbildung 4.1 ist jeweils der Druck im oberen und unteren Radseitenraum im Bezug zum Druck Δp_{Pu} am Laufradaustritt bei der Drehzahl $n = 2700$ U/min, einem Volumenstrom



a: oberer Radseitenraum



b: unterer Radseitenraum

Abbildung 4.1: Relativer Druckverlauf im Radseitenraum in Abhängigkeit der axialen Auslenkung bei $s_n = 0,2 \text{ mm}$, $n = 2700 \text{ U/min}$ und $Q = 5,0 \text{ l/min}$

$Q = 5,0 \text{ l/min}$ und verschiedenen Rotorpositionen dargestellt. Durch den Bezug zum Druckaufbau Δp_{P_u} der Pumpe erkennt man die Änderungen im Druckverlauf im Radseitenraum sehr gut. Die Drossel befindet sich im Bereich $0,24 < r/r_2 < 0,33$. Selbst bei mittigem Rotor ($z/s_n = 0$) hat die Drosselstelle einen großen Einfluss auf den Druckverlauf. Der Druck sinkt im oberen Radseitenraum im Bereich $r < 0,9 \cdot r_2$ und der Drosselstelle nur um ungefähr 30% ab. Erst bei einer Auslenkung des Rotors um $z = -0,5 \cdot s_n$ nach unten, dabei wird der

obere Spalt größer, verschwindet der Einfluss der Drosselstelle im oberen Spalt fast vollständig. Der Druck im Radseitenraum sinkt annähernd quadratisch ab, als wäre die Spaltweite über den gesamten Radseitenraum gleich groß. Im unteren Spalt wird der Druckabfall an der Drosselstelle dafür immer größer. Bei einer Verkleinerung des oberen Spaltes, tritt der umgekehrte Effekt auf. Der Druckverlust an der oberen Drosselstelle wird immer größer, weil der Widerstand an der Drosselstelle im Vergleich zu den anderen Widerständen im Radseitenraum überproportional zunimmt. Im unteren Radseitenraum ändert sich ab einer Auslenkung $z/s_n > 0,25$ der Druckverlauf nicht mehr. Auf diese Asymmetrien wird auch nochmal im Abschnitt 4.2.2 näher eingegangen. Insgesamt bestätigen sich die theoretischen Überlegungen aus dem Abschnitt 2.5.

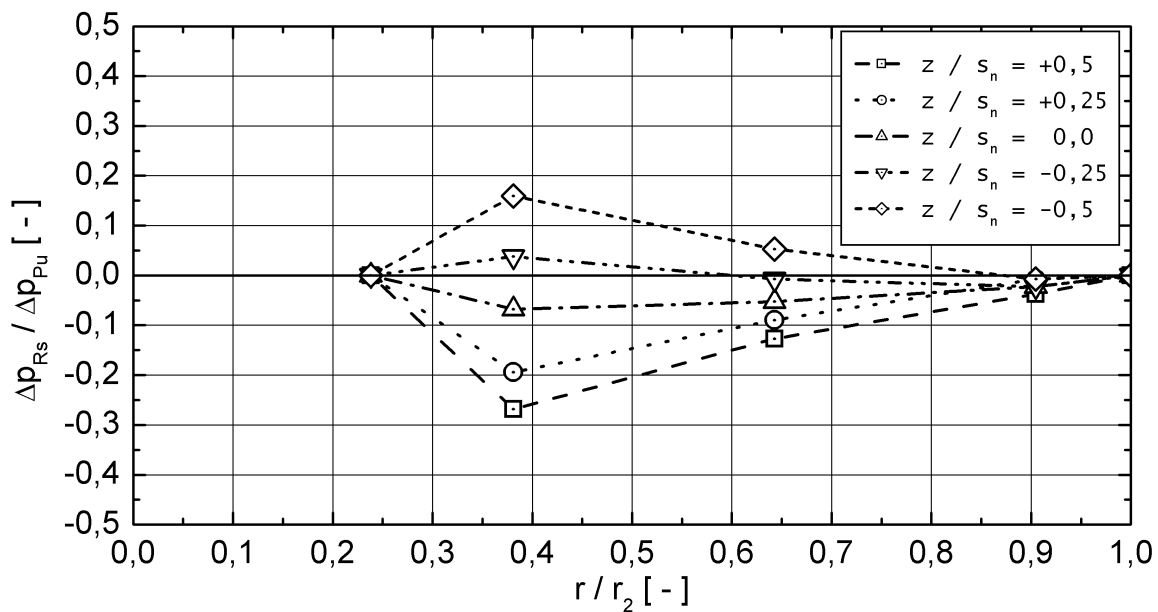


Abbildung 4.2: Relative Druckdifferenz zwischen den Radseitenräumen bei axialer Auslenkung, sowie $s_n = 0,2$ mm, $Q = 5,0$ l/min und $n = 2700$ U/min

Die Druckdifferenz Δp_{Rs} zwischen den Radseitenräumen wird in Gleichung 3.9 so definiert, dass eine positive Differenz bedeutet, dass im unteren Spalt ein größerer Druck als im oberen herrscht. Folglich wird der Rotor nach oben ausgelenkt werden. In Abbildung 4.2 ist die Druckdifferenz zwischen den beiden Radseitenräume bei verschiedenen Auslenkungen z/s_n aufgetragen. Je größer die Auslenkung z/s_n wird, desto größer wird der Betrag der Druckdifferenz Δp_{Rs} . Die Ruhelage des Rotors ergibt sich aus dem Punkt, an dem ein Druckgleichgewicht zwischen den beiden Spalten vorhanden ist. Aufgrund der einseitigen Zuströmung bei $z = +s_n$, ist diese Nulllage nicht genau in der geometrischen Mitte bei $z/s_n = 0$ zu finden, sondern der Rotor wird durch die Strömung in Richtung negativer Auslenkung gedrückt.

Man erhält die resultierende Axialkraft F entweder aus dem Integral der Druckdifferenz bezogen auf die projizierte Fläche der Rotordeckscheibe (vgl. Gleichung 2.44) oder aus einer Messung, wie in Abbildung 4.3 dargestellt. Hier ist der Einfluss verschiedener Spaltweiten s_n auf die Axialkraft zu erkennen. Die oben angesprochene Asymmetrie bei der Druckdifferenz

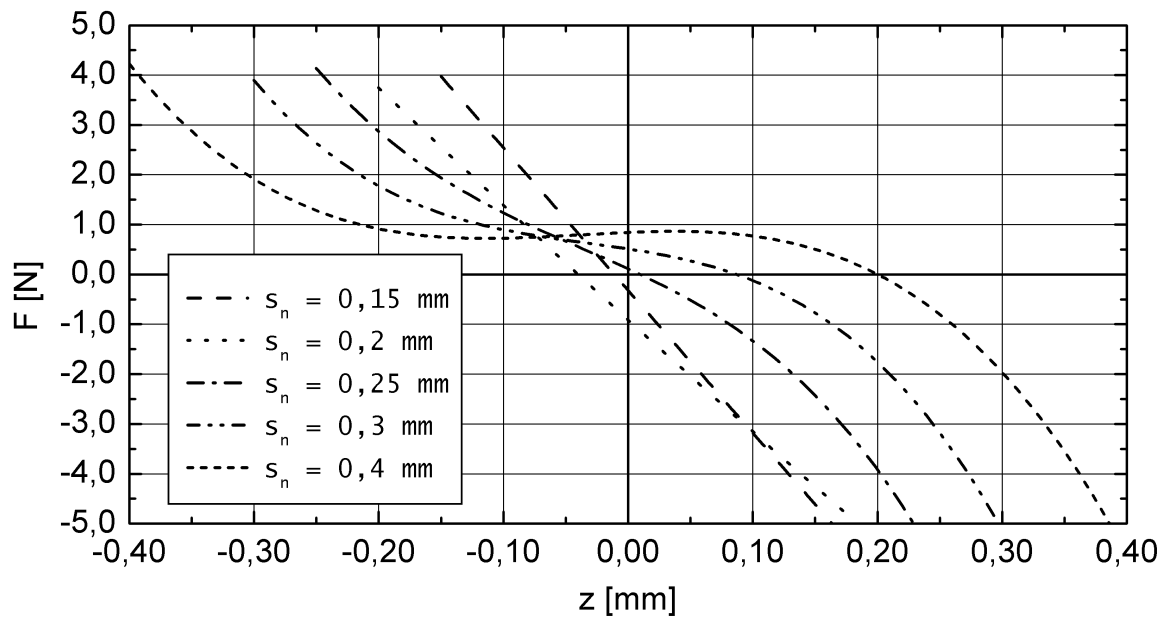


Abbildung 4.3: Axialkraft F als Funktion der Spaltweite s_n bei $n = 2700$ U/min und $Q = 5,0$ l/min

sieht man deutlich in dem verschobenen Nulldurchgang der Kraftkurve. Der Rotor stabilisiert sich nicht in der Mitte ($z = 0$ mm bzw. $z/s_n = 0$), sondern beim Nulldurchgang der Kraftlinie, der mit steigender Spaltweite immer weiter in den positiven Auslenkungsbereich wandert. Man erkennt, dass vor allem bei großen Spalten ($s_n \geq 0,3$ mm bzw. $s_n/r_2 \geq 0,0143$) und kleinen Auslenkungen aus der Nullposition nur eine geringe Änderung der axialen Rückstellkraft entsteht. Der flache Bereich der Axialkraft ist insbesondere in Kombination mit den magnetischen Motorkräften, die den hydraulischen Kräften entgegenwirken (vgl. Abbildung 1.7), für die Rotorstabilisierung ungeeignet, da es zu Instabilitäten kommen kann. Erst bei einem Restspalt von $s \approx 0,15$ mm entsteht bei allen untersuchten Spaltweiten eine ausreichend große axiale Rückstellkraft. Bei einer nominellen Spaltweite von $s_n \leq 0,25$ mm beziehungsweise $s_n/r_2 \leq 0,0119$ wird der Verlauf der Axialkraft außerdem auch annähernd linear. Bei einer Spaltweite $s_n = 0,2$ mm beträgt die Steifigkeit der Rückstellkraft $\phi \approx 20$ N/mm.

In Abbildung 4.4 ist die Steifigkeit $\Delta\phi_{0,5}$, die entsprechend der Definition in Gleichung 3.21 der Axialkraft über 50% des Auslenkungsbereichs entspricht, dargestellt. Man erkennt, dass im Gegensatz zu den numerischen Berechnungen von Steinbrecher (vgl. mit Abbildung 6.3b in [54]) im untersuchten Bereich kein Sättigungsplateau der axialen Steifigkeit $\Delta\phi_{0,5}$ erreicht wird.

Spaltlänge l

In der folgenden Versuchsreihe werden verschiedene Längen l der Drosselstelle untersucht (vgl. Tabelle 4.5). Zum Verkürzen der Spaltlänge wird die Drosselstelle am Gehäusedeckel von innen bis zum Radius bei $r = 5,5$ mm auf eine nominelle Spaltweite $s_n = 0,8$ mm

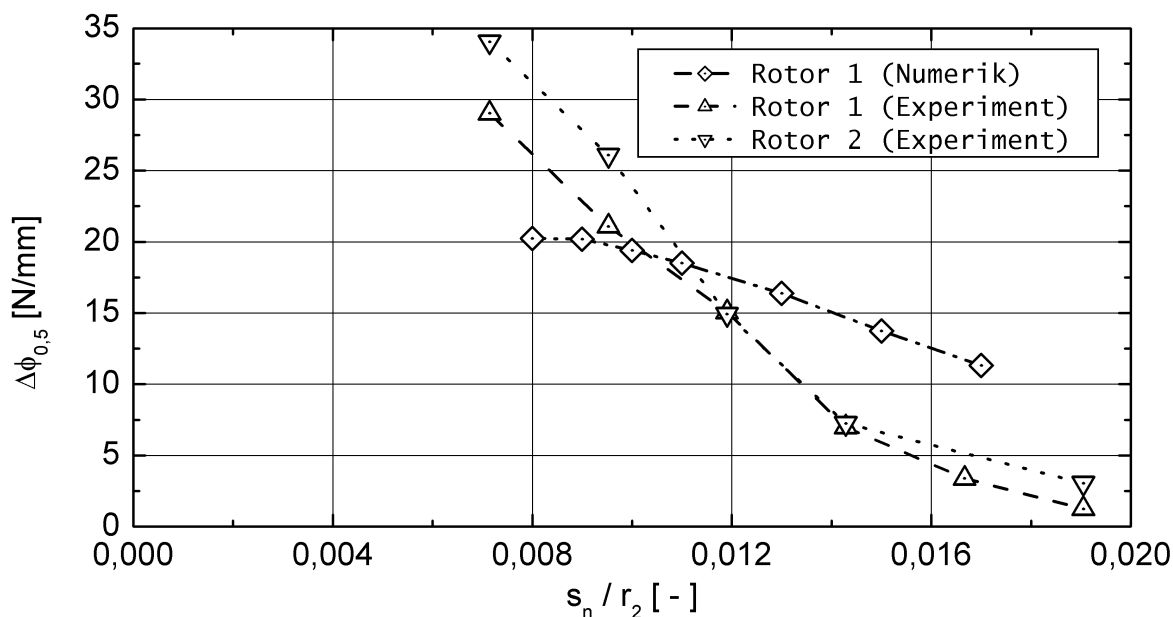


Abbildung 4.4: Steifigkeit $\Delta\phi_{0,5}$ bei verschiedenen relativen Spaltweiten s_n/r_2 für $n = 3000$ U/min und $Q = 6.0$ l/min

aufgeweitet und verjüngt sich anschließend nach außen im 45° -Winkel auf die Spaltweite $s_n = 0,2$ mm. Diese Experimente erfolgen mit dem Rotor 2. Die Auswirkung einer verlängerten Drosselstelle wird am Rotor 1 untersucht. Hierzu wird der Rotor 1 an beiden Deckscheiben im Bereich $5,0 < r < 8,0$ horizontal plan geschliffen, so dass auf einer Länge $l = 3,0$ mm die Spaltweite $s_n = 0,2$ mm beträgt.

Tabelle 4.5: Untersuchte Spaltlängen l

Spaltlänge		Rotor 1	Rotor 2
l (mm)	l/r_2 (-)		
1,0	0,048	—	✓
2,0	0,095	✓	✓
3,0	0,143	✓	—

Wenn die Drosselstelle um 50% auf $l/r_2 = 0,048$ verkürzt wird, dann wird der Verlauf der Axialkraft, ähnlich wie bei einer Vergrößerung der Spaltweite in Abbildung 4.3, s-förmiger (vgl. Abbildung 4.5). Bei einer Verlängerung der Drosselstelle um 50% auf $l/r_2 = 0,143$ nimmt die axiale Rückstellkraft im Bereich $|z/s_n| \leq 0,50$ zu und wird dann in den Bereichen $|z/s_n| > 0,50$ kleiner als bei einem kürzeren Drosselspalt der Länge $l/r_2 = 0,095$. Bei einer kürzeren Spaltlänge bei mittlerer Rotorposition ist der Widerstand in der Drosselstelle kleiner als bei der normalen Länge. Somit ist auch der Druckabfall geringer. Erst bei ausreichender Auslenkung und sehr geringen Restspaltweiten wird der Widerstand ähnlich groß. Bei einer längeren Drosselstelle gilt der umgekehrte Fall. Der Widerstand und somit der Druckabfall an der Drosselstelle wird nicht nur durch die nominelle Spaltweite s_n sondern auch durch die Spaltlänge l beeinflusst. Im Betrieb ist es von Vorteil, wenn die Axialkraft beziehungs-

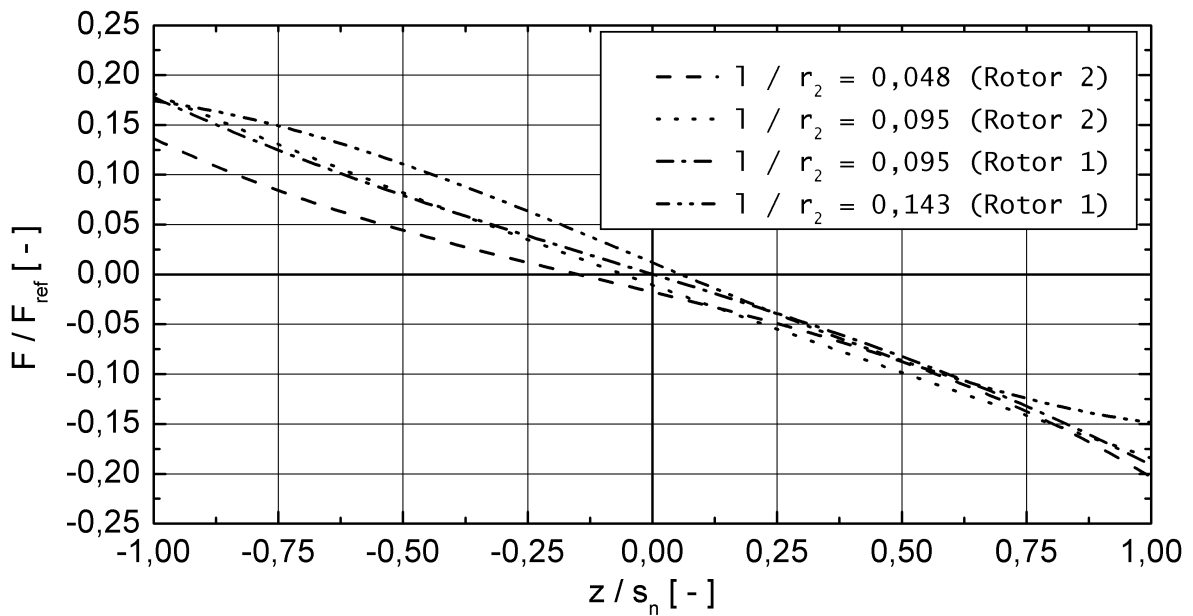


Abbildung 4.5: Relative Axialkraft bei verschiedenen Spaltlängen l/r_2 und Spaltweite $s_n = 0,2$ mm, $n = 2700$ U/min und $Q = 5,0$ l/min

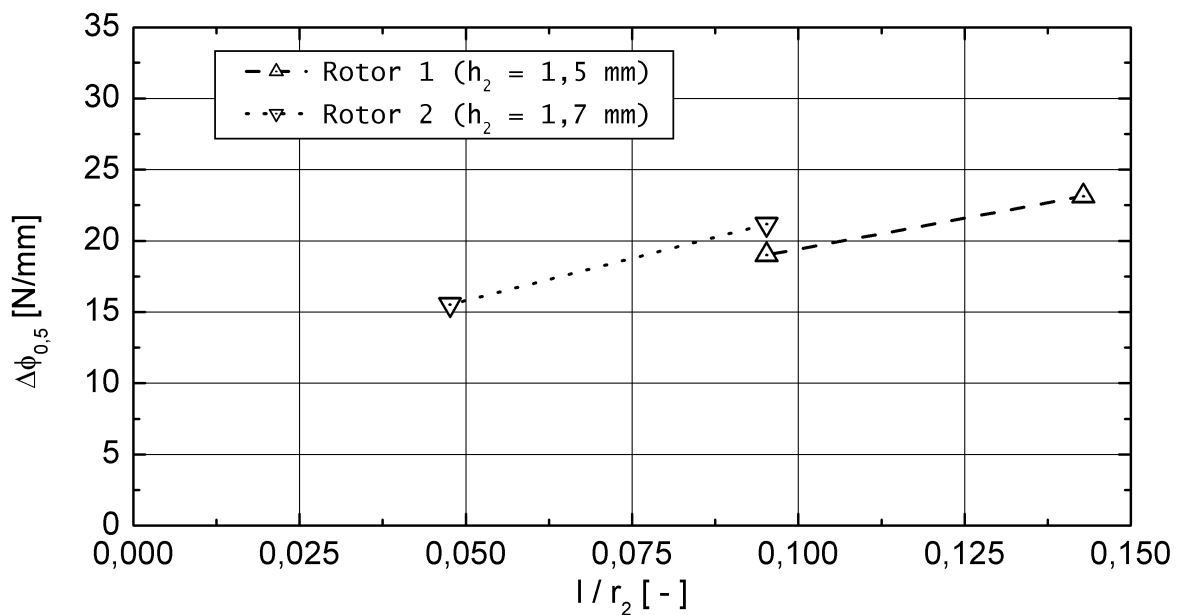


Abbildung 4.6: Steifigkeit $\Delta\phi_{0,5}$ für unterschiedliche Laufräder bei verschiedenen Spaltlängen l mit Spaltweite $s_n = 0,2$ mm, $n = 2700$ U/min und $Q = 5,0$ l/min

weise die Steifigkeit $\Delta\phi_{0,5}$ im Bereich geringer Auslenkungen groß ist, um auf die veränderte Rotorposition schnellstmöglich reagieren zu können.

In Abbildung 4.6 ist zu erkennen, dass eine Verlängerung der Drosselstelle auf $l/r_2 = 0,143$ genau dieses bewirkt. Andererseits werden die Blutkörperchen auch länger hohen Schubspannungen ausgesetzt. Deshalb wird im Folgenden weiterhin eine Drosselstelle mit der Länge $l/r_2 = 0,095$ beziehungsweise $l = 2,0$ mm verwendet.

Schaufelhöhe am Laufradaustritt h_2

In Tabelle 3.2 sind die Unterschiede zwischen dem Rotor 1 und dem Rotor 2 aufgelistet. Beide unterscheiden sich in ihrer Schaufelhöhe h am Laufradaustritt um $\Delta h_2 = 0,2$ mm. Aufgrund der dadurch unterschiedlich großen Auslassfläche A_2 unterscheiden sich die beiden Rotoren auch in ihrer hydraulischen Charakteristik (vgl. Abschnitt 4.3.4).

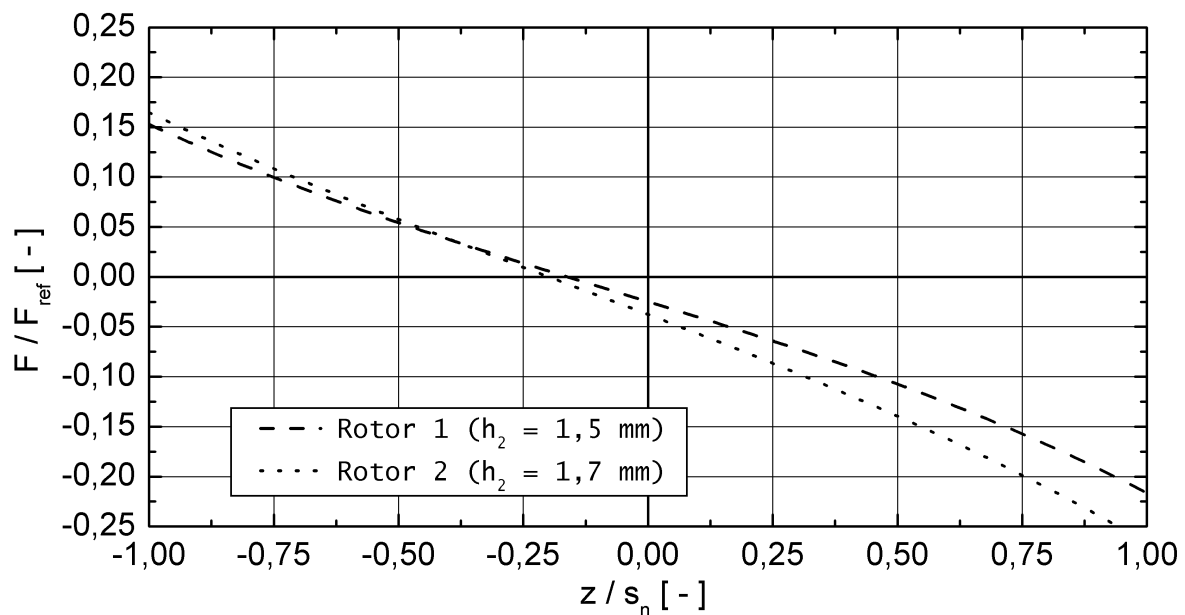


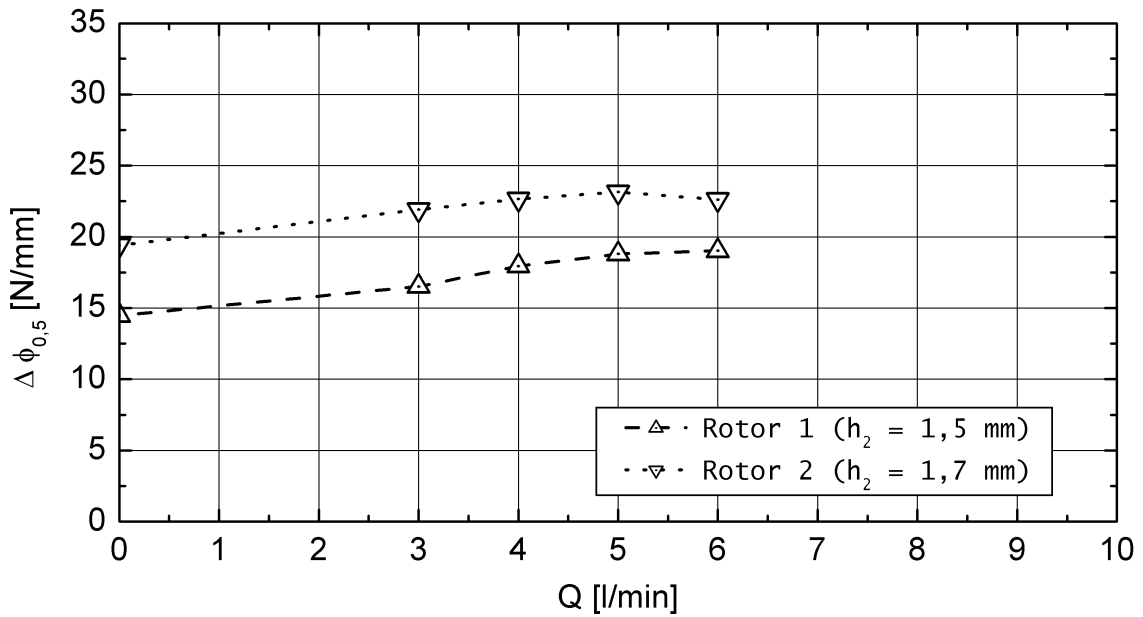
Abbildung 4.7: Einfluss der Höhe am Laufradaustritt h_2 auf die Axialkraft bei $s_n = 0,2$ mm, $n = 2700$ U/min und $Q = 5,0$ l/min

Bei der Betrachtung des Kraftverlaufs in Abbildung 4.7 fällt als erstes auf, dass beim größeren Rotor 2 die Änderung der Axialkraft deutlich linearer ausfällt.

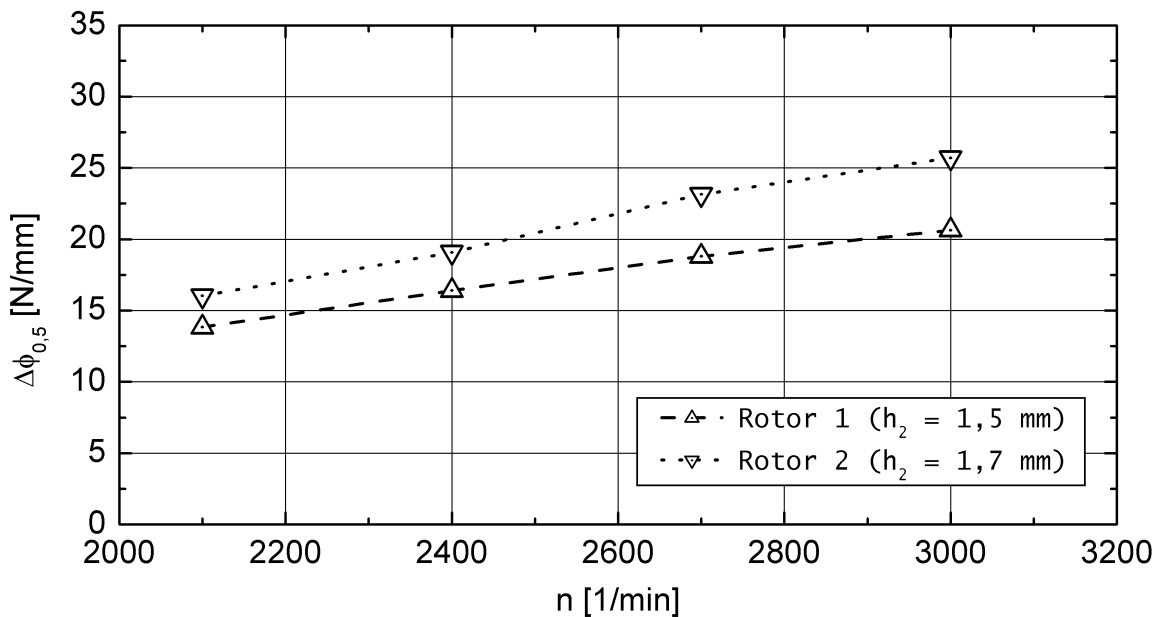
Im Abbildung 4.8 ist die Steifigkeit $\Delta\phi_{0,5}$ der Axialkraft bei verschiedenen Laufradhöhen h_2 dargestellt. Sie fällt beim größeren Rotor 2 günstiger aus als beim kleineren Rotor 1. Der Grund hierfür ist, dass beim Rotor 2 bei gleichem Volumenstrom Q und gleicher Drehzahl n im Radseitenraum ein höherer mittlerer Druck zur axialen Rückstellung zur Verfügung steht. In Abbildung 4.4 sieht man, dass nur bei Spaltweiten $0,012 \leq s_n/r_2 \leq 0,014$ die Unterschiede bei einem höheren Betriebspunkt ($Q = 6,0$ l/min, $n = 3000$ U/min), der auch schon außerhalb des geforderten Arbeitsbereiches liegt, fast verschwinden.

Für eine weitere Untersuchung wird die Vorlast der Magnetkupplung so eingestellt, dass der Rotor bei geklemmter Drossel ($Q = 0$ l/min) in der Gehäusemitte ($z = 0$ mm) schwebt. Die Vorlast ist dann genau so groß, dass sich bei mittiger Rotorposition alle auftretenden Kräfte (vgl. Abbildung 3.12) gegenseitig aufheben. Man sieht in Abbildung 4.9, dass der höhere Rotor 2 bei steigendem Volumenstrom Q seine Position deutlich weniger verändert als der kleinere Rotor 1.

Der exakte Wert der axialen Auswanderung des Rotors ist unter Vorbehalt zu betrachten, weil sich aufgrund des Auswanderns das Kräftegleichgewicht ändert. Die axiale Vorlast und



a: Einfluss der Volumenströme bei $n = 2700$ U/min



b: Einfluss der Drehzahl bei $Q = 5,0$ l/min

Abbildung 4.8: Steifigkeit $\Delta\phi_{0,5}$ der zwei Laufräder, Rotor 1 und 2, in Abhängigkeit vom Förderstrom und der Drehzahl bei verschiedenen Laufradaustrittshöhen h_2 und konstanter Spaltweite $s_n = 0,2$ mm

die Federkraft des Tiefenmessers sind, im Gegensatz zu Gewicht und Auftrieb des Rotors, positionsabhängig. Mit zunehmender Auslenkung in positive z -Richtung nimmt die axiale Vorlast der Kupplung quadratisch ab und die Federkraft nimmt linear zu. Daraus ergibt sich je nach Position des ausgewanderten Rotors meist ein zu niedriger Wert für die Auslenkung.

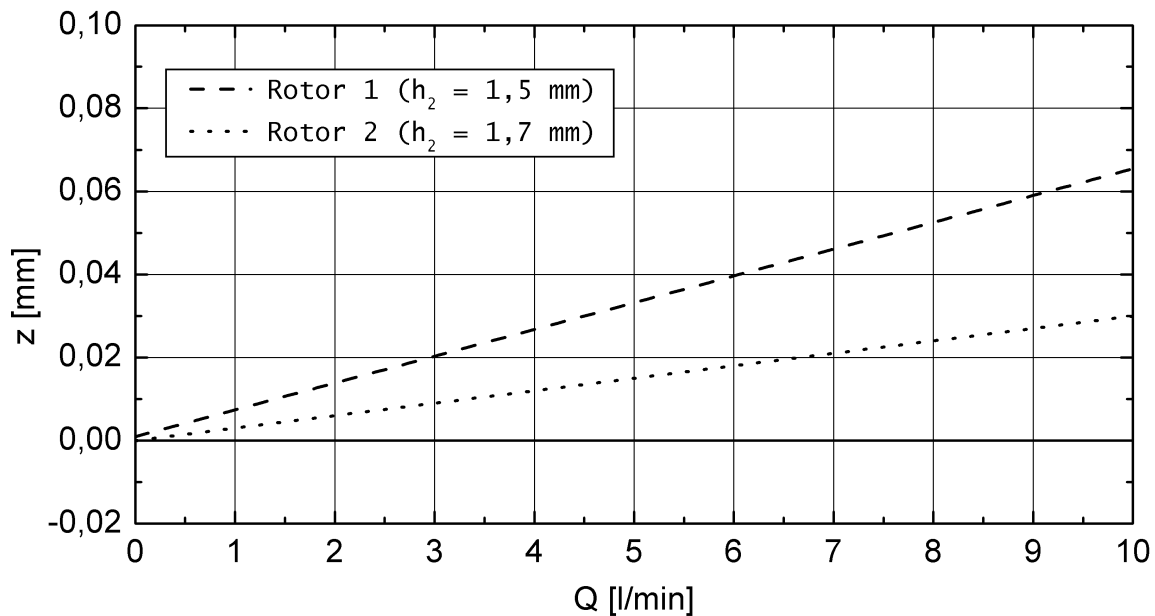


Abbildung 4.9: Verschiebung des axial freien Rotor in Abhängigkeit vom Volumenstrom bei verschiedenen Laufradaustrittshöhen h_2 und konstanten Werten für $s_n = 0,2$ mm und $n = 2700$ U/min

Radialer Abstand Δr_p

Wie in Abbildung 3.8 dargestellt, bezeichnet der radiale Abstand Δr_p das Maß, um das der Rotor maximal radial aus der Mitte auswandern kann, bevor er die seitliche Gehäusewand berührt.

Tabelle 4.6: Untersucher radialer Abstand Δr_p

rad. Abstand		Rotor 1	Rotor 2
Δr_p (mm)	$\Delta r_p/r_2$ (-)		
1,0	0,048	✓	✓
1,75	0,083	–	✓

Durch die hydraulische Lagerung wird das Laufrad nur in axialer Richtung und nicht in radialer Richtung stabilisiert. In radialer Richtung erfolgt die Stabilisierung über die magnetischen Kräfte des Antriebsmagnetfeldes. Genauso wie in axialer Richtung wird der Rotor auch radial nicht dauerhaft an einer Position bleiben, sondern in Abhängigkeit vom Betriebszustand im Gehäuse wandern. Bei Erschütterungen (Stößen, Schwingungen) kann der Rotor zum Beispiel kurzzeitig aus der Mitte versetzt werden. Damit der Rotor dabei nicht am Gehäuse anstößt, ist es wichtig, dass der Rotor bei mittiger Platzierung einen ausreichenden Abstand zur Gehäusewand hat. In den folgenden Experimenten wird die axiale Rückstellkraft bei den in Tabelle 4.6 aufgelisteten radialen Abständen untersucht. Für die Untersuchung wird der Innendurchmesser des Gehäuses von $d = 44,0$ mm auf $d = 45,5$ mm aufgeweitet. Die Geometrie des Rotor 2 bleibt ansonsten unverändert.

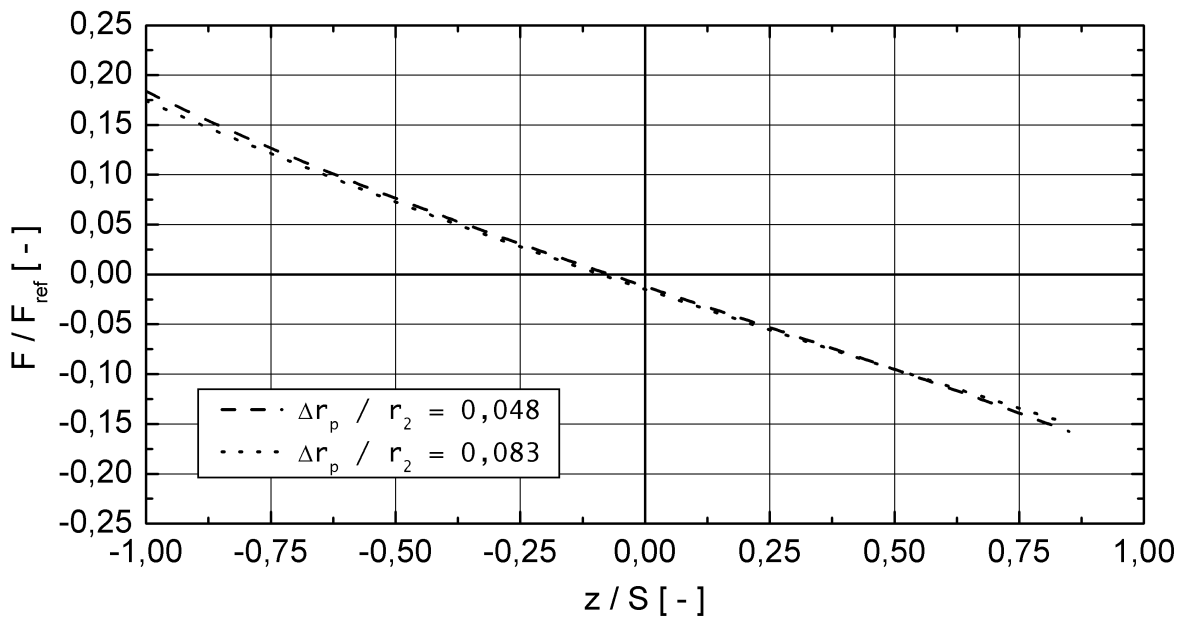


Abbildung 4.10: Axialkraft bei verschiedenen radialen Abständen Δr_p , sowie $s_n = 0,2$ mm, $Q = 5,0$ l/min und $n = 2700$ U/min

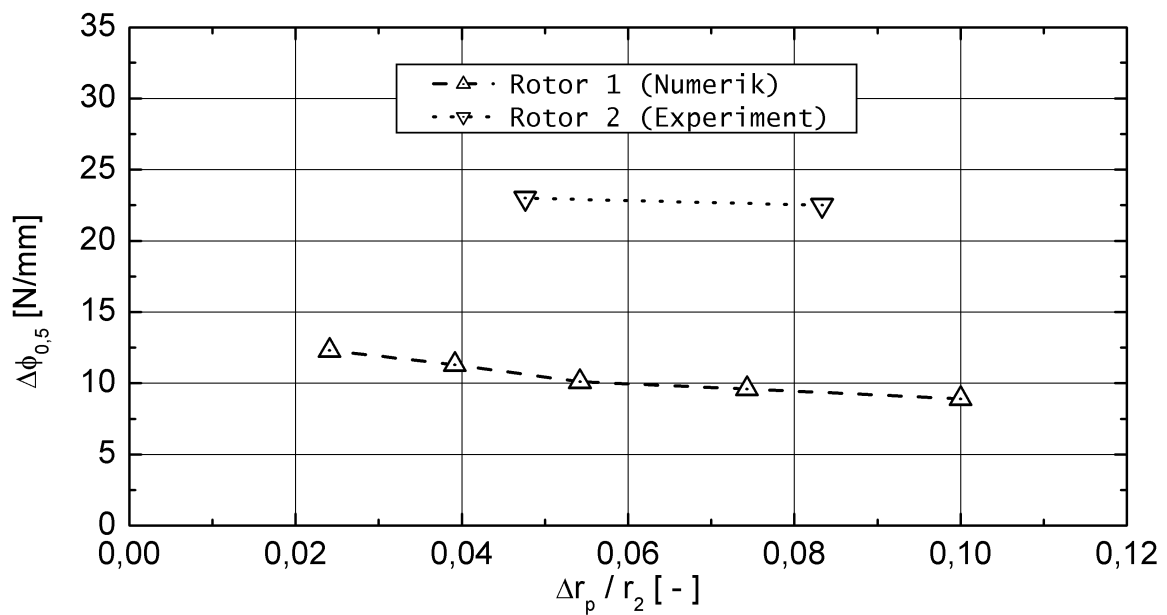


Abbildung 4.11: Axiale Steifigkeit in Abhängigkeit vom radialen Abstand Δr_p bei $s_n = 0,2$ mm, $Q = 6,0$ l/min und $n = 3000$ U/min

Die Versuche mit unterschiedlichem radialen Abstand zwischen Rotor und Gehäuse zeigen, dass eine Veränderung des radialen Abstandes zwischen Rotor und Gehäuse im Bereich von $0,048 < \Delta r_p / r_2 < 0,083$ beziehungsweise $1,0$ mm $< \Delta r_p < 1,75$ mm keinen Einfluss auf die stabilisierende Axialkraft hat (Abbildung 4.10).

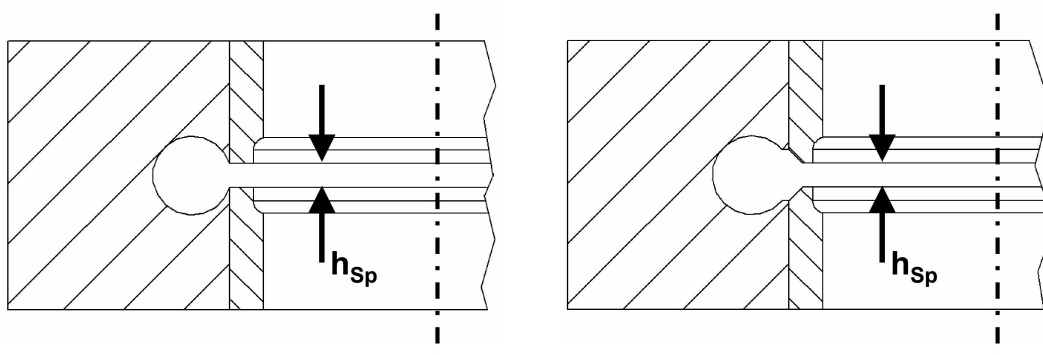
Durch die dimensionslose Darstellung $\Delta r_p/r_2$ des radialen Abstandes können die experimentellen Ergebnisse in Abbildung 4.11 auch mit den numerischen aus Bild 6.10 in [54] verglichen werden. Dabei fällt auf, dass bei den experimentell ermittelten Daten im untersuchten Bereich im Gegensatz zu den berechneten deutlich höhere Beträge erreicht werden. Ein Grund hierfür kann sein, dass bei den Berechnungen nur ein Teil der Pumpe mit vereinfachter Geometrie berechnet wurde. Bei den numerischen Ergebnissen ist im Gegensatz zu den experimentellen ein geringer Anstieg der Steifigkeit zu erkennen, wobei hier auch ein größerer Bereich untersucht wurde.

Axiale Weite am Spiraleintritt h_{Sp}

Abschließend wird noch der Einfluss der axialen Weite des Spiralzulaufes h_{Sp} auf die zentrierende Axialkraft untersucht. Bei den Versuchen mit den Spiralzulaufhöhen $h_{Sp} \leq 2,2$ mm ist der Übergang vom Spiralzulauf in die Spirale zusätzlich mit einer 45° -Fase versehen (vgl. Abbildung 4.12). Alle untersuchten Spiralzulaufhöhen sind in der folgenden Tabelle 4.7 aufgelistet.

Tabelle 4.7: Untersuchte Höhen am Spiraleintritt h_{Sp}

Höhe am Spiraleintritt		Rotor 1	Rotor 2	
h_{Sp} (mm)	$\Delta h_{Sp}/r_2$ (-)		ohne Fase	mit Fase
1,0	0,048	—	—	✓
1,4	0,067	—	—	✓
1,8	0,086	✓	✓	✓
2,2	0,105	—	—	✓
2,8	0,133	—	✓	—
3,8	0,181	—	✓	—



a: Zulauf ohne Fase

b: Zulauf mit Fase

Abbildung 4.12: Schnitt durch den Basiskörper der Pumpe

Die axiale Rückstellkraft des Rotors wird mit zunehmender Höhe des Spiralzulaufes h_{Sp} immer geringer. Über den untersuchten Bereich nimmt die Steifigkeit um $\Delta\phi \approx 6 \text{ N/mm}$ ab. Je größer der Zulauf wird, desto geringer wird der Widerstand im Übergang zur Spirale und desto geringer wird somit auch der Druck im Radseitenraum.

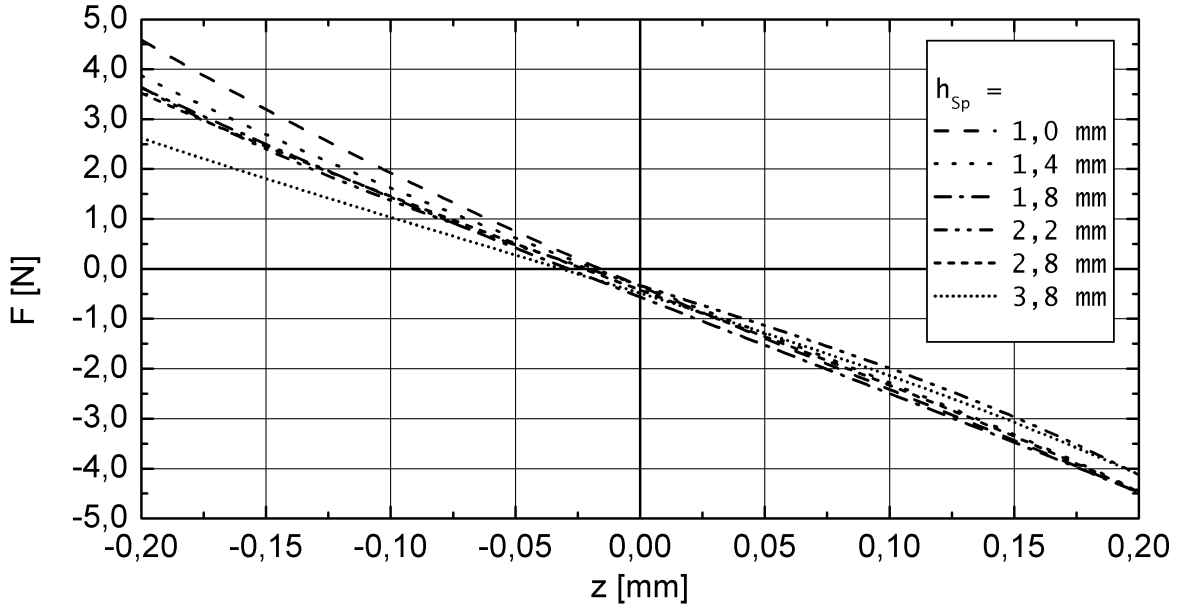


Abbildung 4.13: Einfluss der Spiraleintrittshöhe h_{Sp} auf die Axialkraft bei $s_n = 0,2 \text{ mm}$, $n = 2700 \text{ U/min}$ und $Q = 5,0 \text{ l/min}$

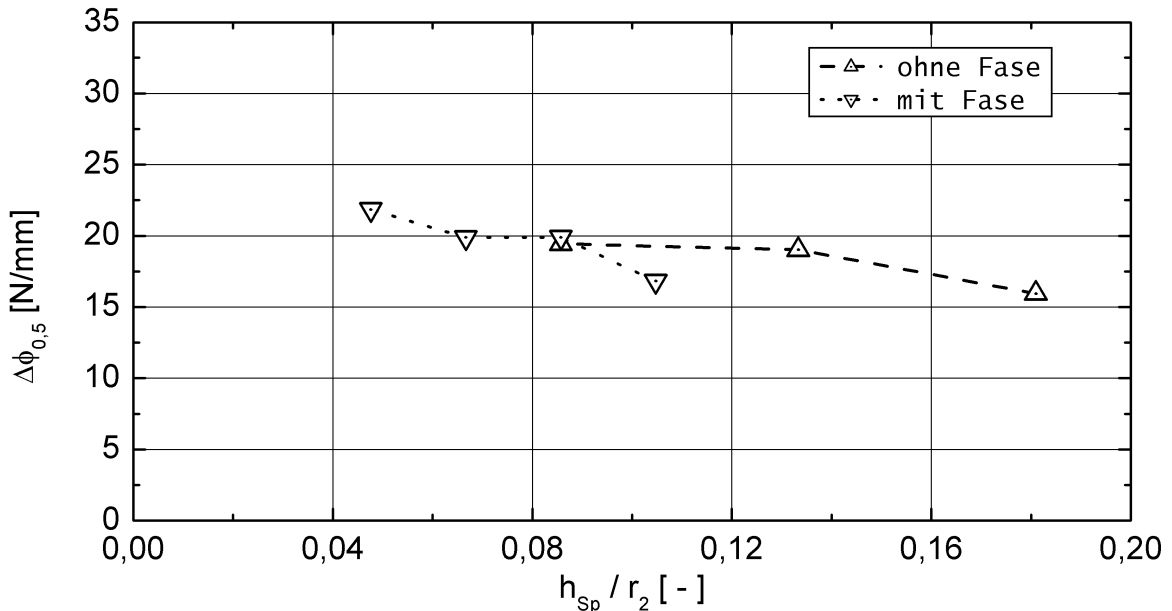


Abbildung 4.14: Einfluss verschiedener Formen und Höhen des Spiraleintritts auf die Steifigkeit bei $s_n = 0,2 \text{ mm}$, $n = 2700 \text{ U/min}$, $Q = 5,0 \text{ l/min}$

Bei einer Spiralzulaufhöhe $h_{Sp}/r_2 = 0,086$ beziehungsweise $h_{Sp} = 1,8 \text{ mm}$ wurden sowohl Versuche ohne als auch mit 45° -Fase am Übergang des Zulaufes in die Spirale ge-

macht. In Abbildung 4.14 erkennt man, dass das Anfasen des Übergangs in die Spirale aber keinen Einfluss auf den Druck im Radseitenraum hat, da die Steifigkeit $\Delta\phi_{0,5}$ des Rotors in axialer Richtung bei beiden Varianten gleich groß ist. In der vorhergehenden Abbildung 4.13 können deshalb auch Versuche mit und ohne Fase direkt miteinander verglichen werden.

4.2.2 Einfluss des Betriebspunktes

Neben der Geometrie des Rotors und des Radseitenraums, die im Betrieb unverändert bleiben, beeinflussen auch „weiche“ Parameter, die sich im Betrieb ändern können, die axiale Rückstellkraft. Eine Änderung der Rotordrehzahl n oder des geförderten Volumenstroms Q beeinflussen die Strömungszustände in der Pumpe und damit auch den Druckverlauf im Radseitenraum.

Volumenstrom Q

Wie man zum Beispiel in Abbildung 5.1 aus der mit zunehmendem geförderten Volumenstrom sinkenden Drosselkurve sieht, hat eine Erhöhung des Volumenstroms einen geringeren Druck am Laufradaustritt zur Folge. Im Folgenden wird untersucht, in wieweit diese Druckänderung einen Einfluss auf die axiale Rückstellkraft des Laufrades hat.

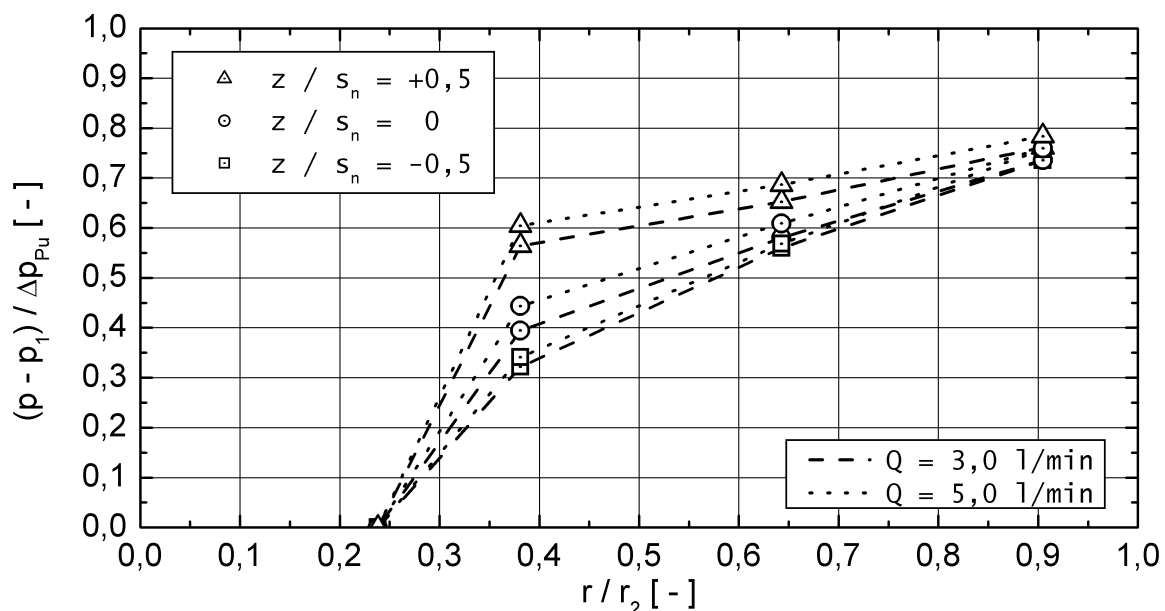


Abbildung 4.15: Relativer Druckverlauf im oberen Radseitenraum bei zwei verschiedenen Volumenströmen Q , sowie $s_n = 0,2$ mm und $n = 2700$ U/min

In der Abbildung 4.15 ist der relative Druck im oberen Radseitenraum bei zwei verschiedenen Volumenströmen aufgetragen. Man erkennt, dass bei steigendem geförderten Volumenstrom Q der Druck im Radseitenraum geringfügig ansteigt. Dieser Druckunterschied

entsteht bereits bei $r/r_2 > 0,9$ und beruht vor allem auf unterschiedlichen Druckverlusten Δp_{VE} am Einlass zum Radseitenraum, da die Strömung in Abhängigkeit vom geförderten Volumenstrom unterschiedlich schnell strömt. Im weiteren Verlauf zwischen den Radien $0,4 \leq r/r_2 \leq 0,9$ sinkt der Druck unabhängig vom Volumenstrom gleichförmig ab. Ähnliches findet man auch im unteren Spalt.

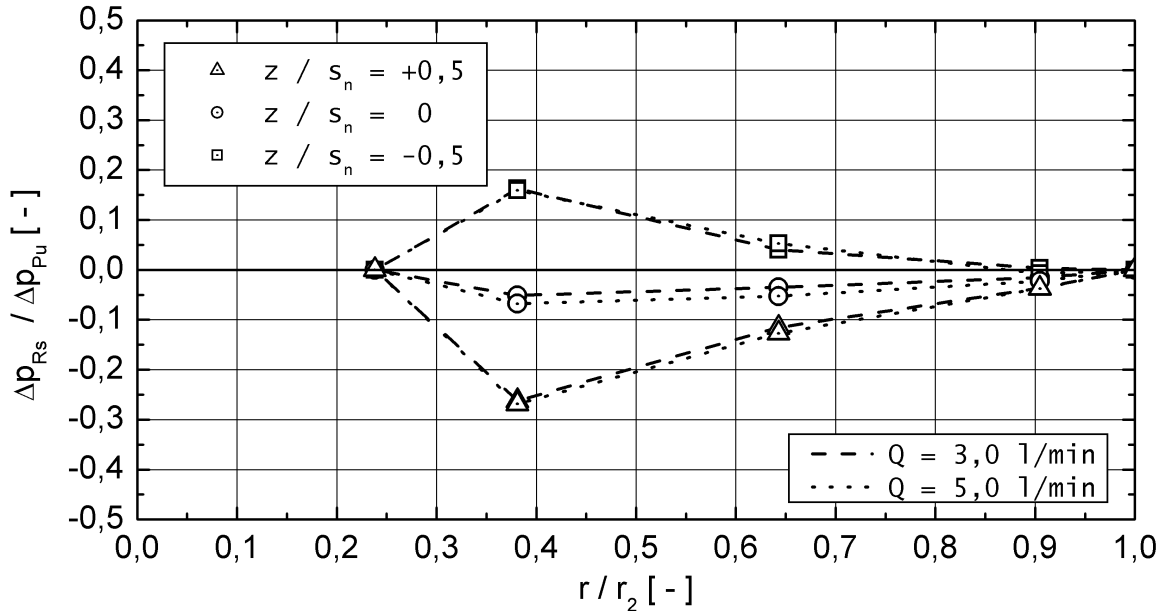


Abbildung 4.16: Relative Druckdifferenz im Radseitenraum bei zwei verschiedenen Volumenströmen Q , sowie $s_n = 0,2$ mm und $n = 2700$ U/min

Bei der Betrachtung der Druckdifferenz Δp_{Rs} in Abbildung 4.16 findet man aber keinen Unterschied zwischen den beiden Betriebspunkten, da sich die Druckänderungen im oberen und unteren Spalt gegenseitig aufheben.

Aus den numerischen Berechnung ergibt sich, dass der Verluststrom Q_V bei erhöhtem geförderten Volumenstrom im oberen Radseitenraum annähernd konstant bleibt und im unteren Radseitenraum abfällt. Hierfür spricht, dass sich vor allem die Verluste beim Eintritt in den oberen Radseitenraum in Abhängigkeit vom Förderstrom ändern und nicht die Verluste im Spalt selbst. Dagegen würden im unteren Radseitenraum aufgrund eines geringen Verluststroms auch die Reibungsdruckverluste Δp_λ sinken. Somit ergäbe sich ein größeres Druckgefälle an der Drosselstelle selbst und auch größere axiale Rückstellkräfte. Dieses würde aber zu einem Unterschied in den Kurven aus Abbildung 4.16 führen. Andererseits ist zum Beispiel in Abbildung 4.9 zu sehen, dass ein Anstieg des Volumenstroms Q zu einer neuen Position des Laufrades führt. Dies lässt darauf schließen, dass im unteren Radseitenraum nicht nur der Spaltstrom abnimmt, sondern weitere Änderungen, wie zum Beispiel eine veränderte Strömungsrichtung, auftreten. Da die Radseitenräume aber sehr eng sind, ist eine Überprüfung dieser Vorgänge messtechnisch nicht ohne weiteres zu realisieren.

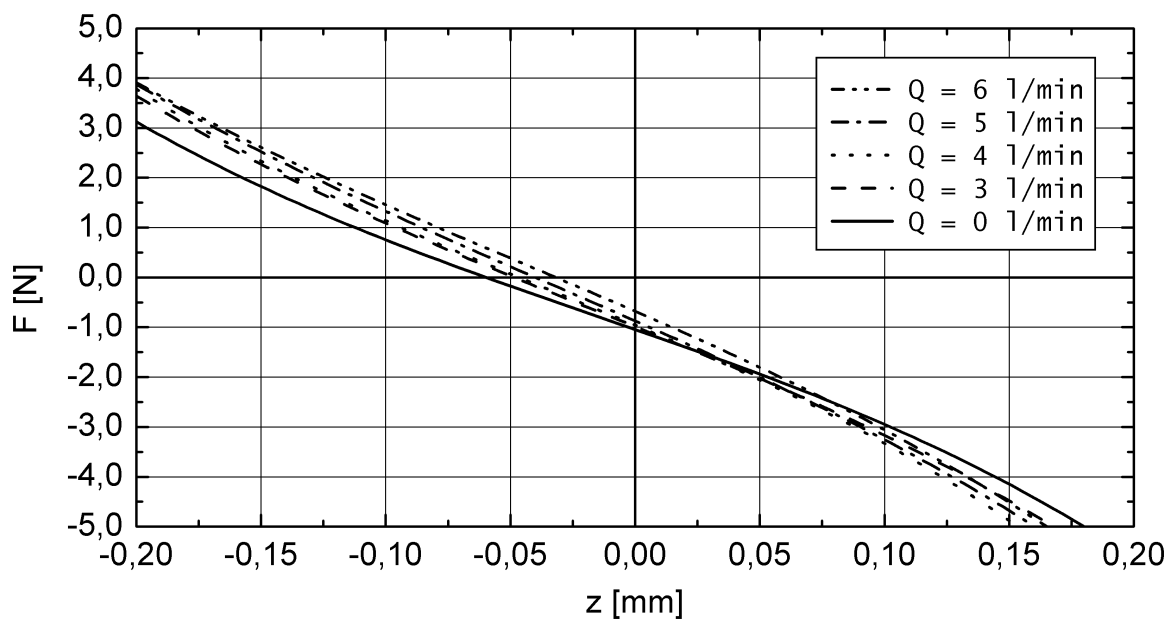


Abbildung 4.17: Axialkraft bei verschiedenen Volumenströmen Q , sowie konstanten Werten für $s_n = 0,2 \text{ mm}$ und $n = 2700 \text{ U/min}$

Nachdem die Druckdifferenz im Radseitenraum weitestgehend unabhängig vom eingestellten Volumenstrom bleibt, ist es ersichtlich, dass auch die Axialkraft davon nicht beeinflusst wird (vgl. Abbildung 4.17). Von großem Vorteil ist es, dass der Rotor auch bei $Q = 0 \text{ l/min}$ durch eine ausreichende axiale Rückstellkraft stabilisiert wird.

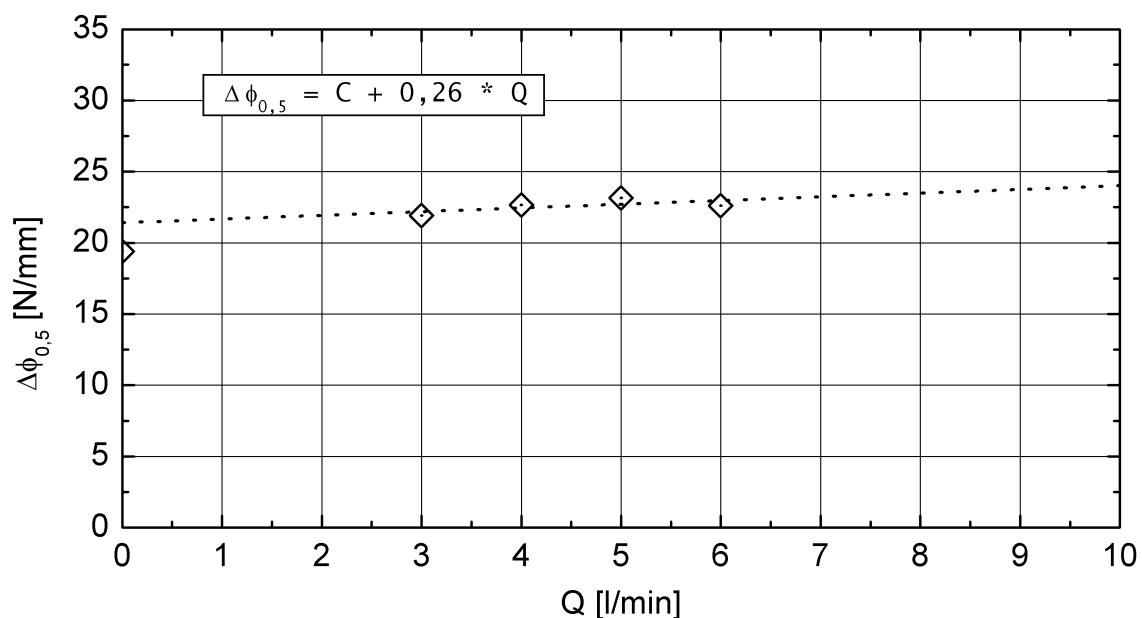


Abbildung 4.18: Axiale Steifigkeit in Abhängigkeit vom Volumenstrom Q , sowie konstanten Werten für $s_n = 0,2 \text{ mm}$ und $n = 2700 \text{ U/min}$

Im untersuchten Bereich, dargestellt in Abbildung 4.18, steigt die Steifigkeit bei einer Drehzahl $n = 2700$ U/min nur geringfügig an:

$$\Delta\phi_{0,5} = C + 0,26 \cdot Q \quad (4.7)$$

Für eine weitere Untersuchung wird, wie schon bei der Untersuchung der Höhe h_2 des Laufradaustrittes, die Vorlast der Magnetkupplung so eingestellt, dass der Rotor bei geklemmter Drossel ($Q = 0$ l/min) in der Gehäusemitte ($z = 0$ mm) schwebt. In diesem Zustand heben sich alle auftretenden Kräfte (vgl. Abbildung 3.12) gegenseitig auf.

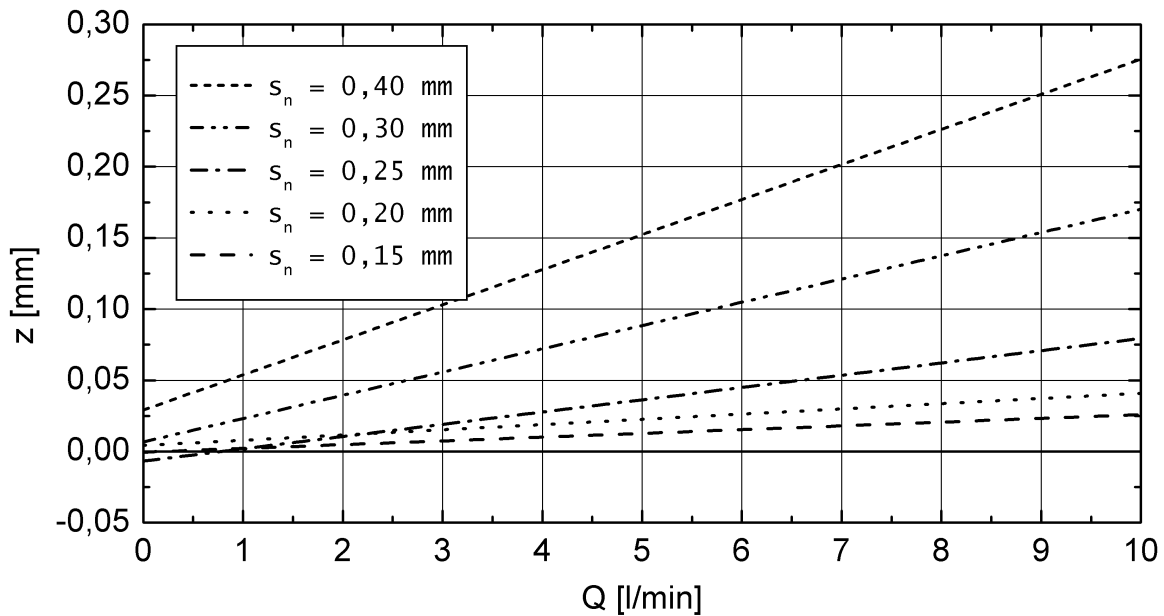


Abbildung 4.19: Verhalten des axial freien Rotors als Funktion des Volumenstroms bei $n = 2700$ U/min

In Abbildung 4.19 ist zu beobachten, dass der Einfluss des Volumenstroms Q auf die axiale Bewegung des Rotors mit abnehmender nomineller Spaltweite s_n immer geringer wird. Bei Spaltweiten $s_n > 0,25$ mm wandert der Rotor schon bei kleinen Strömen aus der Mitte aus, um sich dann im Bestpunkt von $Q = 5,0$ l/min bei einer verbleibenden Restspaltweite $s \approx 0,2$ mm einzupendeln. Ein solches Auswandern des Rotors zum Zulauf hin, wurde auch schon bei anderen Kreiselpumpen, zum Beispiel der RotAssist-Pumpe [6], beobachtet. Unter Umständen tritt, bedingt durch die einseitige Zuströmung, ein Teil der Strömung in den rückwärtigen Spalt ein und staut die dortige Spaltströmung an, so dass der Rotor angehoben wird. Je größer der geförderte Volumenstrom ist, desto größer wird dieser Stauwirkung. Dies wäre auch ein Grund für die mit steigendem Förderstrom Q sinkende Verlustströmung Q_V im unteren Radseitenraum. Beim oberen Spaltende hingegen strömt die einlaufende Strömung senkrecht am Spalt vorbei. Unter Umständen ist dies auch ein Grund für die fehlende Punktsymmetrie einiger Messwerte. Die Änderungen einzelner Messwerte sind bei Auslenkung des Rotors in positive z -Richtung nicht immer genauso groß, wie bei Auslenkungen in die negative z -Richtung.

Drehzahl n

Im Gegensatz zum Volumenstrom hat die Rotordrehzahl sehr wohl eine Auswirkung auf den Verlauf der Axialkraft. Diesen Einfluss auf die axiale Rückstellkraft beziehungsweise die Steifigkeit $\Delta\phi_{0,5}$ konnte man im vorangestellten Abschnitt in einzelnen Abbildungen schon deutlich erkennen.

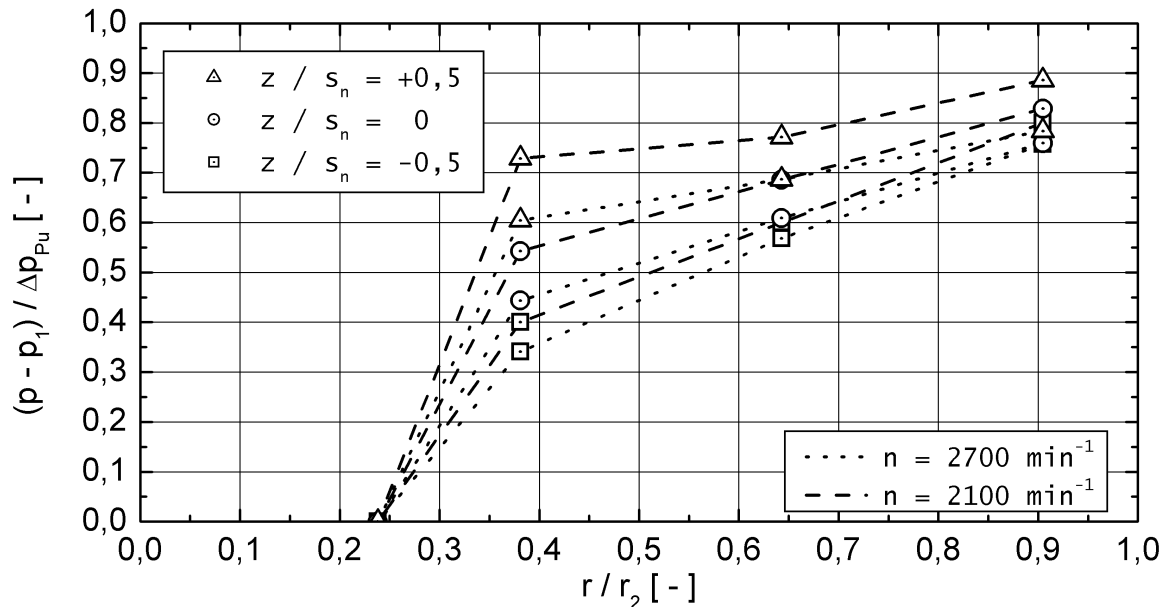


Abbildung 4.20: Relativer Druck im oberen Radseitenraum bei verschiedenen Drehzahlen n , sowie $Q = 5,0 \text{ l/min}$ und $s_n = 0,2 \text{ mm}$

Eine Veränderung der Drehzahl beeinflusst vor allem die Kernrotation im Radseitenraum (vgl. Abschnitt 2.2). Mit zunehmender Drehzahl n wird außerdem der Druckverlust Δp_{VE} beim Eintritt in den Radseitenraum größer. Der Druckverlust Δp_λ aufgrund von Reibung im Spalt bleibt dafür relativ ähnlich, wie man am parallelen Druckverlauf im Bereich $0,4 \leq r/r_2 \leq 0,9$ in Abbildung 4.20 sehen kann. Insgesamt herrscht bei höheren Drehzahlen ein niedrigerer relativer Druck im oberen Radseitenraum. Für den unteren Radseitenraum gilt das selbe.

In Abbildung 4.21 sieht man, dass dadurch auch die relative Druckdifferenz mit steigender Drehzahl abnimmt.

Die daraus resultierende sinkende relative Axialkraft ist in Abbildung 4.22 dargestellt. Die absolute Axialkraft sinkt aber mit steigender Drehzahl n nicht ab, da der Anstieg der Bezugskraft F_{ref} , die in Gleichung 3.26 definiert ist, um einiges stärker ausfällt als der relative Druckabfall im Radseitenraum.

$$F_{ref} \sim n^2 \quad (4.8)$$

Die dimensionslose Darstellung der Axialkraft bei verschiedenen Drehzahlen zeigt außerdem noch, dass die Ähnlichkeitsgesetze, wie bereits im Abschnitt 4.1 beschrieben, annähernd gültig sind.

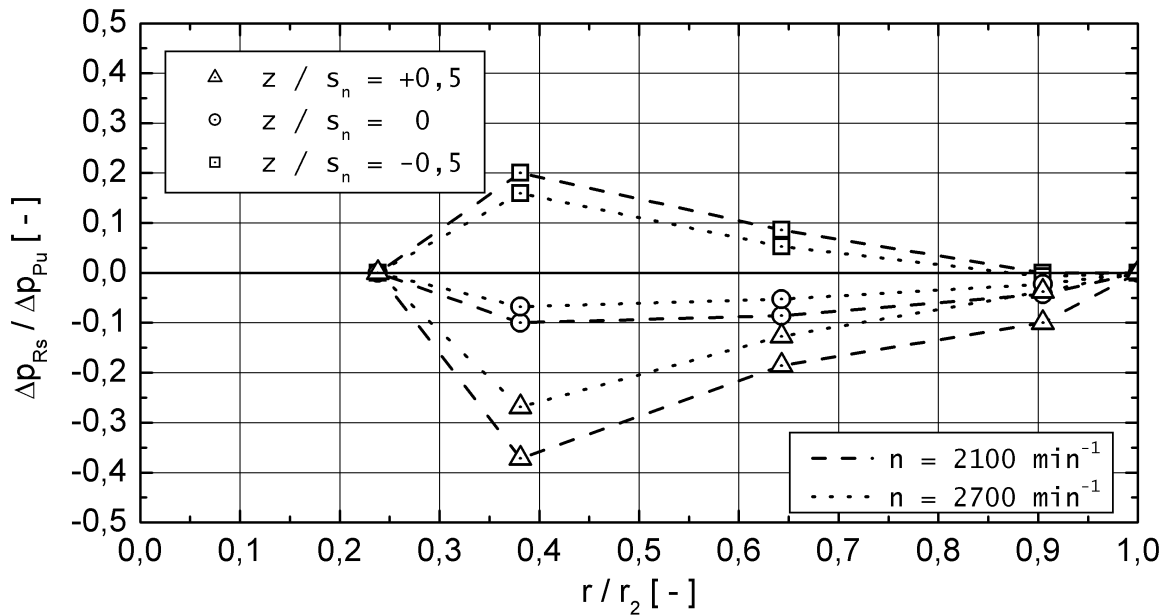


Abbildung 4.21: Relative Druckdifferenz im Radseitenraum bei verschiedenen Drehzahlen n , sowie $Q = 5,0$ l/min und $s_n = 0,2$ mm

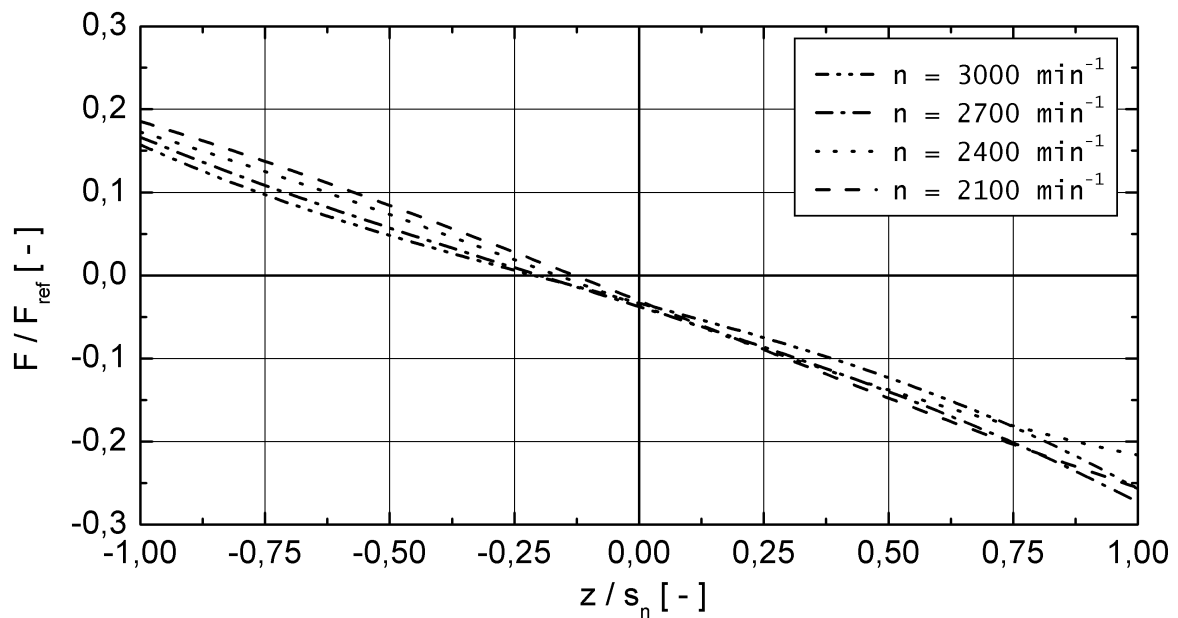


Abbildung 4.22: Axialkraft bei verschiedenen Drehzahlen n , sowie $Q = 5,0$ l/min und $s_n = 0,2$ mm

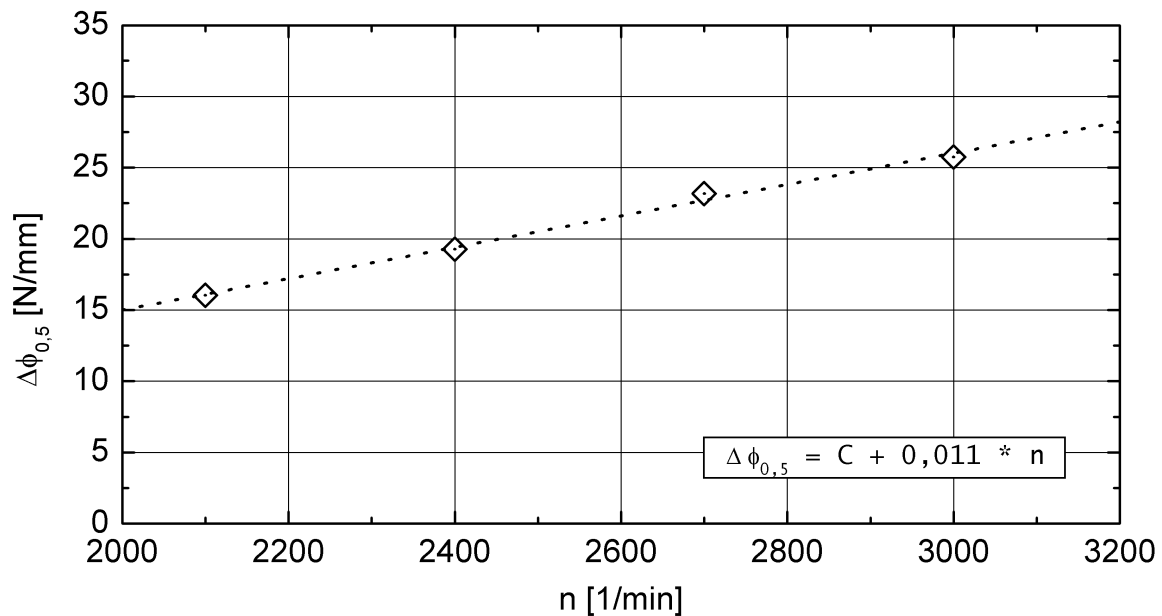


Abbildung 4.23: Axiale Steifigkeit bei verschiedenen Drehzahlen n , sowie $Q = 5,0$ l/min und $s_n = 0,2$ mm

Die Abhängigkeit der Steifigkeit $\Delta\phi_{0,5}$ bei halber Auslenkung von der Drehzahl ist in Abbildung 4.23 dargestellt. Sie lässt sich bei einem Volumenstrom $Q = 5,0$ l/min wie folgend beschreiben:

$$\Delta\phi_{0,5} = C + 0,011 \cdot n \quad (4.9)$$

4.2.3 Einfluss der Viskosität

Bis jetzt wurde bei allen Versuchen die Infusionslösung HES, die in ihren Eigenschaften Blut entspricht, verwendet. Zur Untersuchung des Viskositätseinflusses auf die Axialkraft wird ein Experiment mit verschiedenen viskosen Fluiden durchgeführt. Die Untersuchung erfolgt mit reinem destilliertem Wasser ($\eta = 0,72$ mPas), mit HES ($\eta = 3,8$ mPas) und mit einem Gemisch ($\eta = 2,26$ mPas) aus gleichen Anteilen Wasser und HES. Wasser und HES weisen ungefähr die gleiche Dichte auf, unterscheiden sich dafür bei einer Temperatur $T = 35$ °C in ihrer Viskosität η um über das Fünffache (vgl. Tabelle 3.4). Bei diesen Versuchen wird der Rotor 2 mit einem radialen Abstand $\Delta r_p = 1,75$ mm und ansonsten gleich bleibender Geometrie verwendet.

Während bei einer Viskosität $\eta = 3,8$ mPas die Axialkraft annähernd linear verläuft, wird der Verlauf mit sinkender Viskosität immer s-förmiger (vgl. Abbildung 4.24). Ähnlich wie bei großen Spaltweiten, verändert sich die resultierende Axialkraft im Bereich kleiner axialer Verschiebungen aus der Mitte nur minimal. Erst bei einer ausreichend kleinen Restspaltweite s steigt die Kraft deutlich an.

Dementsprechend wird auch die Steifigkeit $\Delta\phi_{0,5}$ im untersuchten Viskositätsbereich um die Hälfte geringer (vgl. Abbildung 4.25). Die Steifigkeit $\Delta\phi_{0,5}$ steigt im untersuchten Bereich

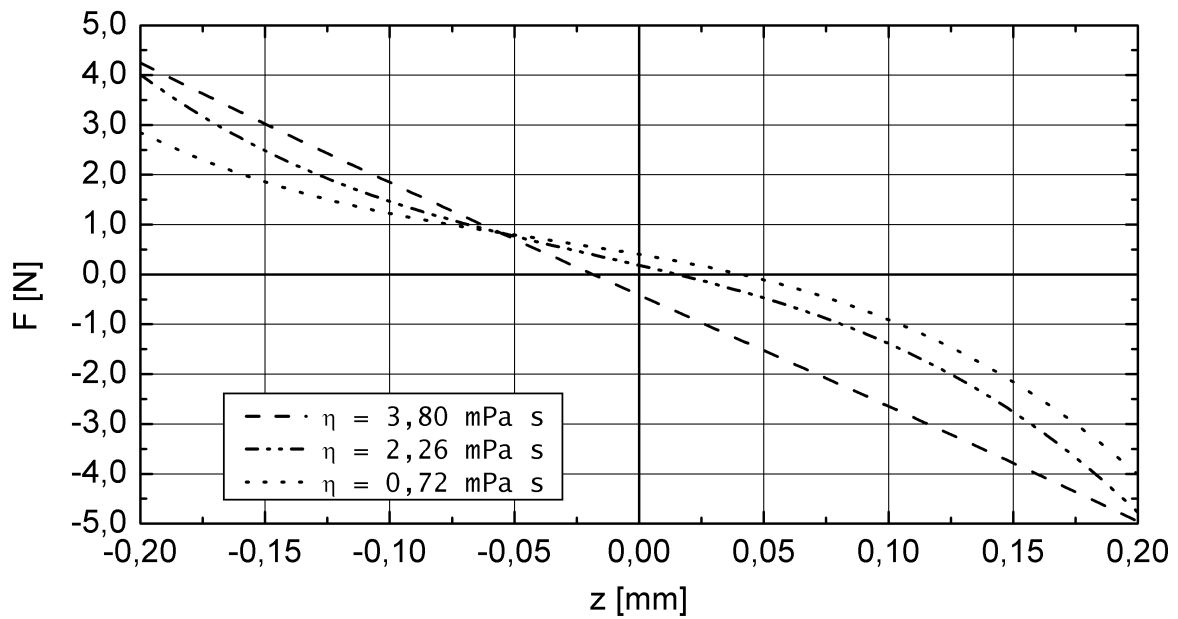


Abbildung 4.24: Axialkraft in Abhängigkeit der Rotorposition und der Viskosität bei $s_n = 0,2$ mm, $n = 2700$ U/min und $Q = 5,0$ l/min

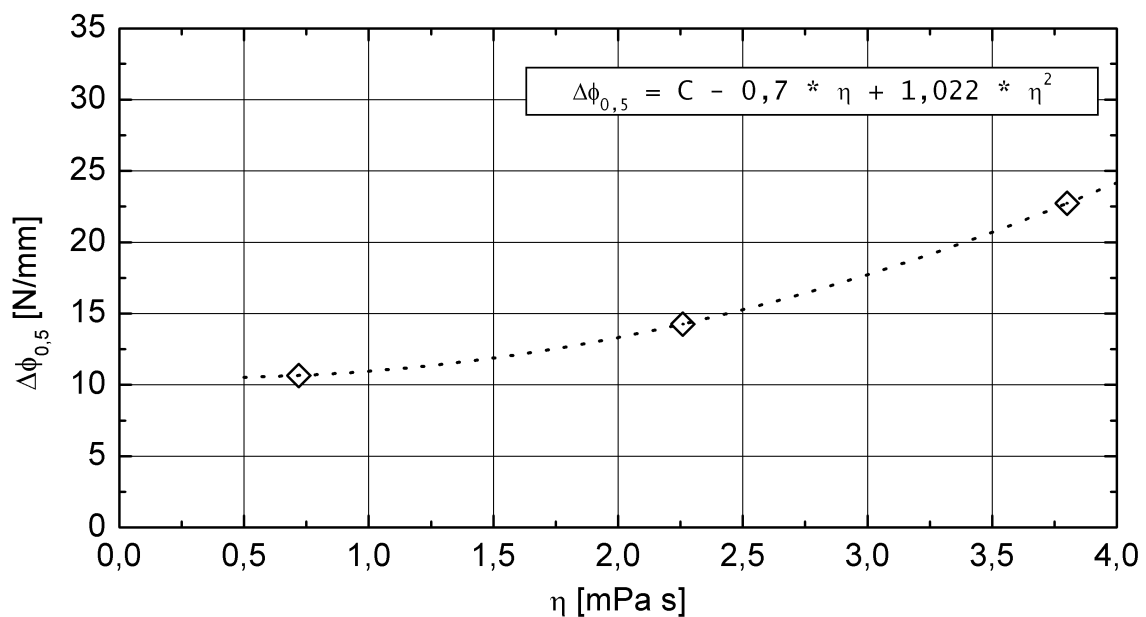


Abbildung 4.25: Steifigkeit in Abhängigkeit der Viskosität bei $s_n = 0,2$ mm, $n = 2700$ U/min und $Q = 5,0$ l/min

annähernd quadratisch zur Viskosität an:

$$\Delta\phi_{0,5} = C - 0,7 \cdot \eta + 1,022 \cdot \eta^2 \quad (4.10)$$

Die Druckverluste im Radseitenraum steigen mit zunehmender Viskosität an. Dadurch wird auch der Widerstand der Drosselstelle bei Fluiden mit höheren Viskositäten größer und der

Anteil dieses Widerstandes am Gesamtwiderstand des Radseitenraums steigt an. Bereits bei geringen Auslenkungen des Rotors aus der Mitte dominiert die Drosselstelle den Druckverlauf im Radseitenraum und es stellt sich eine ausreichende axiale Rückstellkraft ein. Daraus lässt sich schließen, dass man mit steigender Viskosität des Fluides immer größere Spaltweiten zulassen kann, um gleiche axiale Rückstellkräfte zu erhalten.

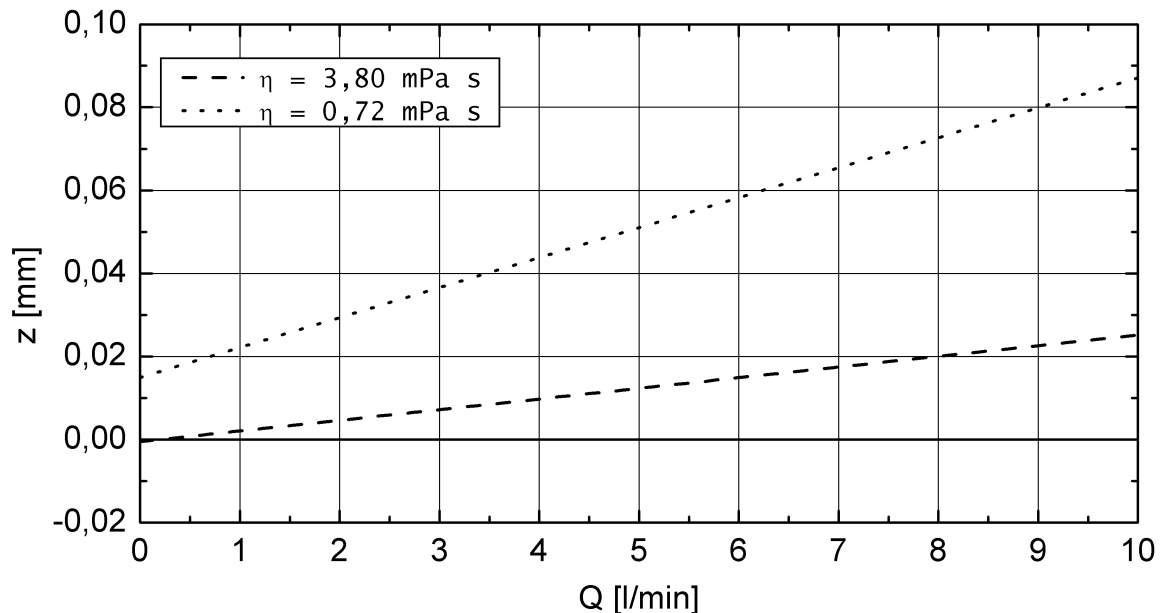


Abbildung 4.26: Verhalten des axial freien Rotors bei verschiedenen Viskositäten und $n = 2400$ U/min

Eine größere Viskosität η hat noch einen weiteren positiven Einfluss auf die axiale Rückstellkraft. Wie in Abbildung 4.26 zu sehen ist, wird die Axialkraft mit zunehmender Viskosität immer unabhängiger vom Volumenstrom Q . Dies hat zur Folge, dass die Ruhelage des Laufrades unabhängig vom Volumenstrom bleibt und der Rotor mit zunehmendem Volumenstrom nicht mehr so stark in Richtung des Zulaufes wandert.

4.2.4 Zusammenfassung

Nach Durchführung und Auswertung der Untersuchungen zur axialen Rückstellkraft eines hydrodynamisch gelagerten Laufrades zeigt sich, dass die theoretischen Überlegungen aus Kapitel 2 zutreffen. Durch eine geeignete Wahl der Geometrie, sowohl vom Laufrad als auch vom Gehäuse, wird die Druckdifferenz in den Radseitenräumen und dadurch die Axialkraft maßgeblich beeinflusst.

Je enger die nominelle Spaltweite s_n an der Drosselstelle wird, desto größer wird die axiale Steifigkeit ϕ des Rotors und desto linearer wird der Verlauf der Axialkraft. Die Axialkraft wird zusätzlich durch eine Verlängerung der Drosselstelle in radialer Richtung positiv beeinflusst. Je länger die Drosselstelle wird, desto steiler wird der Anstieg der Axialkraft im Bereich von $|z| \leq (0,5 \cdot s_n)$. Allerdings steigt die Kraft außerhalb dieses Bereiches nicht mehr

linear an, sondern nähert sich wieder einem konstanten Wert. Ein vergrößerter Laufradaustritt h_2 des Rotors bewirkt eine weitere Steigerung der axialen Rückstellkraft. Außerdem ist ein größerer Rotor weniger anfällig gegen Änderungen des Volumenstroms Q . Des Weiteren haben die Versuche gezeigt, dass eine Vergrößerung des radialen Abstandes Δr_p zwischen Rotor und Gehäuse ohne Einfluss auf die stabilisierende Axialkraft bleibt. Durch eine Verkleinerung der Höhe des Spiraleintritts h_{Sp} kann die Steifigkeit der axialen Rückstellkraft hingegen gesteigert werden. Eine Erhöhung der Drehzahl n verbessert die axiale Rückstellkraft sehr deutlich. Der Volumenstrom Q beeinflusst die Steifigkeit der Axialkraft kaum, sondern nur die neutrale Position des Rotors. Je größer die Viskosität η wird, desto größer wird auch die Steifigkeit des Rotors und desto linearer wird der Verlauf der Axialkraft. Diese Ergebnisse lassen sich in folgender Formel für die axiale Rückstellkraft zusammenfassen:

$$\begin{aligned} F &\approx (-1) \cdot z \cdot \phi \approx \\ &\approx (-1) \cdot z \cdot \frac{l \cdot \eta \cdot n \cdot Q \cdot h_2}{s_n \cdot h_{Sp}} \cdot C \end{aligned} \quad (4.11)$$

Aus den durchgeführten Experimenten ergibt sich, dass ein Laufrad mit dem Durchmesser $D = 42,0$ mm für den geforderten Betriebsbereich einer Herzunterstützungspumpe mit folgenden Abmessungen die beste axiale Rückstellkraft erzeugt: nominelle Spaltweite $s_n = 0,2$ mm, Spaltlänge $l = 2,0$ mm, Höhe des Spiraleintritts $h_{Sp} = 1,8$ mm, Schaufelhöhe am Laufradaustritt h_2 gleich der Höhe des Spiraleintritts h_{Sp} , radialer Abstand $\Delta r_p = 1,5$ mm. Im Hinblick auf die Fertigung und das Medium Blut wird eine Spaltweite von $s_n = 0,2$ mm als ausreichend betrachtet. Selbst bei einer aufgrund von Fertigungstoleranzen nach oben oder unten abweichenden Spaltweite wäre noch eine ausreichende Rückstellkraft vorhanden. Außerdem besteht noch keine allzugroße Gefahr der Blutschädigung aufgrund hoher Schubspannungen. In Kombination mit der Spaltweite $s_n = 0,2$ mm ergibt sich eine optimale Spaltlänge $l = 2,0$ mm. Unter der Prämisse in der Pumpe geringe Schubspannungen zu erreichen, ist es von Vorteil, wenn der Zulauf zur Spirale nicht allzu lange eng ist, sondern sich nach einem blendenförmigen Einlass rasch in die Spirale weitet.

Aus den aufgeführten Werten für die Geometrie sowie dem optimalen Auslegungspunkt ($Q = 5,0$ l/min, $n = 2500$ U/min) aus Tabelle 4.1 ergeben sich folgende Werte für die Verweilzeit t_s in der Drosselstelle und die auftretende Schubspannung τ_S :

$$t_S = \frac{l}{c_r} = \frac{l \cdot A}{Q} \approx 0,2 \text{ ms} \quad (4.12)$$

$$\gamma = \frac{\partial u}{\partial y} = \frac{c_\varphi}{s_n} \quad (4.13)$$

$$\tau_S = \eta \cdot \gamma = 37,7 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \quad (4.14)$$

Diese Werte liegen deutlich unter den von Paul [41] postulierten kritischen Grenzwerten für die Verweilzeit von $t \approx 620$ ms und für die Schubspannung von $\tau_{krit} = 425$ N/m².

4.3 Hydraulische Leistung

Die blutschonende Lagerung des Pumpenlaufrades darf man natürlich nicht auf Kosten des hydraulischen Wirkungsgrades erkaufen, da es sich bei der Pumpe um ein implantierbares System handelt, bei dem alle auftretenden Verluste in Form von Wärme im Körper verbleiben. Außerdem bestimmt ein hoher hydraulischer Wirkungsgrad auch erheblich die Größe der benötigten Batterien und damit den Komfort des Patienten im Alltag. Die Geometrie des untersuchten Rotors 2 entspricht weiterhin der Geometrie aus Abschnitt 4.2 mit einer nominellen Spaltweite $s_n = 0,2$ mm, einer Spaltlänge $l = 2,0$ mm, einem radialen Abstand zwischen Laufrad und Gehäuse $\Delta r_p = 1,0$ mm und der Spiralzulaufhöhe $h_{Sp} = 1,8$ mm.

Die dimensionsbehaftete Darstellung der Kenngrößen der Blutpumpe ist im Anhang 5 zu finden.

4.3.1 Drosselkurve

Die Drosselkurven der Pumpe werden bei mittig positioniertem Rotor 2 mit einer nominellen Spaltweite $s_n = 0,2$ mm vermessen.

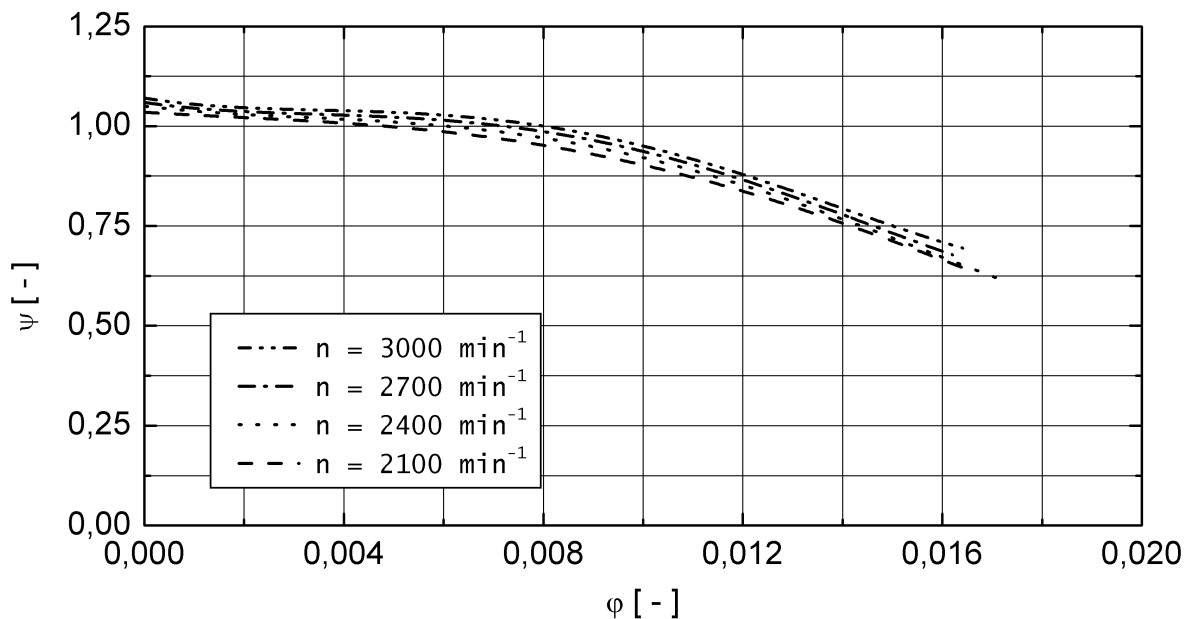


Abbildung 4.27: Drosselkurven für unterschiedliche Drehzahlen n bei $s_n = 0,2$ mm

In Abbildung 4.27 sind die Drosselkurven für den Rotor 2 dargestellt. Der S-Schlag der Drosselkurven im Teillastbereich bis $\varphi \leq 0,004$ beruht auf Strömungsablösungen [43] und spiegelt sich auch im Verlauf des entsprechenden Drehmomentes wieder (vgl. Abbildung 4.30). Im weiteren Verlauf bis $\varphi < 0,006$ verlaufen die Kurven bei allen Drehzahlen flach², sind aber

²Mit dem Wert $\frac{\varphi}{\psi} \cdot \frac{\Delta\psi}{\Delta\varphi}$ wird analog zu $\frac{Q}{p} \cdot \frac{\Delta p}{\Delta Q}$ die Steilheit der Drosselkurve charakterisiert [14].

in allen Betriebspunkten stabil³. Der flache Verlauf beruht vor allem auf den fehlenden Leit-schaufeln. Bei der dimensionslosen Darstellung der Drosselkurven in Abbildung 4.27 sollten im Idealfall alle Kurven aufeinander zu liegen kommen. Aufgrund von Messtoleranzen ergeben sich aber Abweichungen von $\Delta\psi \approx 5\%$. Der in Tabelle 4.1 geforderte Auslegungspunkt bei einem Volumenstrom $Q = 5,0$ l/min gegen einen Druck von $p = 100$ mmHg beziehungsweise $\varphi = 0,011$ und $\psi = 0,88$ wird sehr gut getroffen. Bei Iteration aus den dimensionsbehafteten Kenngrößen ergibt sich eine Drehzahl von $n \approx 2480$ U/min (vgl. Abbildung 5.1). Das Hauptaugenmerk bei der Entwicklung der RotaCor liegt zwar nicht auf dem Verlauf der Drosselkurven, sondern dem Wirkungsgrad und der axialen Rückstellkraft. Dennoch ist der flache Verlauf der Drosselkurven - wie auch schon in Abschnitt 1.3.2 beschrieben - von großem Vorteil, da dadurch eine weitgehende Selbstregelung der Pumpe bei erhöhtem Bedarf an Volumenstrom im Betriebsbereich möglich ist.

4.3.2 Leistungskurve

Die Leistungskurven ergeben sich aus den Werten, die in Abbildung 4.27 gezeigt werden.

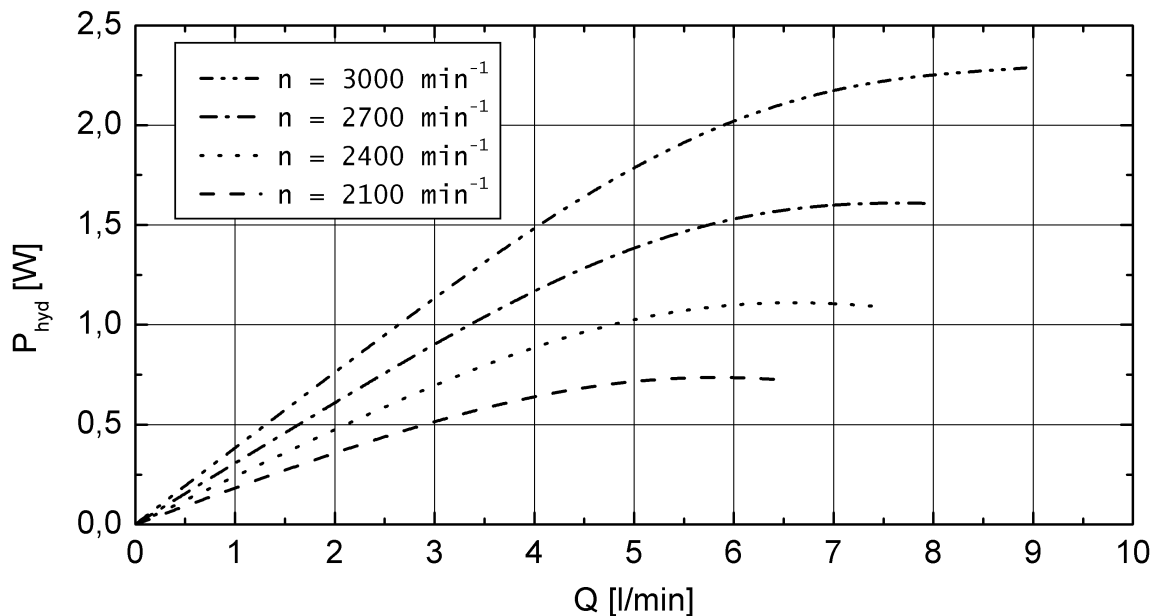


Abbildung 4.28: Dimensionsbehaftete Darstellung der erzeugten hydraulischen Leistung P_{hyd} für unterschiedliche Drehzahlen n und $s_n = 0,2$ mm

Für die untersuchte Konfiguration ergibt sich im geforderten Betriebsbereich eine hydraulische Leistung von $P_{hyd} \approx 1,1$ W beziehungsweise eine Leistungszahl $\lambda \approx 0,01$ (vgl. Abbildung 4.28 und 4.29).

Da sich die Leistungszahl λ nach Gleichung 3.24 unter anderem aus der Druckzahl ψ berechnet, tritt auch hier eine Abweichung von $\Delta\lambda \approx 5\%$ auf.

³„Stabile Drosselkurve“ bedeutet, dass der Druck mit steigendem Volumenstrom stetig abfällt.

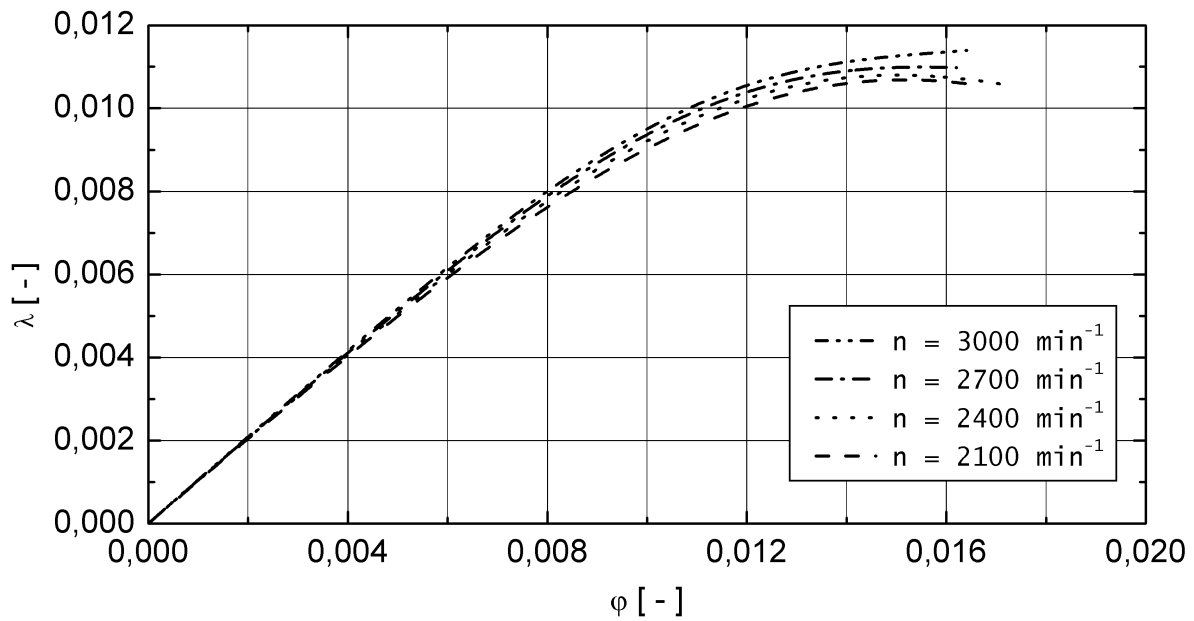


Abbildung 4.29: Dimensionslose Darstellung der erzeugten hydraulischen Leistung für unterschiedliche Drehzahlen n bei $s_n = 0,2$ mm

4.3.3 Hydraulischer Wirkungsgrad

Zur Bestimmung des hydraulischen Wirkungsgrades muss zusätzlich zu Druck und Volumenstrom auch noch die aufgebrachte Wellenleistung herangezogen werden. Die benötigten Kennwerte werden bei den selben Bedingungen wie die Drosselkurven aus dem vorherigen Abschnitt 4.3.1 bestimmt.

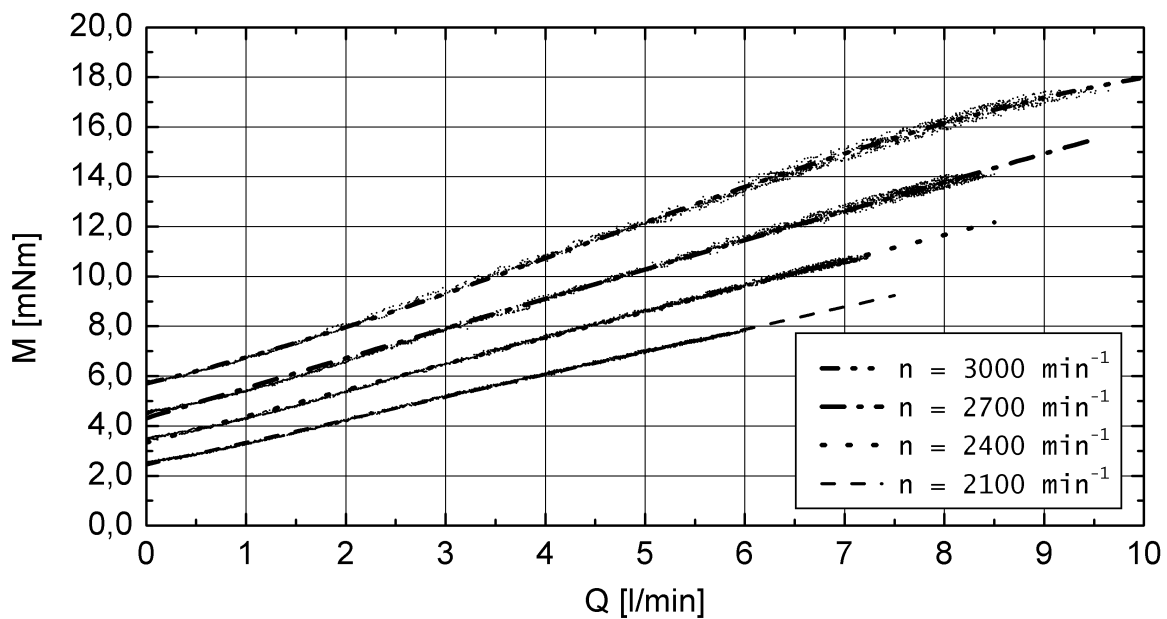


Abbildung 4.30: Gemessenes Wellendrehmoment M für unterschiedliche Drehzahlen n bei $s_n = 0,2$ mm

Das Drehmoment M steigt, wie in Abbildung 4.30 zu sehen, mit zunehmendem geförderten Volumenstrom Q annähernd linear an. Das benötigte Drehmoment bei der Drehzahl $n = 3000$ U/min und einem geförderten Volumenstrom vom $Q = 8,0$ l/min liegt mit $M \approx 16,0$ mN m deutlich unter dem in Tabelle 4.1 geforderten Betrag. Im Teillastbereich ($Q < 1,5$ l/min) ist aufgrund von Strömungsablösungen, wie im vorherigen Abschnitt 4.3.1 schon erwähnt, eine geringe Krümmung zu erkennen.

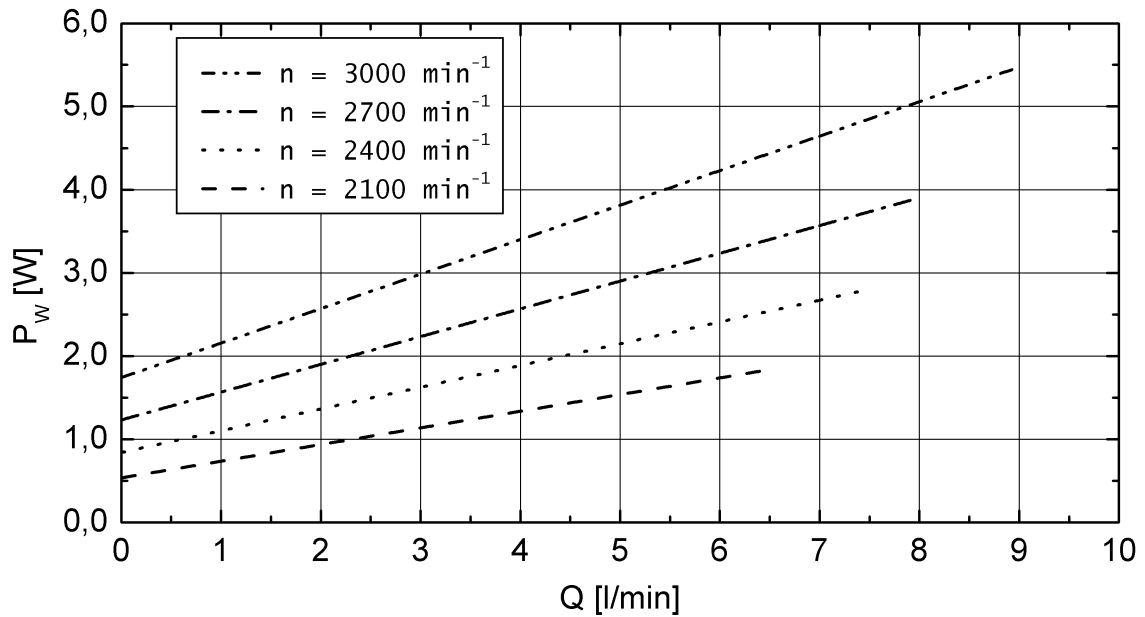


Abbildung 4.31: Aufgenommene mechanische Leistung P_W für unterschiedliche Drehzahlen n bei $s_n = 0,2$ mm

Aus dem gemessenen Drehmoment ergibt sich, dass der elektrische Antrieb im geplanten Betriebsbereich eine mechanische Wellenleistung $1,2 \text{ W} \leq P_W \leq 4,0 \text{ W}$ erbringen muss (vgl. Abbildung 4.31).

Die Wirkungsgradkurven für die Pumpe sind in Abbildung 4.32 dargestellt. Der Bereich des maximalen hydraulischen Wirkungsgrads der Pumpe liegt bei allen untersuchten Drehzahlen im Bestpunkt bei $\varphi = 0,011$ beziehungsweise $Q = 5,0$ l/min (vgl. Tabelle 4.1). Der erreichte maximale Wirkungsgrad beträgt über 45%. Im Vergleich zu anderen implantierbaren Herzunterstützungspumpen besitzt die Pumpe den besten hydraulischen Wirkungsgrad. Die axiale Herzunterstützungspumpe Incor erreicht beispielsweise nur einen Wirkungsgrad von $\eta \approx 40\%$ [28].

Ein maximaler Wirkungsgrad resultiert bekanntermaßen nicht nur aus einem optimierten Laufrad, sondern aus der optimalen Auslegung aller Bauteile, die den Druckaufbau beeinflussen. Hierzu zählt auch die Sammelspirale der Pumpe. Diese ist dann optimal ausgelegt, wenn der Druck in der Spirale im Betriebsbereich an jeder Stelle nahezu konstant ist und an der Zunge kein Drucksprung auftritt. Zur Verifizierung wird der Druck in der Spirale in 60° -Abständen gemessen (vgl. Abbildung 3.11). Abbildung 4.33 zeigt, dass die Betriebszustände bei denen in der gesamten Sammelspirale annähernd der gleiche Druck herrscht,

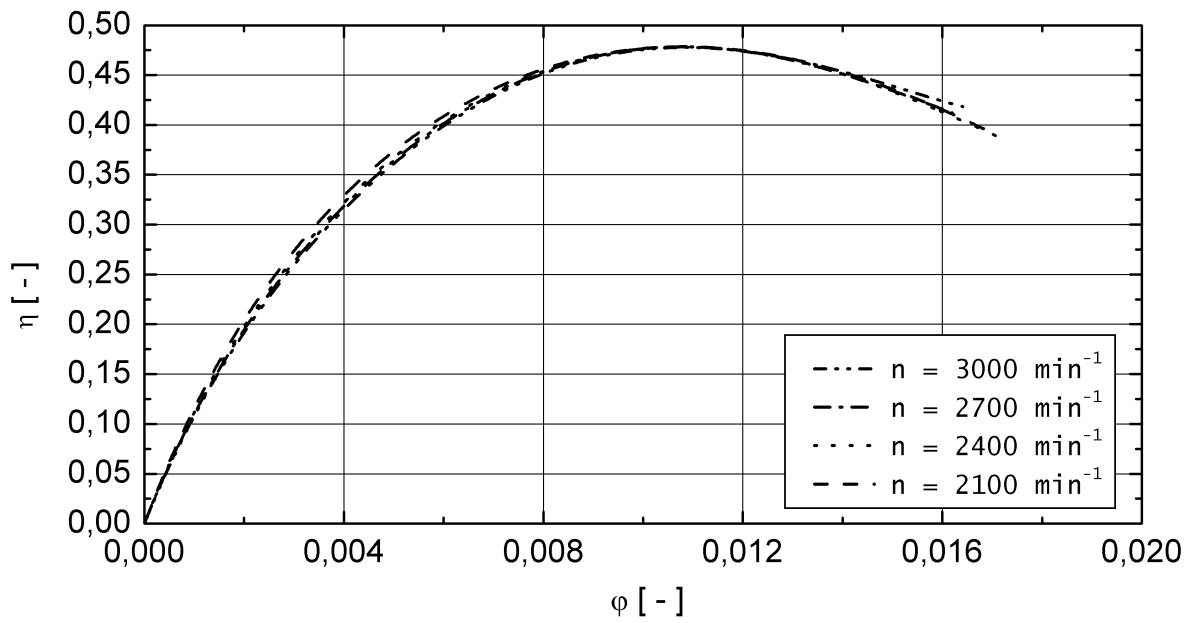


Abbildung 4.32: Dimensionslose Darstellung des hydraulischen Wirkungsgrades η für unterschiedliche Drehzahlen n bei $s_n = 0,2 \text{ mm}$

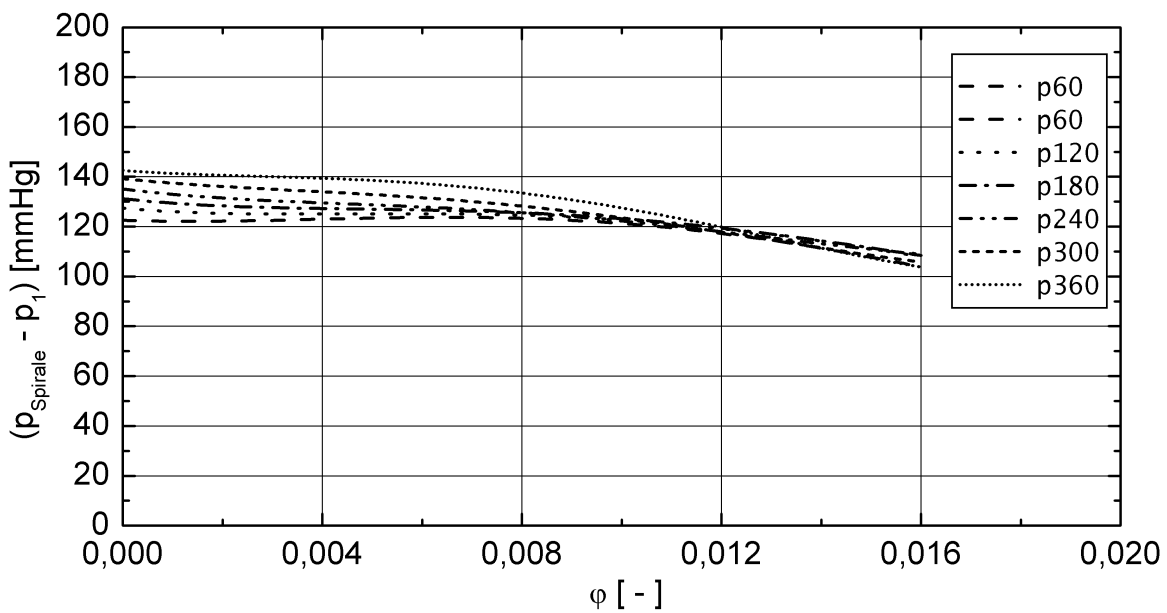


Abbildung 4.33: Druckverlauf an verschiedenen Messpunkten in der Spirale bei $s_n = 0,2 \text{ mm}$

im Bereich des geforderten Volumenstroms beziehungsweise der Durchflusszahl $\phi = 0,011$ liegt.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass die Geometrie der Pumpe und des Gehäuses für den geforderten Betriebsbereich sehr gut ausgelegt sind.

4.3.4 Einfluss der Geometrie

Die Geometrie des Radseitenraums hat nicht nur einen Einfluss auf die resultierende Axialkraft (vgl. Abschnitt 4.2.1), sondern unter Umständen auch auf die hydraulischen Parameter der Pumpe.

Nominelle Spaltweite s_n

Die untersuchten Spaltweiten sind in Tabelle 4.4 aufgelistet. Eine Änderung der Spaltweite s_n hat keine Auswirkung auf den Druckaufbau oder den Verlauf der Drosselkurven, obwohl der Druck am Pumpenauslass neben der Schaufelgeometrie auch von den Verlusten im Radseitenraum abhängt. Die geometrischen Änderungen an der Drosselstelle sind aber sehr klein, so dass die Verluste im Radseitenraum kaum verändert werden. Unterschiede zwischen den einzelnen untersuchten Spaltweiten sind nur bei der rückstellenden Axialkraft, aber nicht bei der hydraulischen Wirkungsgrad zu finden (vgl. Abbildung 4.34).

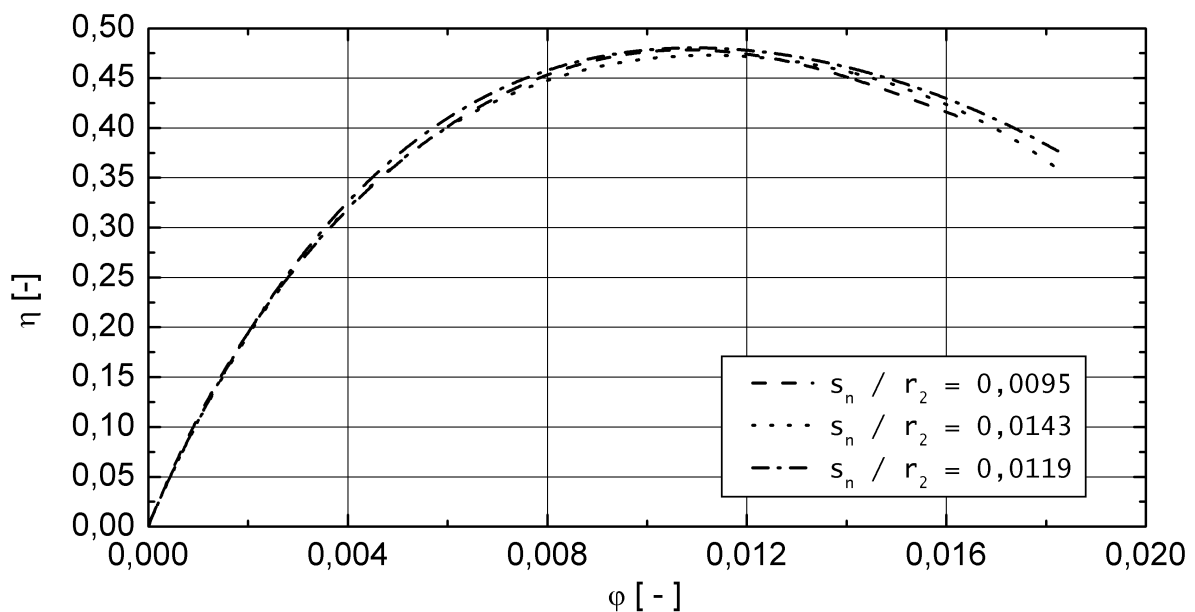
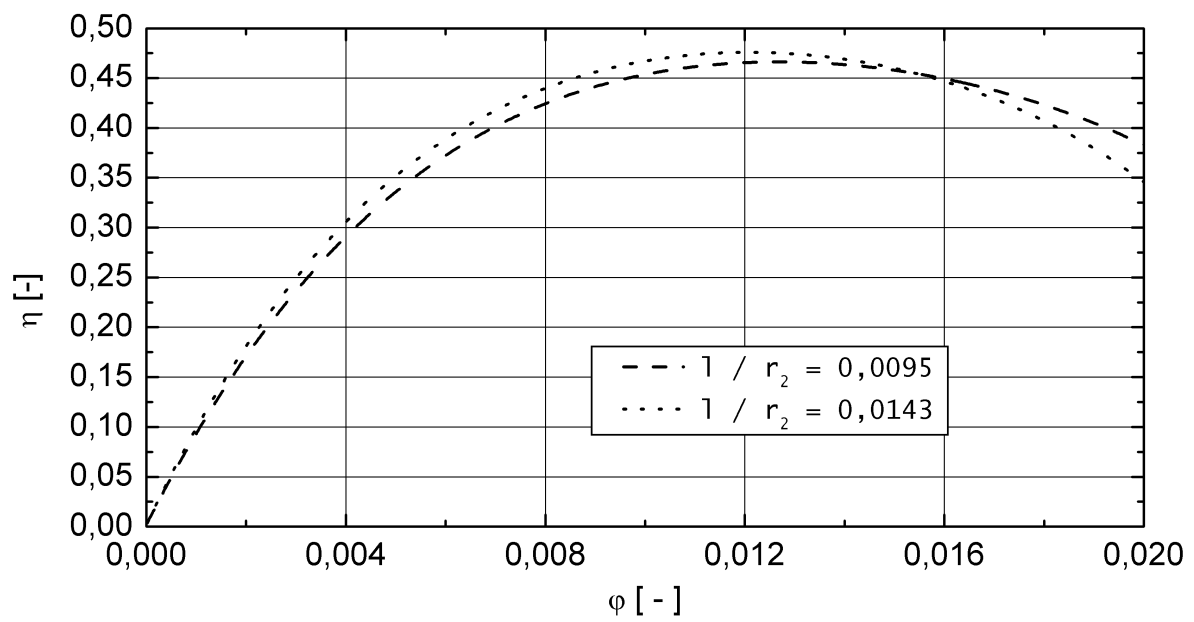


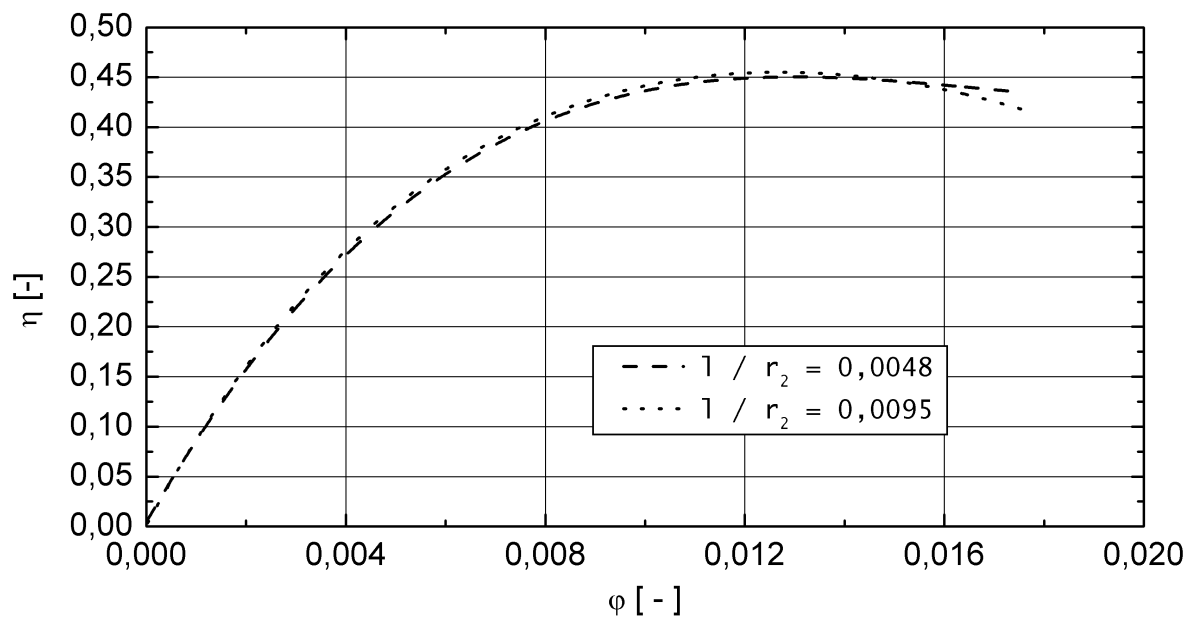
Abbildung 4.34: Hydraulischer Wirkungsgrad bei verschiedenen nominellen Spaltweiten s_n und $n = 2700 \text{ U/min}$

Spalllänge l

Auch bei verschiedenen Spalllängen l (vgl. Tabelle 4.5) baut die Pumpe den gleichen Druck auf. Wie bei der nominellen Spaltweite s_n , hat auch hier die Änderung an der Drosselstelle keinen Einfluss auf die für den Druckaufbau verantwortlichen Bereiche. Der Wirkungsgrad bleibt somit auch bei allen untersuchten Spalllängen gleich (vgl. Abbildung 4.35).



a: Rotor 1



b: Rotor 2

Abbildung 4.35: Wirkungsgradverlauf⁴ der Rotoren 1 und 2 bei verschiedenen Spaltlängen l für $s_n = 0,2 \text{ mm}$ und $n = 2700 \text{ U/min}$

⁴Der Betrag des Wirkungsgrads von Rotor 2 ist nicht mit den Beträgen der anderen abgebildeten Wirkungsgradkurven zu vergleichen, weil für die hier abgebildeten Versuche ein Gehäuse mit einer geringfügig anderen Geometrie verwendet wird.

Schaufelhöhe am Laufradaustritt h_2

Die Laufradaustrittsbreite h_2 hat bekanntermaßen einen Einfluss auf die hydraulische Charakteristik der Pumpe. Im hier untersuchten Fall ist die Austrittsbreite des Rotors 2 um $\Delta h = 0,2 \text{ mm}$ größer als die Breite des Rotors 1.

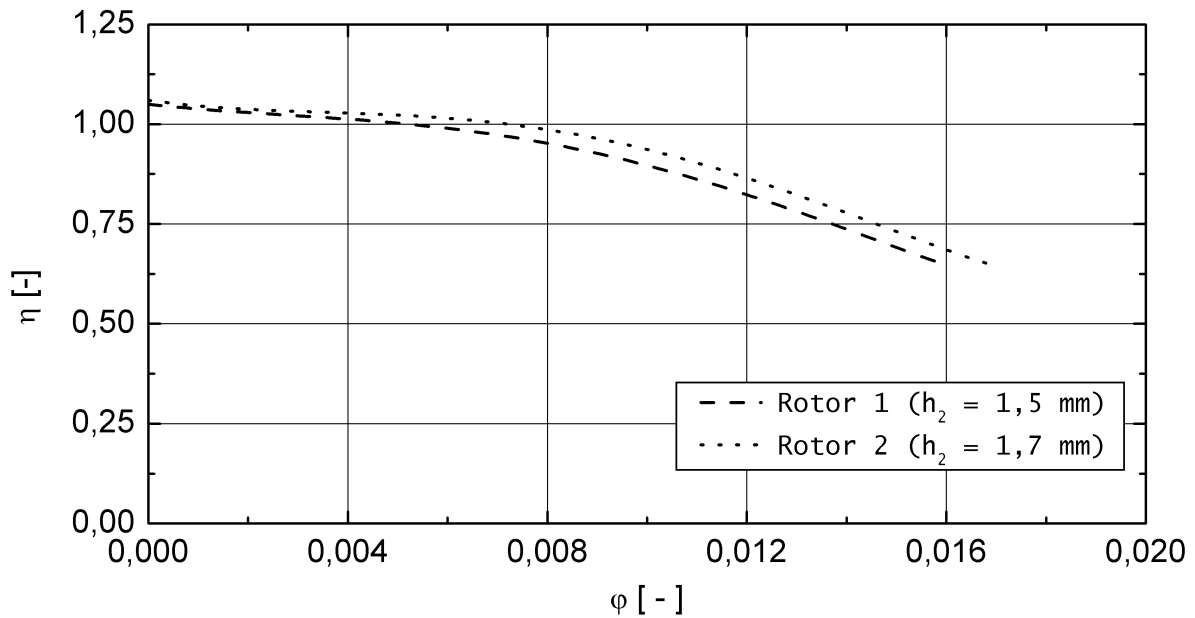


Abbildung 4.36: Drosselkurve bei verschiedenen Höhen am Laufradaustritt h_2 sowie $s_n = 0,2 \text{ mm}$ und $n = 2700 \text{ U/min}$

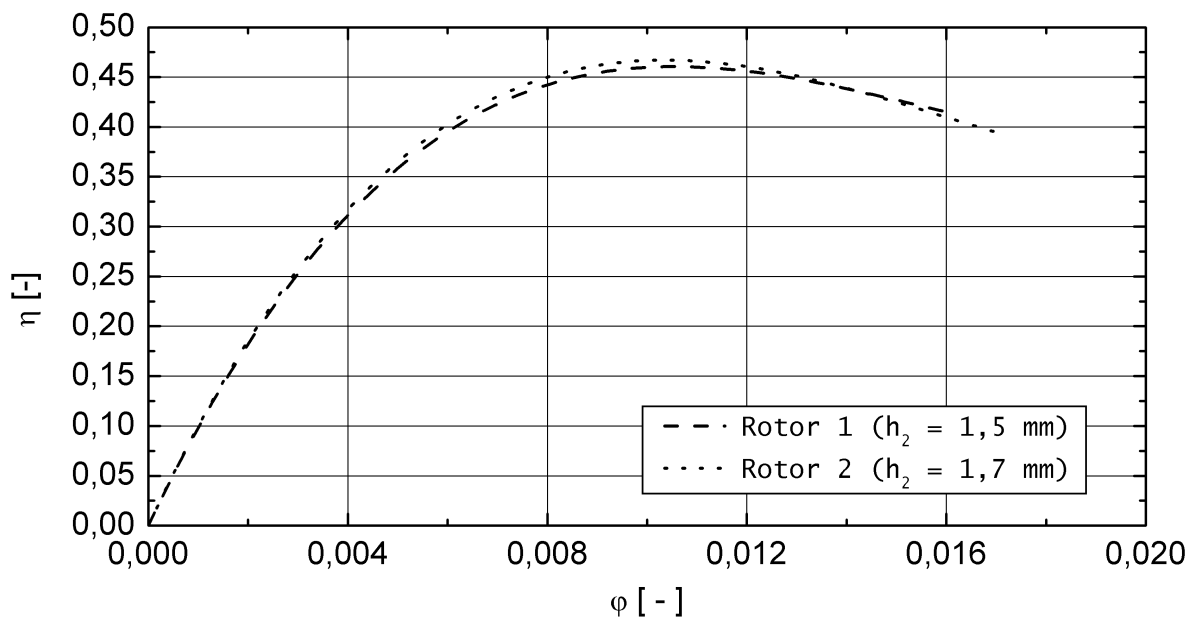


Abbildung 4.37: Hydraulischer Wirkungsgrad η bei verschiedenen Höhen am Laufradaustritt h_2 sowie $s_n = 0,2 \text{ mm}$ und $n = 2700 \text{ U/min}$

Die Drosselkurven in Abbildung 4.36 haben zwar den gleichen Startpunkt bei geklemmtem Ausfluss, da die Schaufelform, die für den Druckaufbau verantwortlich ist, bei beiden Rotoren identisch ist. Im weiteren Verlauf der Kurve sinkt der Druck beim größeren Rotor 2 aber langsamer ab, weil der Rotor 2 aufgrund der um 13 % größeren Austrittsfläche mehr Fluid fördert.

Der hydraulische Wirkungsgrad in Abbildung 4.37 ist beim größeren Rotor 2 etwas besser, da die benötigte mechanische Leistung nicht um den Betrag wie die hydraulische Leistung ansteigt.

Radialer Abstand Δr_p

Die Vergrößerung des radialen Abstandes zwischen Rotor und Gehäuse von $\Delta r_p = 1,0$ mm auf $\Delta r_p = 1,75$ mm hat eine geringe Änderung der hydraulischen Kennwerte zur Folge. Die hydraulische Leistung ist bei einem größeren Abstand geringfügig besser (vgl. Abbildung 4.38), dafür verschlechtert sich der Wirkungsgrad etwas (vgl. Abbildung 4.39).

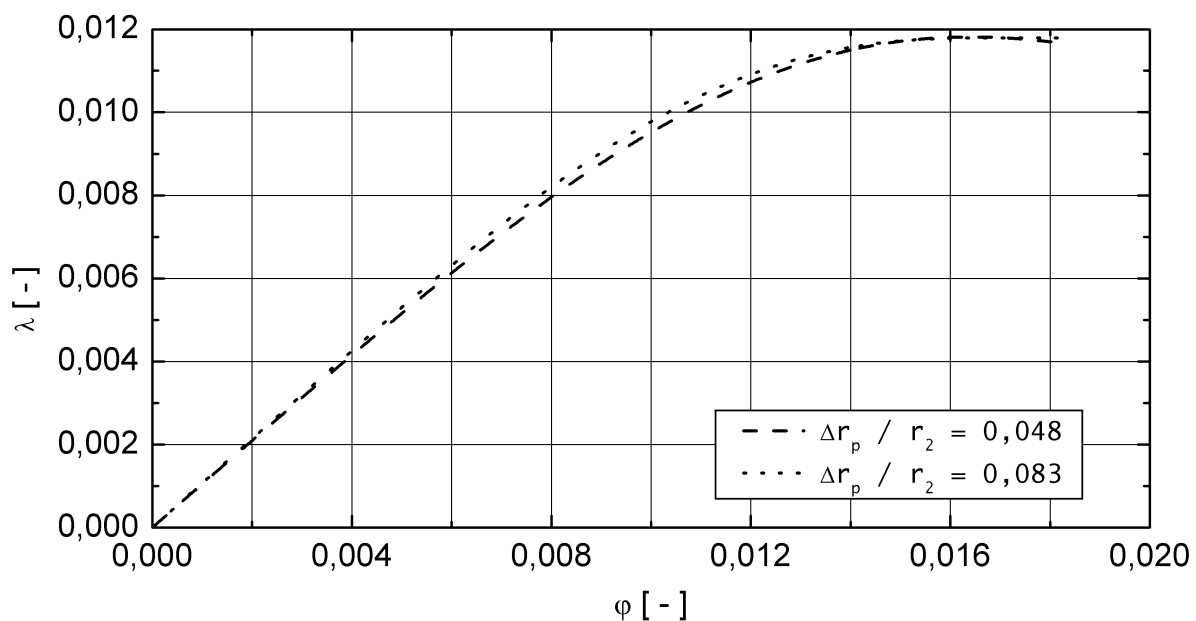


Abbildung 4.38: Hydraulische Leistung bei verschiedenen radialen Abständen Δr_p , sowie $s_n = 0,2$ mm und $n = 2700$ U/min

Axiale Weite am Spiraleintritt h_{Sp}

Ebenso wie im Abschnitt 4.2.1 der Einfluss der Höhe des Spiraleintritts h_{Sp} auf die Axialkraft beschrieben wird, wird diesmal untersucht in wieweit verschiedene Höhen h_{Sp} die hydraulische Charakteristik der Pumpe beeinflussen (vgl. Tabelle 4.7).

Bei Betrachtung der Ergebnisse in Abbildung 4.40 fällt als erstes auf, dass die Pumpe mit einem größerer Zulauf zur Spirale auch mehr Druck erzeugt. Dies zeigt sich sehr deutlich in der

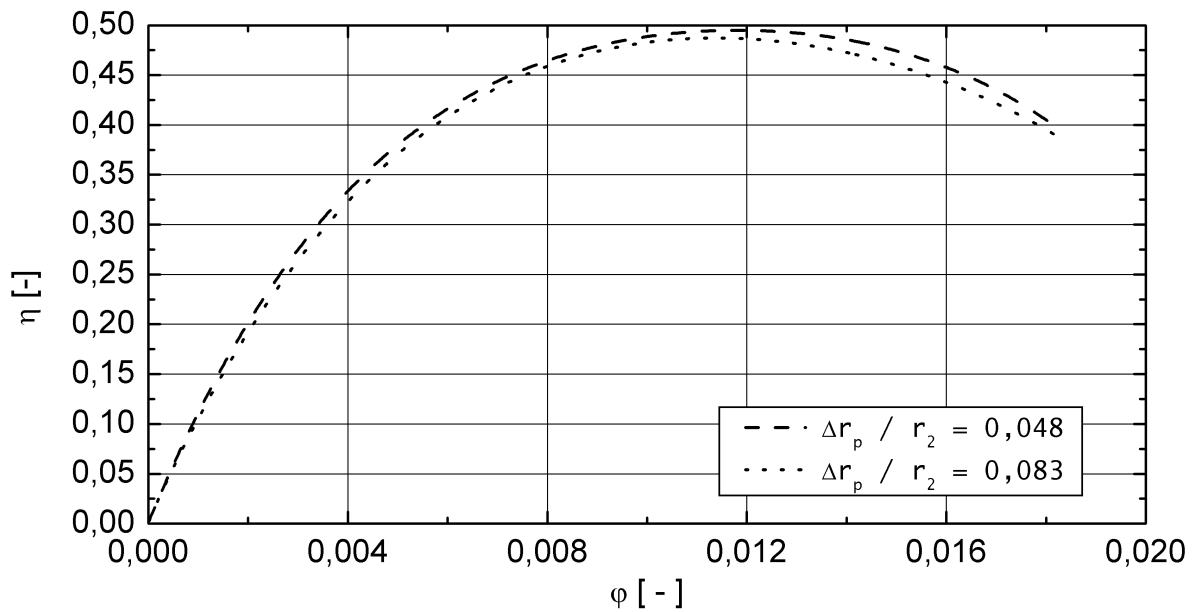


Abbildung 4.39: Hydraulischer Wirkungsgrad η bei verschiedenen radialen Abständen Δr_p , sowie $s_n = 0,2$ mm und $n = 2700$ U/min

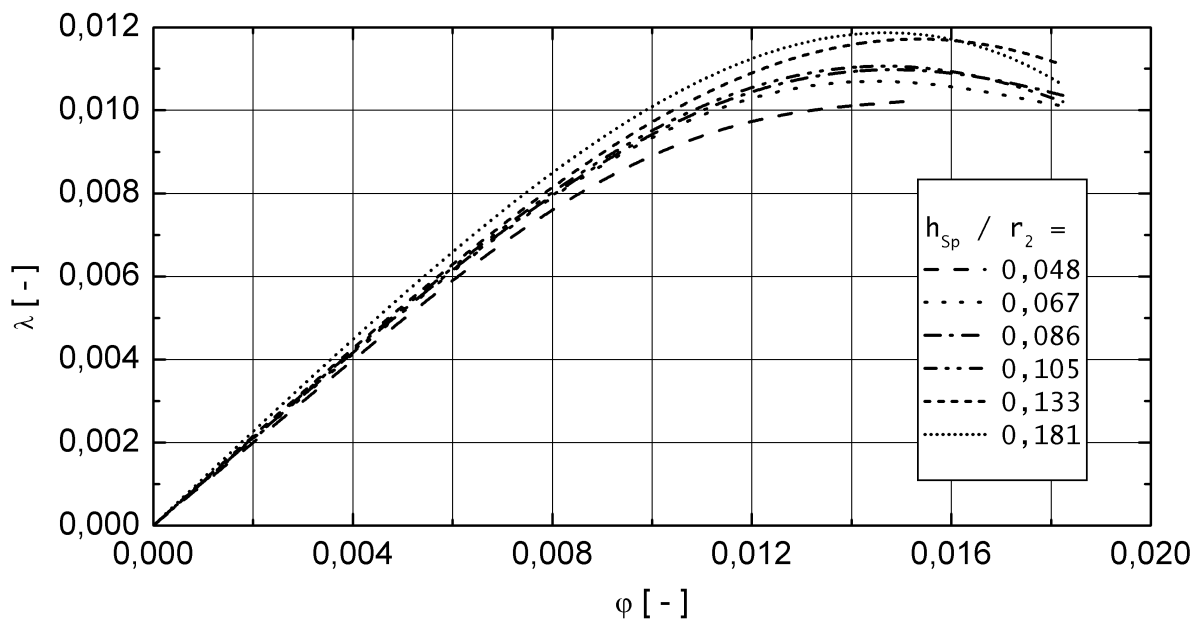


Abbildung 4.40: Leistungszahl λ bei verschiedenen Spiralzulaufhöhen h_{sp} , sowie $s_n = 0,2$ mm und $n = 2700$ U/min

höheren Leistungszahl λ . Mit zunehmender Größe des Zulaufes sinkt der Widerstand beim Eintritt in die Spirale ab. Das Verändern der Spiraleintrittshöhe h_{sp} wirkt sich ähnlich auf die Pumpe aus, wie das Verstellen der Drossel am Pumpenauslass.

Das Drehmoment bleibt bei einer Höhe des Spiraleintritts bis $h_{sp}/r_2 = 0,105$ annähernd konstant und steigt bei einer größeren Breite an. Die besten Wirkungsgrade η werden deshalb bei Spiraleintrittshöhen $0,086 < h_{sp}/r_2 < 0,133$ erreicht (vgl. Abbildung 4.41).

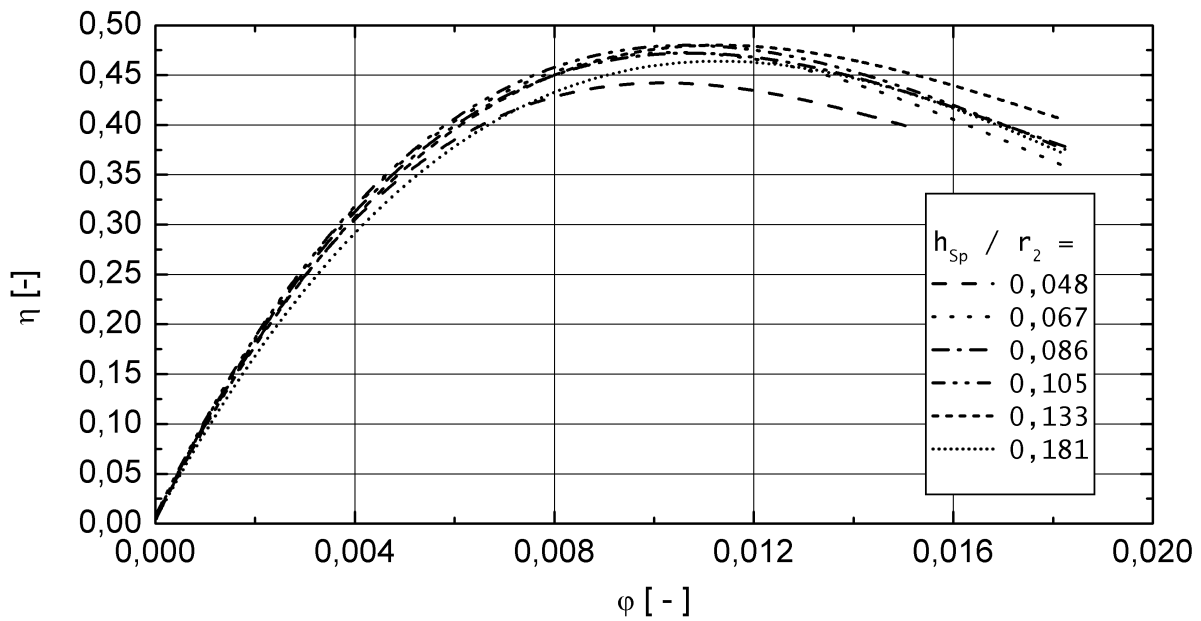


Abbildung 4.41: Hydraulischer Wirkungsgrad η bei verschiedenen Spiralzulaufhöhen h_{Sp} , sowie $s_n = 0,2$ mm und $n = 2700$ U/min

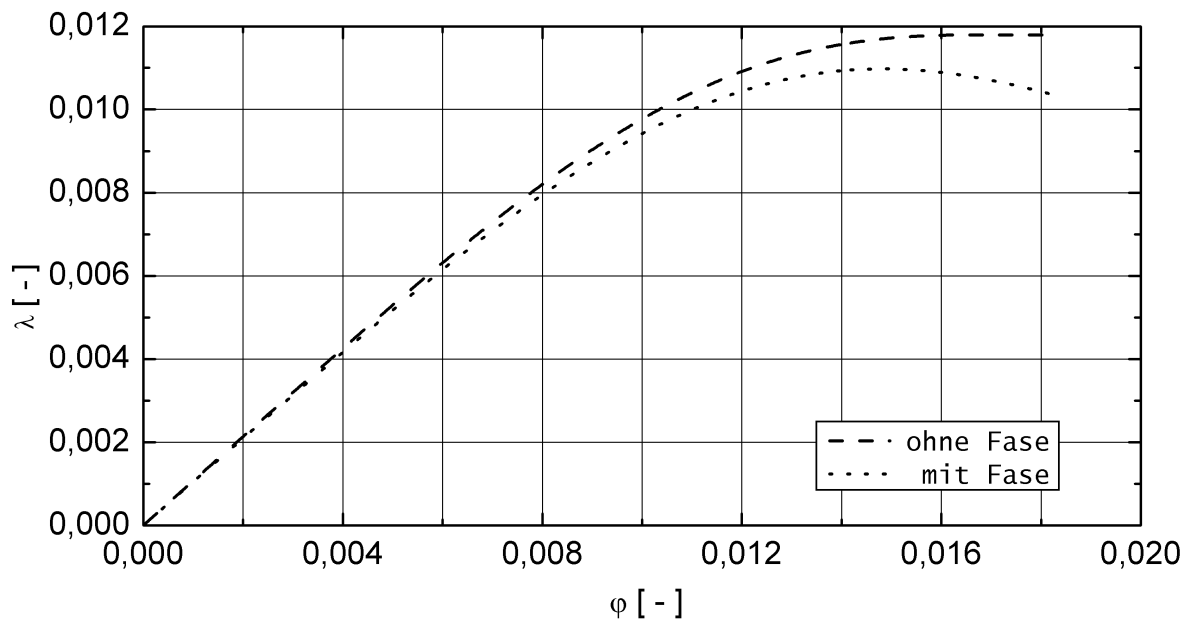


Abbildung 4.42: Einfluss der Fase auf die hydraulischen Leistung bei $h_{Sp} = 1,8$ mm, $s_n = 0,2$ mm und $n = 2700$ U/min

Bei der Höhe des Spiraleintritts $h_{Sp}/r_2 = 0,086$ beziehungsweise $h_{Sp} = 1,8$ mm werden sowohl Versuche ohne als auch mit 45° -Fase am Übergang des Spiralzulaufes in die Spirale gemacht. Der Druckaufbau ist bei beiden Konfigurationen bei geklemmtem Ausfluss gleich, da die Laufradgeometrie nicht verändert wird. Bei Erhöhung des Volumenstroms sinkt der Druck beim angefasten Übergang dann aber stärker ab. Dies zeigt sich in Abbildung 4.42 in der schwächer steigenden Leistungszahl λ . Der Druckabfall beruht auf Verlusten beim

Einströmen in die Spirale beziehungsweise innerhalb derselben, da durch das Anfasen die ehemals optimale Spirallengeometrie vergrößert wird.

Die sinkende hydraulische Leistung schlägt sich dann auch in einem niedrigeren Wirkungsgrad η nieder (vgl. Abbildung 4.43).

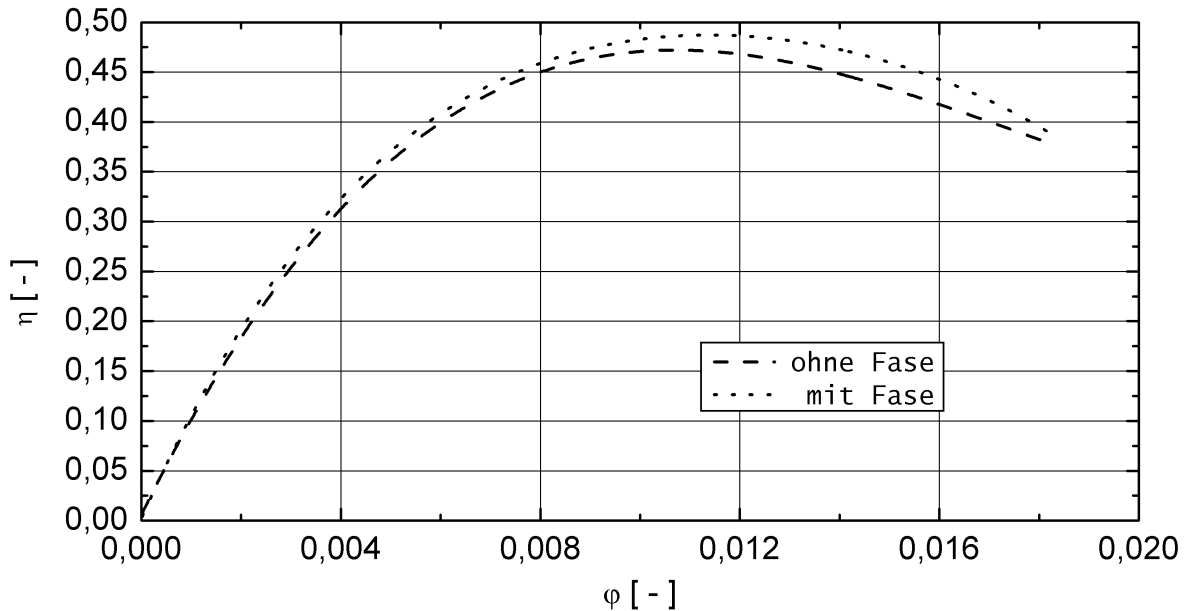
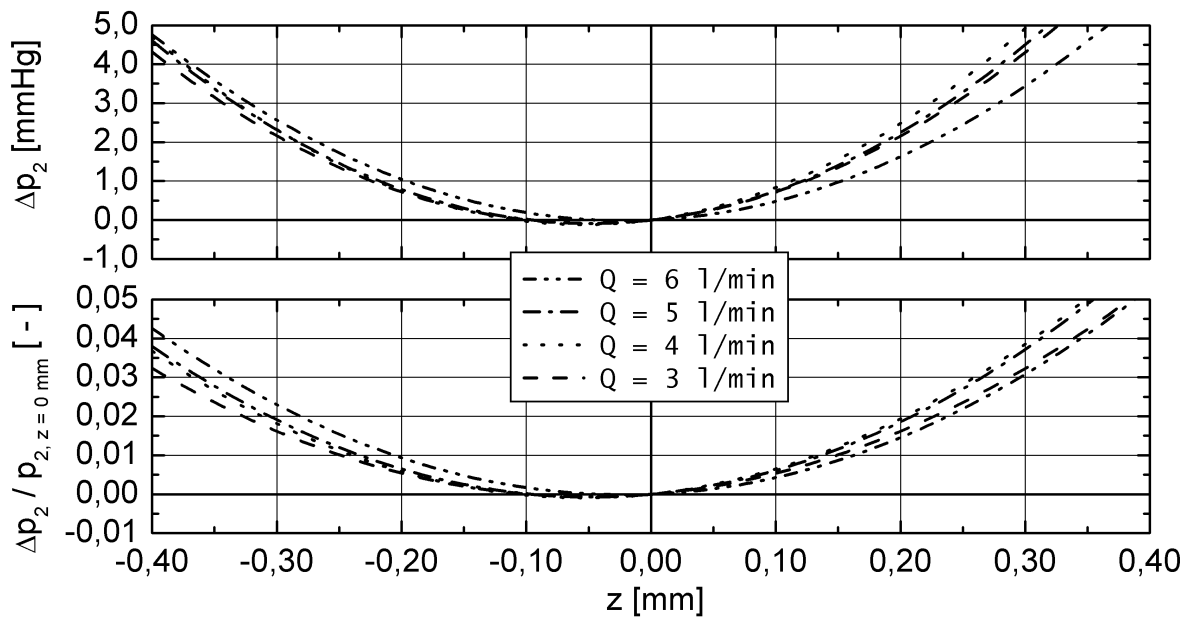


Abbildung 4.43: Einfluss der Fase auf den hydraulischen Wirkungsgrad η bei $h_{Sp} = 1,8$ mm, $s_n = 0,2$ mm und $n = 2700$ U/min

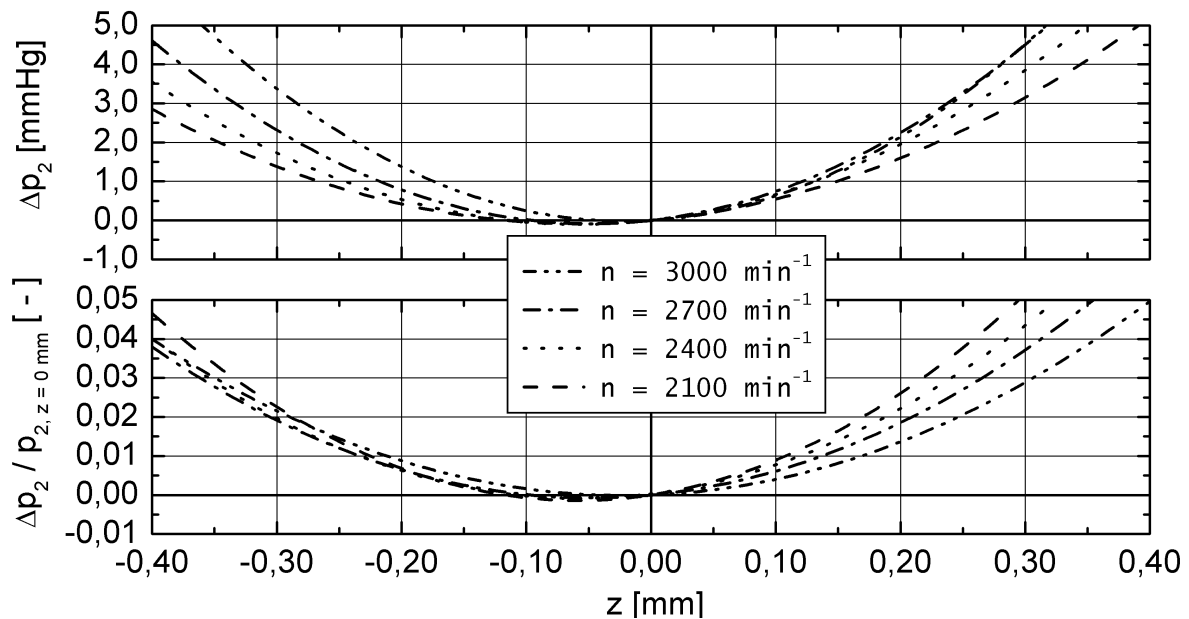
4.3.5 Einfluss der axialen Rotorposition

Bei der Auslenkung des Rotors aus der Mitte können einige interessante Phänomene bezüglich der Pumpenkennwerte beobachtet werden. Im Folgenden werden die Messergebnisse vom Rotor 2 mit einer Spaltweite $s_n = 0,4$ mm betrachtet, weil hier der Effekt am deutlichsten sichtbar ist. Die qualitativen Ergebnisse gelten auch für alle anderen untersuchten Spaltweiten.

In Abbildung 4.44 sieht man, dass der Druck p_2 am Pumpenauslass bei axialer Auslenkung des Rotors ansteigt. Je nach Spaltweite beträgt der Anstieg des Druckes bis zu einigen Prozentpunkten. Eine mögliche Erklärung hierfür ist in Abbildung 4.1 zu sehen. Der Druck sinkt bei Auslenkung des Rotors im weiteren Radseitenraum nicht um den Wert, um den er im engeren ansteigt. Der mittlere Druck beider Radseitenräume zusammengerechnet steigt folglich bei axialer Auslenkung des Laufrades an. Das heißt, dass der gemeinsame Widerstand beider Radseitenräume bei Auslenkung des Rotors ansteigt. Ein größerer Widerstand in den Radseitenräumen hat, ähnlich wie die Drossel am Pumpenauslass, zur Folge, dass der Druck auf der Hochdruckseite der Pumpe ansteigt. Diese Phänomene ist weniger vom Volumenstrom Q (vgl. Abbildung 4.44a), als vielmehr von der Drehzahl n (vgl. Abbildung 4.44b) abhängig. Wobei eine Veränderung der Drehzahl auch einen größeren Einfluss auf den Druck



a: Einfluss verschiedener Volumenströme Q bei $n = 2700$ U/min

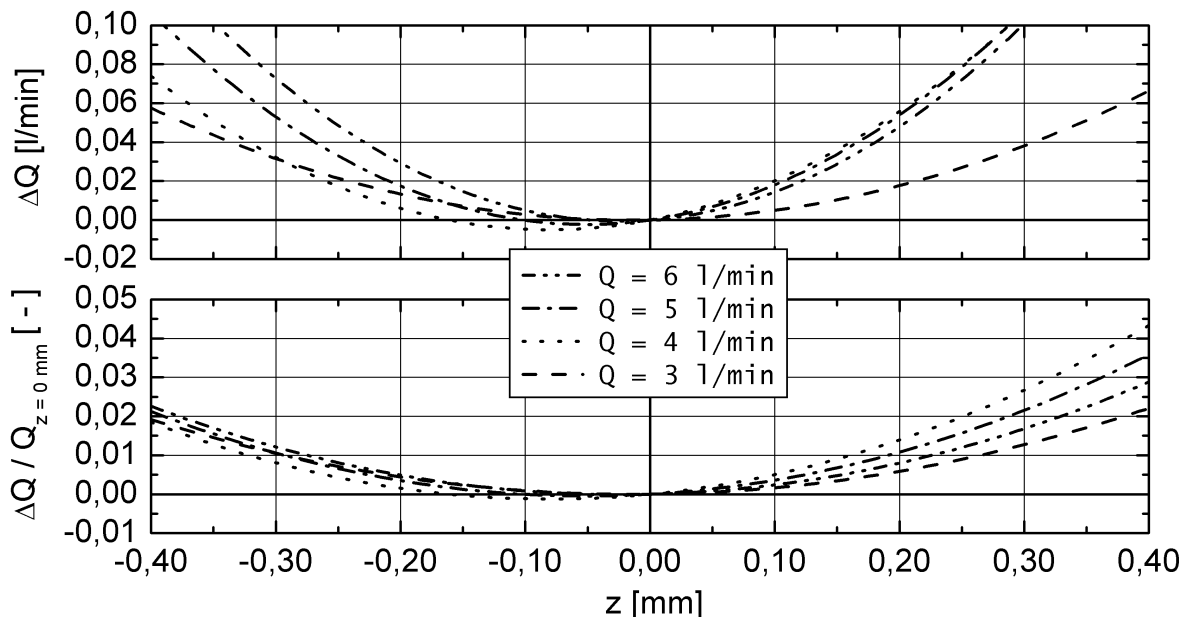


b: Einfluss verschiedener Drehzahlen n bei $Q = 5,0$ l/min

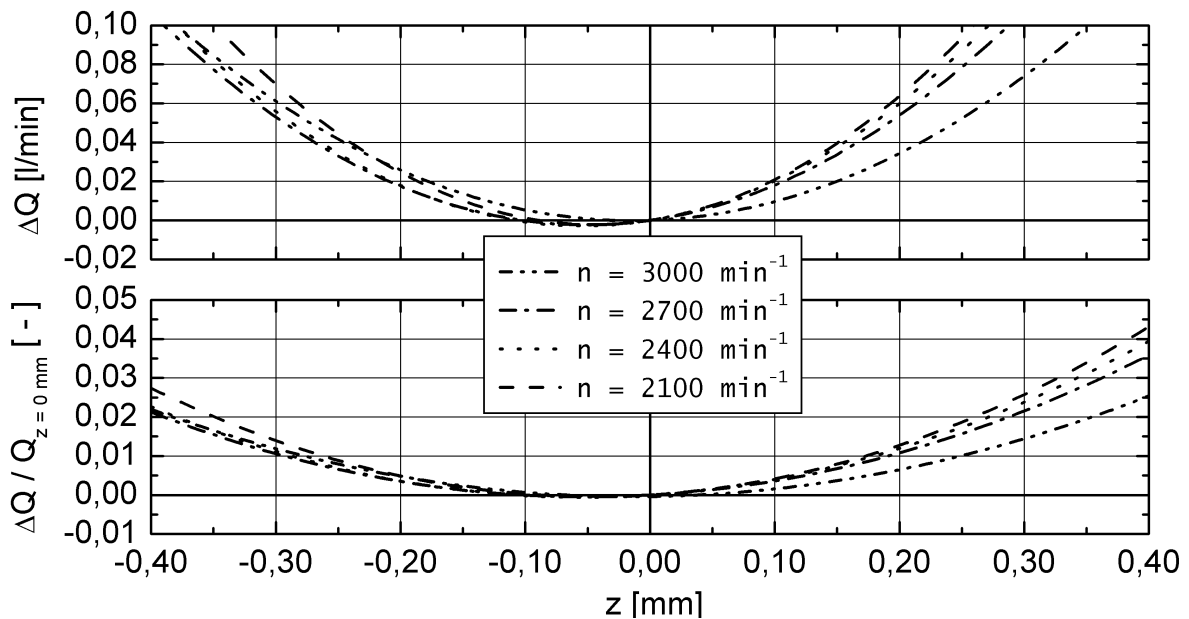
Abbildung 4.44: Druckänderung am Laufradaustritt in Abhängigkeit der axialen Laufradposition für verschiedene Betriebspunkte und Drehzahlen bei $s_n = 0,4$ mm

hat, als eine Änderung des Volumenstroms im Bereich von $3,0 \text{ l/min} \leq Q \leq 6,0 \text{ l/min}$ (vgl. Abbildung 5.1).

Beim Volumenstrom Q ist ähnliches wie beim Druck p zu beobachten. Je weiter der Rotor ausgelenkt wird, desto größer wird der Volumenstrom. Ein niedrigerer Druck am Pumpenauslass beziehungsweise ein erhöhter geförderter Volumenstrom verstärken diesen Effekt ge-



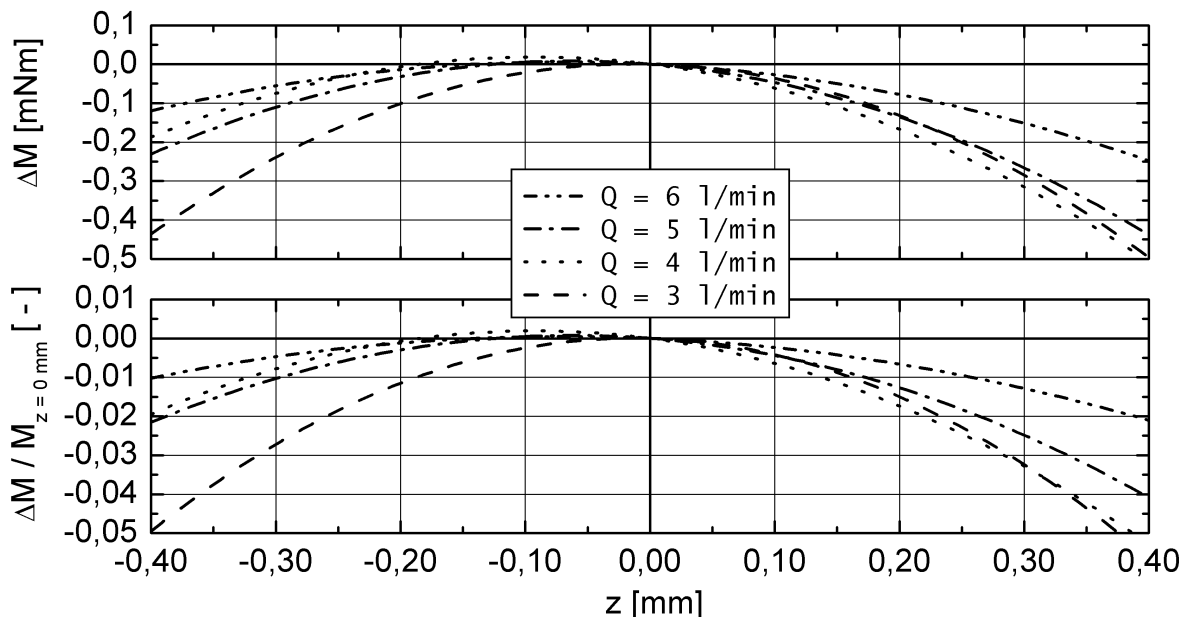
a: Einfluss verschiedener Volumenströme Q bei $n = 2700$ U/min



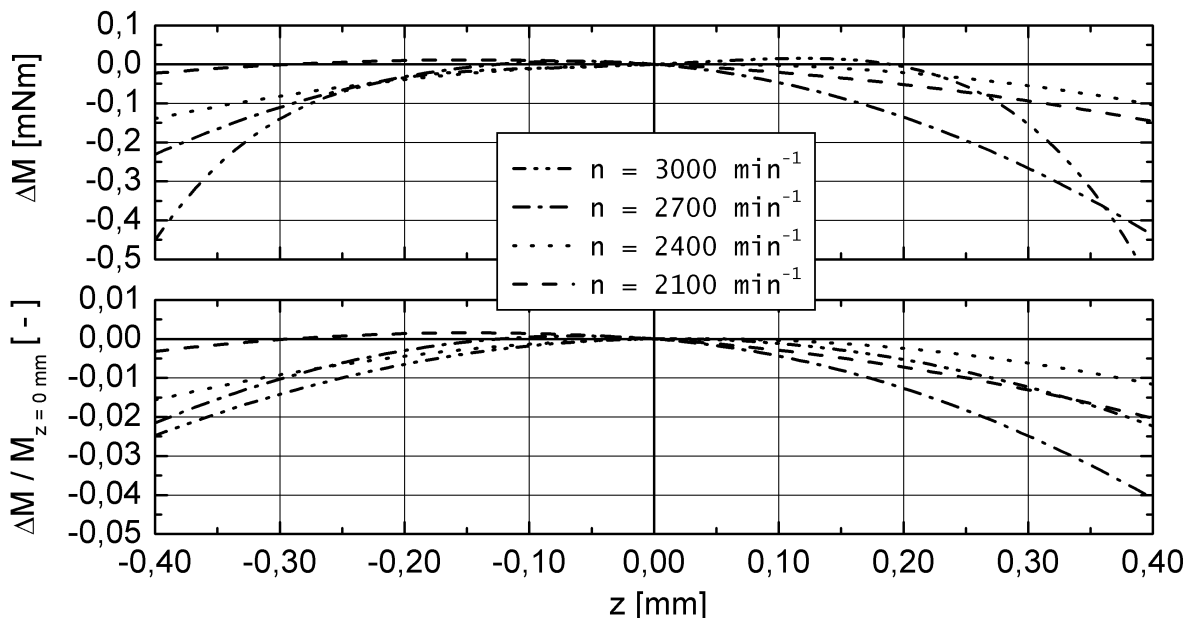
b: Einfluss verschiedener Drehzahlen n bei $Q = 5,0$ l/min

Abbildung 4.45: Änderung des Förderstromes in Abhängigkeit der axialen Laufradposition für verschiedene Betriebspunkte und Drehzahlen bei $s_n = 0,4$ mm

nauso wie ein Absenken der Drehzahl n (vgl. Abbildung 4.45). Die relative Änderung des geförderten Volumenstroms bleibt aber in weiten Bereich annähernd identisch. Auch hier gilt für die Radseitenräume das gleiche wie für die Änderung des Druckes, die oben beschrieben wurde. Bei Auslenkung des Rotors steigt der mittlere Widerstand in den Radseitenräumen an. Ein Anstieg des Widerstandes bedeutet, dass die Drosselwirkung in den Spalten größer wird und hat somit einen Verringerung des Verluststroms Q_V zur Folge. Da sich der ge-



a: Einfluss verschiedener Volumenströme Q bei $n = 2700$ U/min



b: Einfluss verschiedener Drehzahlen n bei $Q = 5,0$ l/min

Abbildung 4.46: Drehmomentänderung in Abhängigkeit der axialen Laufradposition für verschiedene Betriebspunkte und Drehzahlen bei $s_n = 0,4$ mm

förderte Volumenstrom nach der Formel 4.15 berechnet und der Volumenstrom Q_{Rotor} des Laufrades nur von dessen Innengeometrie und der Drehzahl abhängig ist, steigt der geförderte Volumenstrom Q auf Kosten des Verluststroms Q_V bei Auslenkung des Rotors an.

$$Q = Q_{Rotor} - (Q_{V, \text{oberer Radseitenraum}} + Q_{V, \text{unterer Radseitenraum}}) \quad (4.15)$$

Aus dem Ansteigen des Druckes und des geförderten Volumenstroms bei einem axial verschobenen Laufrad ergibt sich konsequenterweise auch ein Anstieg der hydraulischen Leistung.

Ebenso verändert sich das Drehmoment M bei axialer Auslenkung des Rotors. Mit steigendem Volumenstrom Q und sinkender Drehzahl n verschwindet dieser Effekt aber immer mehr (vgl. Abbildung 4.46). An sich geht man bei steigender hydraulischer Leistung von einem erhöhten Drehmoment aus. Anscheinend überwiegen hier aber die positiven Änderung der Reibung im Radseitenraum, so dass trotz erhöhtem Druck und Volumenstrom das Drehmoment noch absinkt. Eine mögliche Erklärung findet man bei der Betrachtung der Reibungsverluste im Radseitenraum. Die Reibmomente in den Radseitenräumen berechnen sich analog zu denen einer rotierenden Scheibe in einem Gehäuse [49]:

$$M_{V, \text{Radseitenreibung}} = c_M \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \omega^2 \cdot r_2^5 \quad (4.16)$$

$$P_{V, \text{Radseitenreibung}} = c_M \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \omega^3 \cdot r_2^5 \quad (4.17)$$

Wobei sich der Beiwert c_M aus den Einzelwerten für den Radseitenraum vor der Drosselstelle und für die Drosselstelle zusammensetzt, da die Strömungsformen in diesen beiden Bereichen nicht immer gleich sind.

$$\begin{aligned} c_M &= c_{M, \text{ oberer Radseitenraum}} + c_{M, \text{ unterer Radseitenraum}} = \\ &= c_{M, \text{ o. Rs vor Drossel}} + c_{M, \text{ o. Rs, Drossel}} + c_{M, \text{ u. Rs vor Drossel}} + c_{M, \text{ u. Rs, Drossel}} \end{aligned} \quad (4.18)$$

Der Drehmomentbeiwert c_M hängt nicht nur von der Strömungsform und damit von der Reynoldszahl Re ab, sondern auch von dem Verhältnis von Spaltweite s zu Laufradradius r_2 . Eine Aufstellung zur Berechnung der Drehmomentbeiwerte bei verschiedenen Strömungsformen findet man zum Beispiel bei Daily und Nece [11]. Gülich hat zwar eine Formel gefunden, die alle vier Strömungsbereiche abdeckt, aber diese ist um einiges komplexer und würde an dieser Stelle nur stören [25]. Im Folgenden sind die Drehmomentbeiwerte für jeweils einen Radseitenraum⁵ analog zu den Strömungsformen aus Tabelle 2.1 und Abbildung 2.3 aufgelistet:

$$\text{laminar, berührende Grenzschichten:} \quad c_{M, Rs} = \frac{\pi}{Re} \cdot \left(\frac{r_2}{s} \right) \quad (4.19)$$

$$\text{laminar, getrennte Grenzschichten:} \quad c_{M, Rs} = \frac{1,85}{Re^{1/2}} \cdot \left(\frac{s}{r_2} \right)^{1/10} \quad (4.20)$$

$$\text{turbulent, berührende Grenzschichten:} \quad c_{M, Rs} = \frac{0,04}{Re^{1/4}} \cdot \left(\frac{r_2}{s} \right)^{1/6} \quad (4.21)$$

$$\text{turbulent, getrennte Grenzschichten:}^6 \quad c_{M, Rs} = \frac{0,051}{Re^{1/5}} \cdot \left(\frac{s}{r_2} \right)^{1/10} \quad (4.22)$$

⁵Es werden die von Daily und Nece publizierten Werte halbiert [11].

⁶Für die Strömungsform „turbulent, getrennte Grenzschichten“ ist in der Originalarbeit [11] der konstante Wert „0,0102“ angegeben, der bei Halbierung dem Wert „0,0051“ entsprechen würde. In einigen der

Streng genommen gelten die Gleichungen 4.19 bis 4.22 nur für einen nicht durchströmten Radseitenraum. Aber unter bestimmten Bedingungen, können sie auch für durchströmte Radseitenräume herangezogen werden (vgl. [49]). Die Strömungsform „laminar, berührende Grenzschichten“ wird im Weiteren nicht mehr betrachtet, da sie nur bei $Re < 10^3$ vorkommt und dies hier nicht der Fall ist. Die entsprechende Reynoldszahl für die obigen Gleichungen lautet:

$$Re = \frac{\omega \cdot r_2^2}{\nu} \quad (4.23)$$

Die Reynoldszahl ist einzig von der Drehzahl n abhängig und nicht von der Position des Rotors im Gehäuse, so dass sie in die Berechnung des Beiwertes c_M unabhängig von der Rotorposition nur als Konstante eingeht. Im Gegensatz dazu ändert sich das geometrische Verhältnis bei einem axialen Auslenken des Rotors. Aufgrund der Potenzen ändert sich das Produkt der geometrischen Verhältnisse aber erst bei relativ großen Auslenkungen. Im Fall „turbulent, berührende Grenzschichten“ steigt das geometrische Verhältnis bei Auslenkung an und sinkt in den anderen beiden Fällen ab (vgl. Abbildung 4.47).

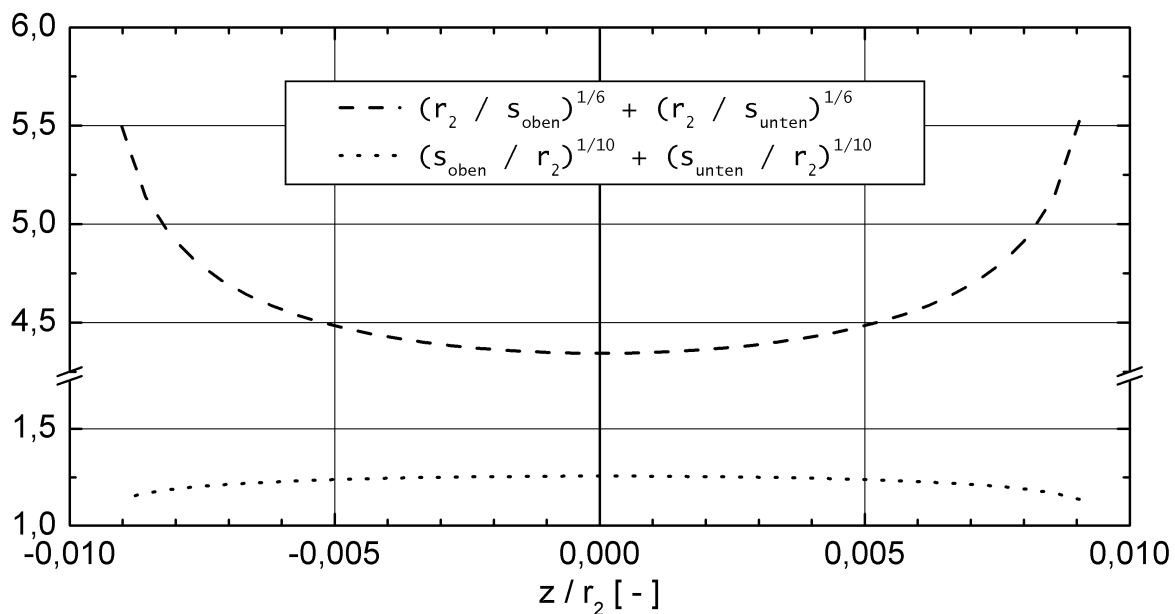


Abbildung 4.47: addiertes geometrisches Verhältnis beider Radseitenräume

Wie oben beschrieben, muss man den Radseitenraum in zwei Bereiche aufteilen und diese getrennt voneinander betrachten. Da die Verluste bei axialer Auslenkung des Laufrades jedoch insgesamt geringer werden, kann man davon ausgehen, dass im verhältnismäßig großen Bereich vor der Drosselstelle der Fall „turbulent, berührende Grenzschichten“ nicht auftritt, da man dies im Drehmoment sehen würde. Dies deckt sich auch mit den Erkenntnissen aus Abschnitt 4.3.8. Im Bereich der Drosselstelle kann der Zustand „turbulent, berührende Grenzschichten“ aber sehr wohl auftreten.

nachfolgenden Arbeiten wird dieser Wert aber mit „0,102“ angegeben (z.B.: Geis [20], Gülich [24]). Nach einem Hinweis von Prof. Dr.-Ing. Schilling (Lehrstuhl für Fluidmechanik, TU München) wird deshalb auch hier der Wert „0,102“ verwendet.

Als Folge der geometrischen Verhältnisse sinkt der summierte Beiwert c_M der Radseitenreibung beider Spalte, weil der Anstieg der Reibungsverluste im weiter werdenden Radseitenraum nicht so stark ausfällt wie der Abfall im kleiner werdenden Radseitenraum. Wenn man den summierten Drehmomentbeiwert c_M anhand der obigen Gleichungen 4.21 und 4.22 und anhand der geometrischen Abmessungen der verwendeten Radseitenraumgeometrie errechnet, so erhält man einen Verlauf, der dem Verlauf des veränderten Drehmoments bei Auslenkung sehr ähnelt (vgl. Abbildung 4.48).

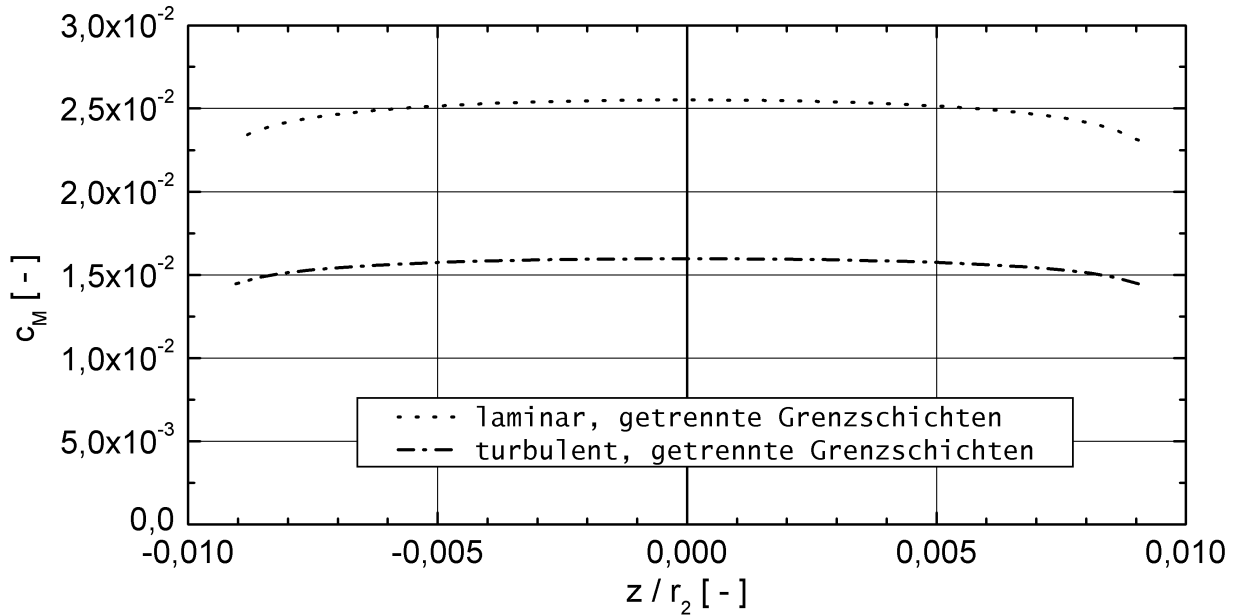
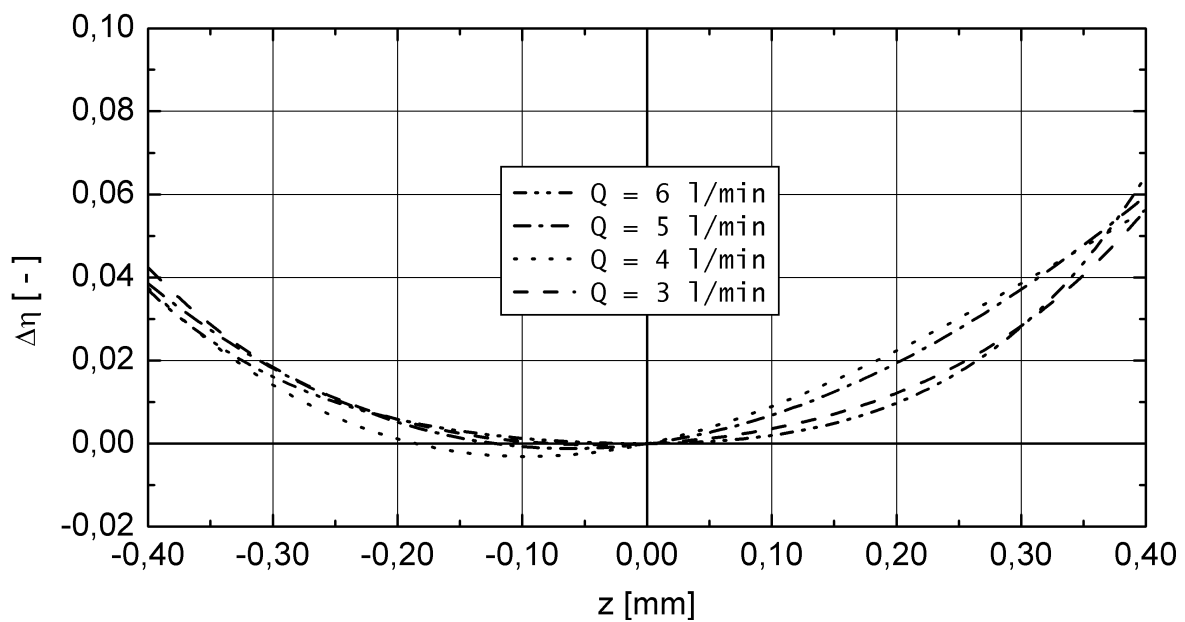


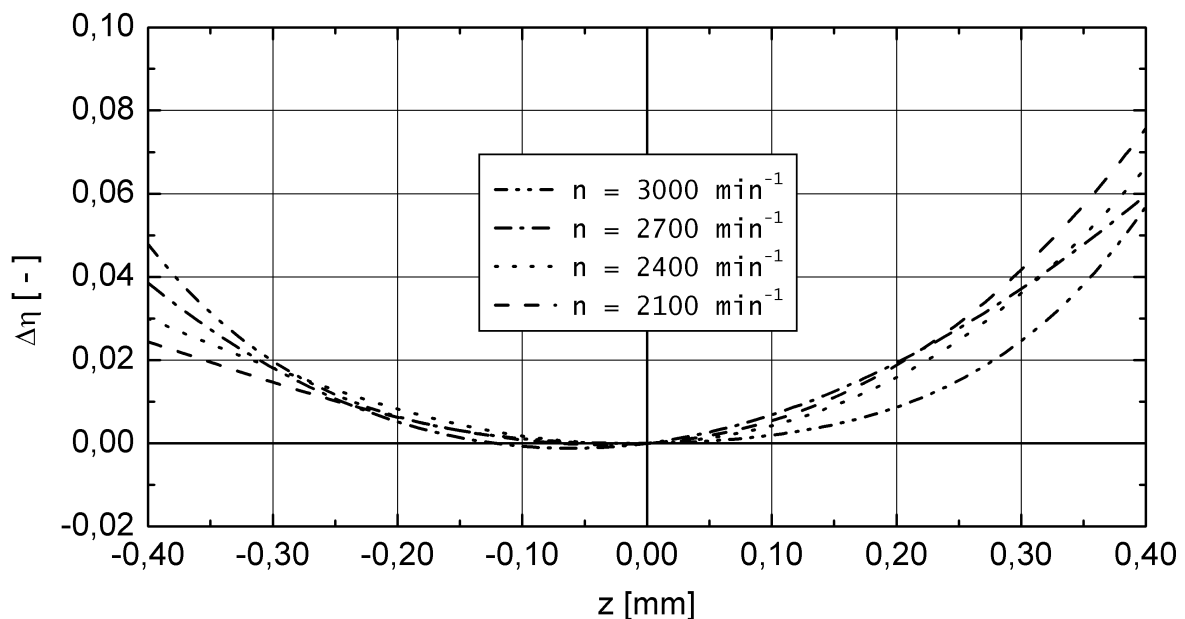
Abbildung 4.48: Einfluss der axialen Rotorposition z/r_2 auf den Drehmomentbeiwert c_M bei der Radseitenräume bei Strömungen mit getrennten Grenzschichten, sowie $s_n = 0,2$ mm und $n = 2700$ U/min

Die Konsequenzen aus der Veränderung der hydraulischen und mechanischen Parameter der Pumpe bei Auslenkung des Rotors sind in Abbildung 4.49 zu sehen. Der hydraulische Wirkungsgrad η der Pumpe steigt bei großen Auslenkungen des Rotors um einige Prozentpunkte an. Sowohl der geförderte Volumenstrom Q , als auch die Drehzahl n beeinflussen diesen Anstieg.

Abschließend sei noch kurz der Einfluss der nominellen Spaltweite s_n auf diese Effekte erwähnt. Die in diesem Abschnitt beschriebenen Phänomene sind erst bei der Auswertung der Ergebnisse aufgefallen. Um genauere Daten zu erhalten, müssten Versuche durchgeführt werden bei denen die Veränderung der Parameter explizit untersucht wird. Unter Umständen müssen Maßnahmen gegen das Rauschen, das vor allem die Auswertung bei den engen Spaltweiten ($s_n \leq 0,2$ mm) unmöglich macht, eingeleitet werden. Trotzdem ist bei Betrachtung der Wirkungsgradänderung $\Delta\eta$ verschiedener Konfigurationen mit unterschiedlichen Spaltweiten in Abbildung 4.50 zu erkennen, dass der Anstieg des Wirkungsgrads auch noch bei Drosselstellen mit engeren Spaltweiten auftritt.



a: Einfluss verschiedener Volumenströme Q bei $n = 2700$ U/min



b: Einfluss verschiedener Drehzahlen n bei $Q = 5,0$ l/min

Abbildung 4.49: Wirkungsgraderhöhung in Abhängigkeit der axialen Rotorposition für verschiedene Betriebspunkte und Drehzahlen, sowie $s_n = 0,4$ mm

Diese Phänomene treten nur bei geöffnetem Pumpenauslass auf ($Q > 0$ l/min) und auch nur bei axialem Versatz des Laufrads. Bei einem gekippten Laufrad konnten keine Veränderungen der hydraulischen Parameter beobachtet werden. Bei den Ergebnissen treten selbstverständlich wieder die bereits angesprochenen Asymmetrien in den Verläufen auf, da es sich nur um eine andere Darstellung der weiter vorne präsentierten Ergebnisse handelt.

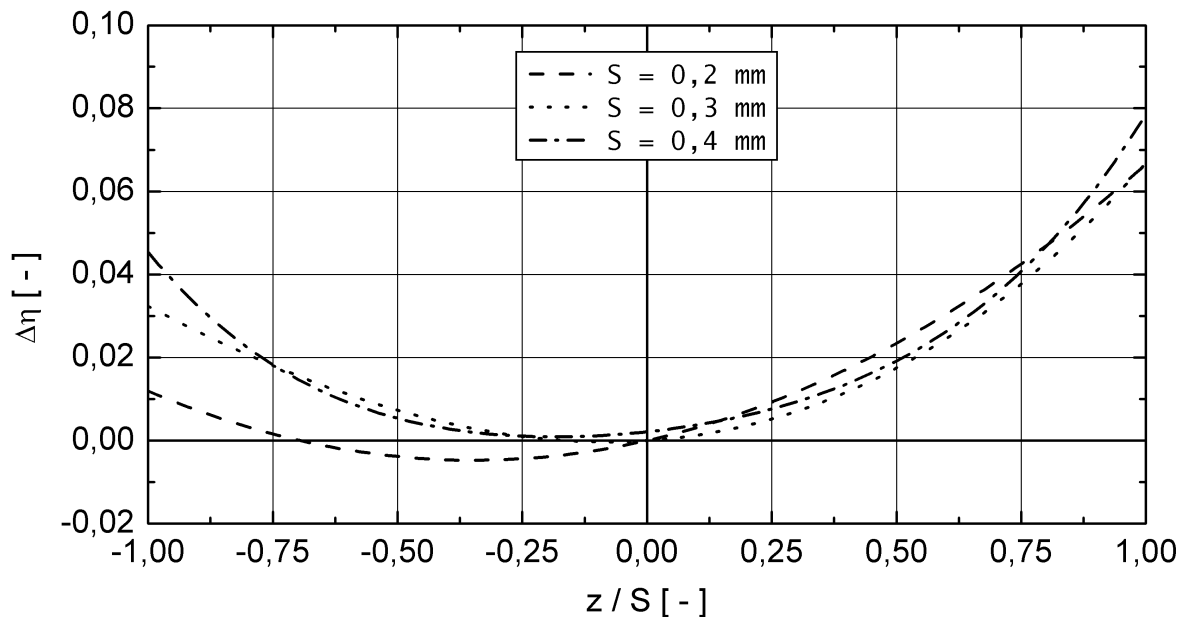


Abbildung 4.50: Wirkungsgraderhöhung bei axialem Versatz des Rotors und verschiedenen Spaltweiten sowie $Q = 5,0 \text{ l/min}$ und $n = 2700 \text{ U/min}$

4.3.6 Einfluss von Pre- und Afterload

Im menschlichen Körper ist der Vordruck (Preload) der linken Herzkammer abhängig von den momentanen Anforderungen an den menschlichen Kreislauf. Bei körperlicher Anstrengung steigt der Preload an und fällt nachts, während des Schlafes, ab [56]. Bei einem höheren Preload strömt während des Füllvorgangs des Herzens mehr Blut in die Herzkammer ein. Dadurch steigt einerseits das Schlagvolumen und andererseits auch der Druck am Auslass des Herzens (Afterload). Umgekehrt sinkt bei konstanter Vorlast und gleichzeitiger Erhöhung des Afterloads das Schlagvolumen. Dieser Mechanismus wird auch als Frank-Starling-Mechanismus bezeichnet. Um den Einfluss des Vordruckes auf das Herzunterstützungssystem zu untersuchen wird der Vordruck der Pumpe im Bezug zu den vorherigen Versuchen im Bereich $-15 \text{ mmHg} \leq p_{\text{Preload}} \leq +30 \text{ mmHg}$ verändert. Eine Veränderung des Afterloads entspricht einer veränderten Stellung der Drossel. Die Ergebnisse sind bereits in den vorangegangenen Drosselkurven zu sehen, werden zur Verdeutlichung der physiologischen Mechanismen aber nochmal kurz dargestellt. Für diese Versuche wird der Rotor 2 mit einem radialen Abstand $\Delta r_p = 1,75 \text{ mm}$ und einer Höhe des Spiraleneintritts $h_{sp} = 2,2 \text{ mm}$ verwendet. Untersucht werden nur die hydraulischen Parameter der Pumpe.

Die dimensionslose Darstellung der Drosselkurven in Abbildung 4.51 zeigt, dass die Pumpe unabhängig vom Vordruck (Preload) in jedem Betriebspunkt den gleichen Druck erzeugt. Bei steigendem Afterload, schließender Drossel am Pumpenauslass, sinkt der Volumenstrom Q ab. Der Betriebspunkt wandert dabei auf der Drosselkurve nach links. Die Unabhängigkeit der Pumpencharakteristik liegt daran, dass das Laufrad einer Kreiselpumpe nur eine Totaldruckdifferenz erzeugt. Die theoretische Totaldruckdifferenz Δp_{th} hängt nur von der Schauflengeometrie beziehungsweise der Umlenkung der Strömung, sowie der Dichte des Fluids und

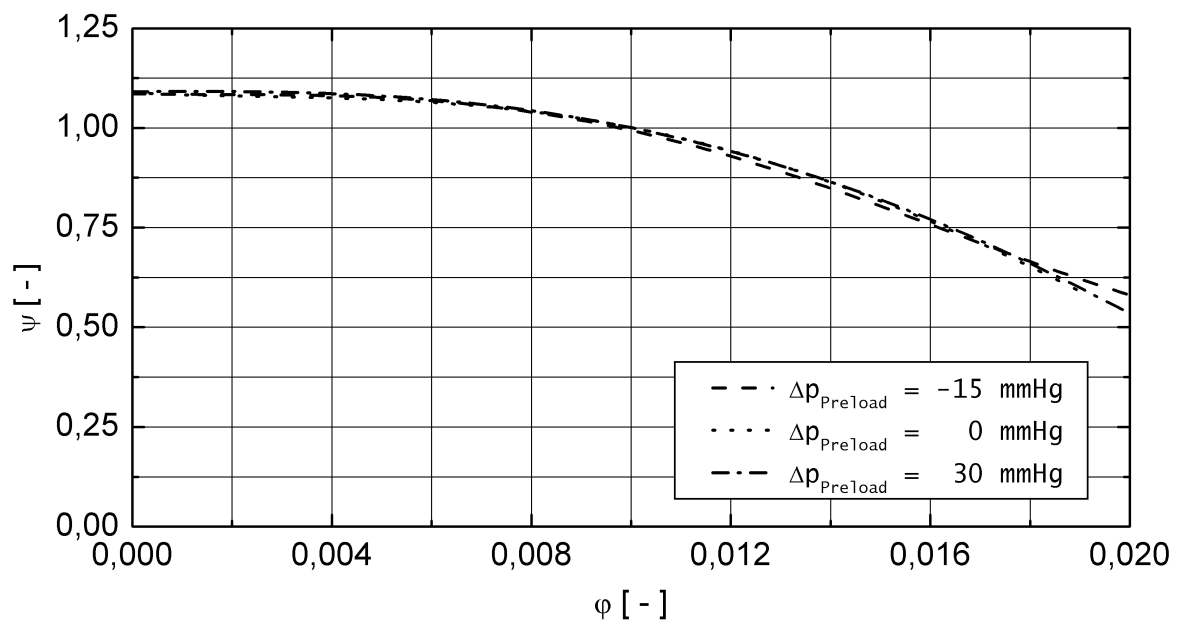


Abbildung 4.51: Drosselkurven bei verschiedenen Preloads und konstanter Drehzahl $n = 2400$ U/min

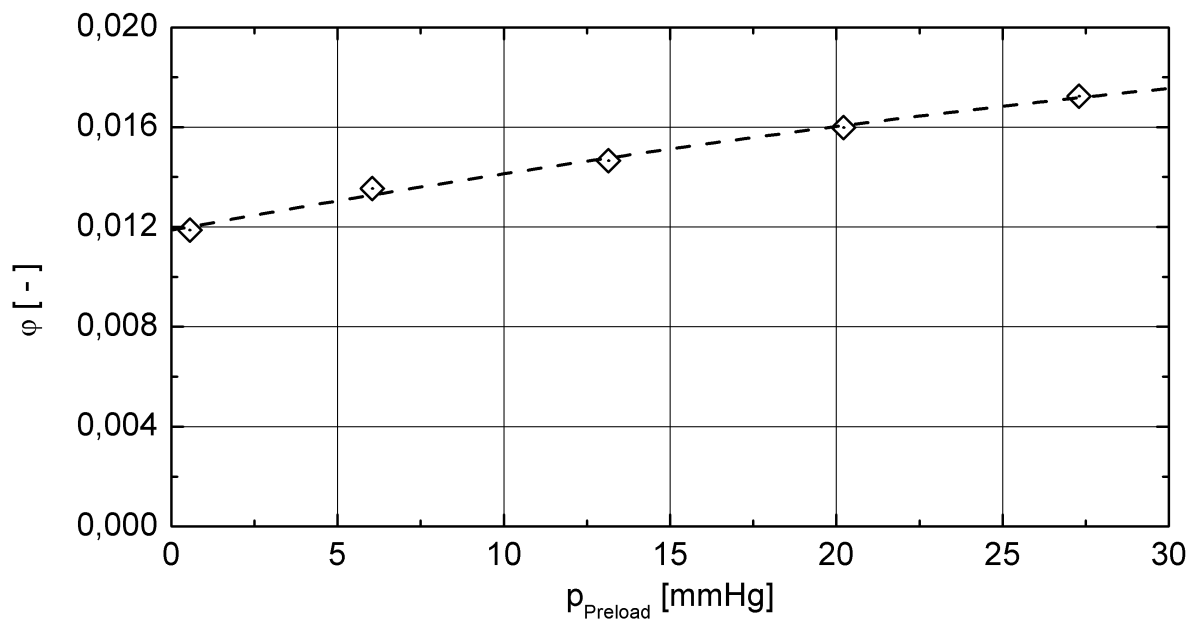


Abbildung 4.52: Volumenstrom bei verschiedenen Preloads und konstanter Drehzahl $n = 2400$ U/min

der Rotordrehzahl ab:

$$\Delta p_{th} = \rho \cdot Y_{th} = \rho \cdot \omega \cdot \Delta(r \cdot c_{\varphi}) \quad (4.24)$$

In einem weiteren Versuch wird bei konstantem Afterload der Preload schrittweise erhöht. Die Ergebnisse sind in Abbildung 4.52 dargestellt. Der Volumenstrom steigt mit zunehmenden

dem Preload immer mehr an, da die Pumpe immer weniger Druck erzeugen muss. Der Betriebspunkt wandert auf der Drosselkurve weiter nach rechts.

Der Vordruck im Zulauf der Pumpe hat, anders als beim menschlichen Herz, keinen Einfluss auf den geförderten Volumenstrom und die Druckdifferenz, die von der Pumpe erzeugt wird. Dafür beeinflusst aber der Afterload beziehungsweise die Differenz zwischen Pre- und Afterload den geförderten Volumenstrom.

4.3.7 Einfluss der Viskosität

Analog zu den Versuchen aus Abschnitt 4.2.3 wird im Folgenden der Einfluss der Viskosität von destilliertem Wasser ($\eta = 0,72 \text{ mPa s}$) und HES ($\eta = 3,8 \text{ mPa s}$) auf die hydraulischen Kennwerte untersucht. Die weiteren Eigenschaften der beiden Fluide sind in Tabelle 3.4 aufgelistet. Bei diesen Versuch beträgt der radiale Abstand $\Delta r_p = 1,75 \text{ mm}$ und die Zulaufhöhe der Spirale $h_{sp} = 2,2 \text{ mm}$.

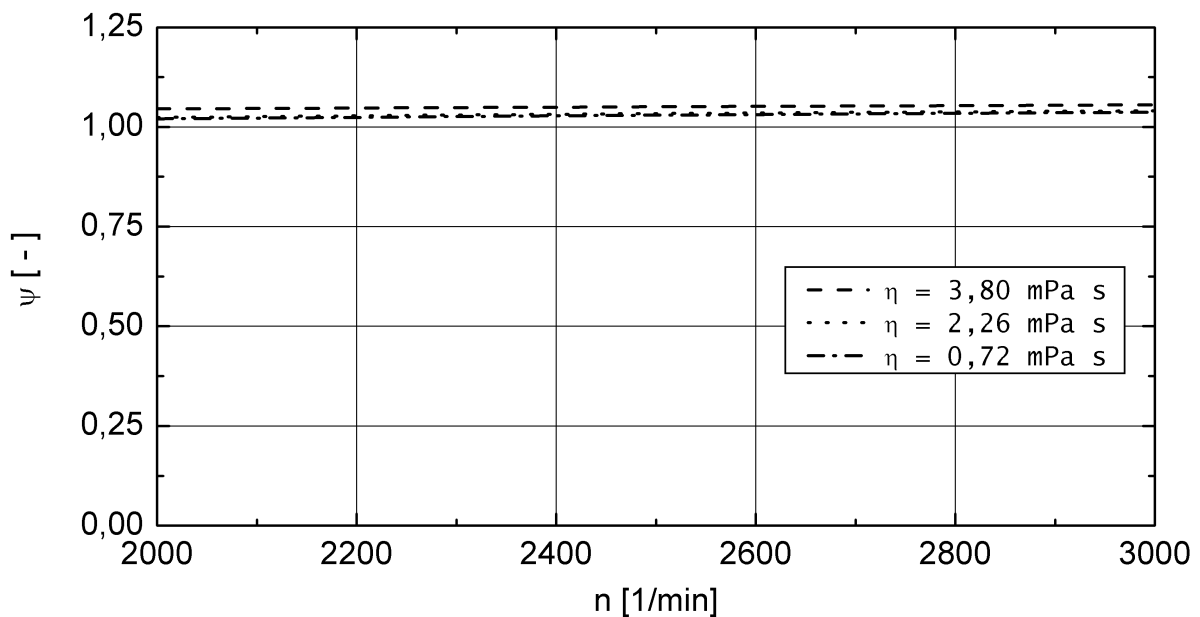


Abbildung 4.53: Druckaufbau des Laufrades bei geklemmtem Pumpenauslass ($Q = 0 \text{ l/min}$) in Abhängigkeit verschiedener Viskositäten und Drehzahlen, sowie $s_n = 0,2 \text{ mm}$

In Abbildung 4.53 ist der Druck bei geklemmtem Ausfluss im geforderten Drehzahlbereich $2000 \text{ U/min} < n < 3000 \text{ U/min}$ dargestellt. Dieser ist bei allen drei Fluiden gleich groß, da für den theoretisch maximalen Druckaufbau Δp_{th} nur die Schaufelgeometrie beziehungsweise die Umlenkung der Strömung sowie die Dichte, die bei den hier untersuchten Fluiden gleich ist, und nicht die Viskosität des Fluides verantwortlich sind (vgl. Gl. 4.24). Der nahezu horizontale Verlauf der Kurven beruht auf der Definition der Druckzahl (vgl. Gleichung 3.22).

Bei einem zäheren Fluid sinkt der Druck bei steigendem geförderten Volumenstrom aber schneller ab, da die Reibungsverluste mit der Viskosität ansteigen (vgl. Abbildung 4.54). Dies

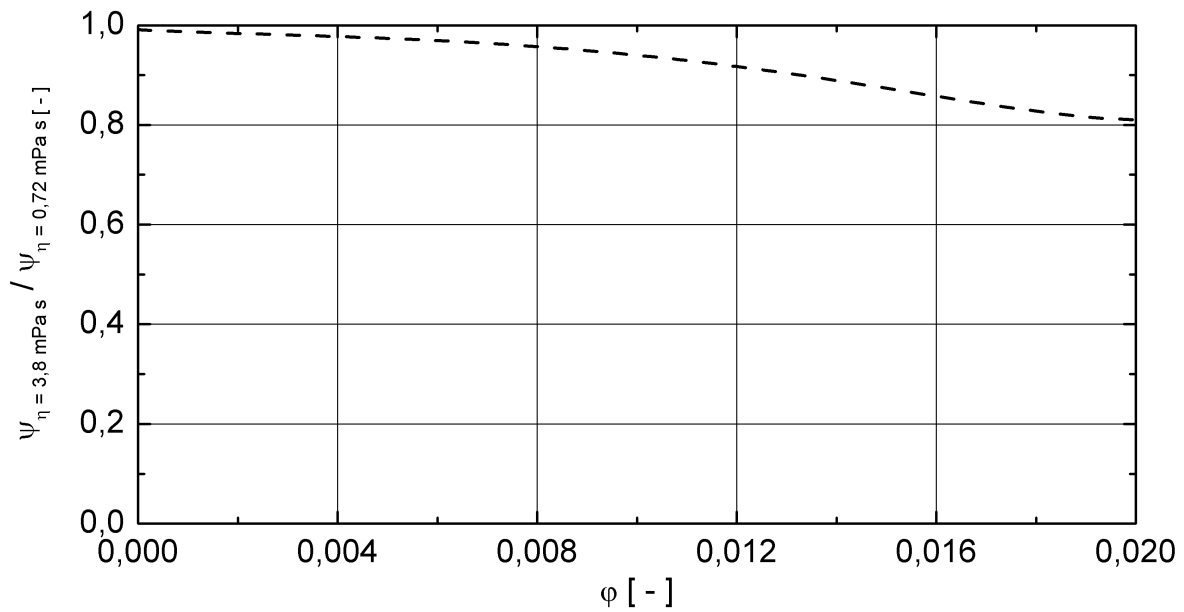


Abbildung 4.54: Druckunterschiede bei verschiedenen Viskositäten und $s_n = 0,2$ mm und $n = 2400$ U/min

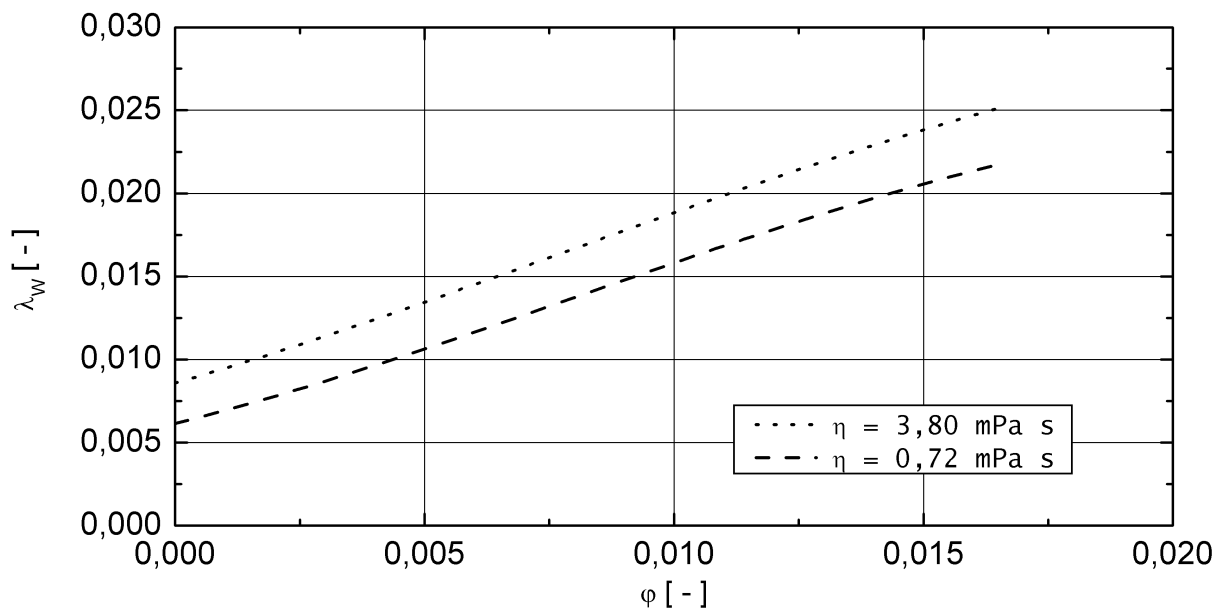


Abbildung 4.55: Mechanische Wellenleistung bei verschiedenen Viskositäten, $s_n = 0,2$ mm und $n = 2400$ U/min

beruht auf dem Zustand der Strömung, die mit steigender Viskosität immer laminarer wird. Dadurch werden jedoch die Reibungsverluste immer größer.

Die benötigte mechanische Wellenleistung λ_W steigt in Abhängigkeit von der Viskosität η um einen drehzahlabhängigen Betrag an (vgl. Abbildung 4.55). Daraus und aus den schneller fallenden Drosselkurven ergeben sich für zähere Medien weitaus schlechtere Wirkungsgrade

(vgl. Abbildung 4.56). Der Wirkungsgrad η steigt bei der Verwendung von destilliertem Wasser auf $\eta \geq 0.60$ an.

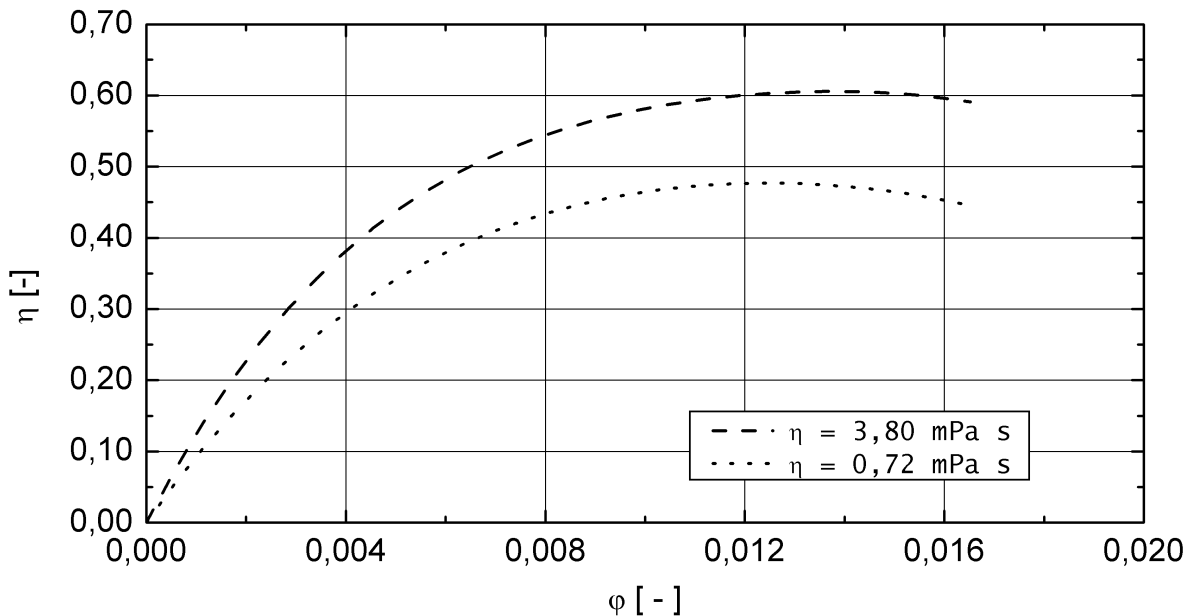


Abbildung 4.56: Hydraulischer Wirkungsgrad bei verschiedenen Viskositäten, $s_n = 0,2 \text{ mm}$, $n = 2400 \text{ U/min}$ und $Q = 5,0 \text{ l/min}$

4.3.8 Stromlinienbilder auf dem Rotor

In Abbildung 4.57 sind auf den Aluminiumdeckscheiben deutliche stromlinienförmige Korrosionsspuren zu erkennen. Die Linien verlaufen bis zu einem bestimmten Durchmesser in Drehrichtung logarithmisch nach innen. Daran schließt sich eine schmale Umschlagszone an, in der die Spuren vor allem in Umfangsrichtung verlaufen, bevor die Linien dann entgegen der Drehrichtung radial nach innen eindrehen.

Die globale Strömung im Radseitenraum ist nach innen gerichtet. Man muss aber den Radseitenraum in zwei Bereiche mit unterschiedlichen Strömungsformen teilen, den Bereich zwischen äußeren Rand und Umschlagszone und den Bereich zwischen Umschlagszone und innerem Rand. Im äußeren Bereich bilden sich an Rotordeckscheibe und Gehäusewand jeweils voneinander unabhängige Grenzschichten aus, die durch ein rotierendes Kerngebiet getrennt sind. Die Korrosionsspuren, die in diesem Bereich auf der Deckscheibe zu erkennen sind, resultieren aus der Grenzschicht, die nach außen transportiert wird. Wie schon im Abschnitt 2.2 beschrieben, entsteht diese nach außen gerichtete Strömung [50] aufgrund der Haftung des Fluides an der Deckscheibe. Auf der Deckscheibe entstehen rückwärts gekrümmte logarithmische Spuren.

Dagegen ist im inneren Bereich, zwischen Umschlagszone und innerem Rand, kein Kerngebiet mehr vorhanden und aufgrund der geringen Spaltweite auch keine Grenzschicht mehr, die nach außen strömt. Die Rotationsgeschwindigkeit β des nach innen strömenden Fluides ist in diesem Bereich kleiner als die Winkelgeschwindigkeit ω des Rotors. Dadurch ergeben sich

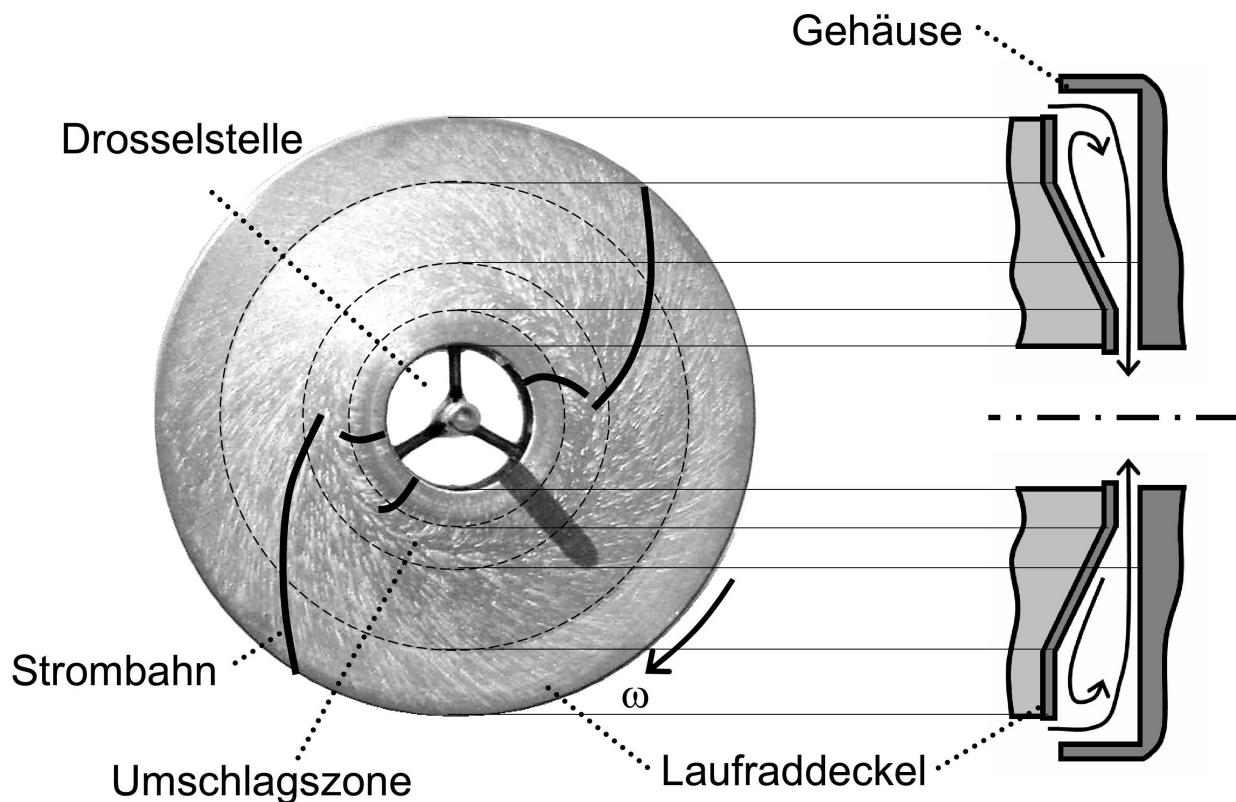


Abbildung 4.57: Korrosionsspuren und idealisierter Verlauf von Strombahnen auf dem Laufraddeckel, sowie ein Querschnitt durch die Strömung im Radseitenraum

- auf den Rotor bezogen - vorwärts gekrümmte Strombahnen. Solche Spuren sind auf der korrodierten Deckscheibe des Laufrades zwischen dem inneren Rand der Deckscheibe und der Umschlagszone zu finden.

Der Bereich, in dem die Linien in Umfangsrichtung verlaufen, ist der Bereich in dem die auswärts gerichtete Strömung in eine einwärts gerichtete umschlägt. Diese Umschlagszone liegt noch außerhalb der Drosselstelle. In dieser Umschlagszone wird der Radseitenraum bereits so eng, dass die Grenzschicht aufgrund des stärkeren Verluststroms zusammenbricht. Die Verlustströmung trifft auf die Rotordeckscheibe und teilt sich in eine ein- und eine auswärts gerichtete Strömung auf. Im Bereich außerhalb des Umschlagspunktes entsteht im Radseitenraum eine zirkulierende Kernströmung. Der Umschlagsbereich der Strömung wandert mit höheren Drehzahlen beziehungsweise geringeren Spaltströmen weiter nach innen.

Die Betrachtung der auf der Rotordeckscheibe korrodierten Strombahnen bestätigt die theoretische Annahme aus Abschnitt 2.3, dass an der Oberfläche der Deckscheiben Fluid nach außen transportiert wird. Eine exakte Untersuchung der Stromlinien macht aber keinen Sinn, da die abgebildeten Bahnen ein Querschnitt aus allen untersuchten Zuständen darstellen. Ähnliche Abbilder von Strömungsbahnen sind auch schon bei früheren Entwicklungen (z.B.: RotaFlow [44]) beobachtet worden.

4.3.9 Zusammenfassung

Im vorausgehenden Abschnitt 4.3 wird der Einfluss verschiedener Parameter auf die hydraulische Charakteristik der Herzunterstützungspumpe untersucht, die bereits in Abschnitt 4.2 im Hinblick auf die axiale Rückstellkraft dargestellt wurden. Dadurch können die Auswirkungen der geometrischen Parameter und der Viskosität auf das Gesamtsystem Pumpe, bestehend aus der Axiallagerung und den hydraulischen Eigenschaften, besser diskutiert werden.

Die Rotorgeometrie der untersuchten Pumpe ist auf den gewünschten Einsatzbereich als Herzunterstützungspumpe sehr gut angepasst. Deshalb werden die in Tabelle 4.1 geforderten Charakteristiken, vor allem der Wirkungsgrad, überboten. Im geforderten Betriebsbereich fällt der Druck p bei steigendem geförderten Volumenstrom Q nur sehr langsam ab. Das maximal benötigte Drehmoment $M = 16,0 \text{ mN m}$ liegt deutlich unter dem geforderten Höchstwert von $M = 20,0 \text{ mN m}$. Deshalb liegt der hydraulische Wirkungsgrad η im Betriebsbereich auch bei $\eta \geq 0,45$. Im Vergleich mit anderen Herzunterstützungssystemen erreicht die RotaCor somit den besten hydraulischen Wirkungsgrad. Die Spaltweite s_n der Drosselstelle hat genauso wie die Länge l der Drosselstelle und der radiale Abstand Δr_p zwischen Laufrad und Gehäuse im untersuchten Bereich keinen oder kaum Einfluss auf die hydraulischen Kennwerte der Pumpe. Mit einer größeren Laufradaustrittsbreite h_2 wird der Wirkungsgrad der Pumpe besser, weil die Pumpe mehr Fluid fördern kann. Die optimale Höhe des Spiraleintritts h_{sp} sollte im Hinblick auf den hydraulischen Wirkungsgrad $1,8 \text{ mm} < h_{sp} < 2,8 \text{ mm}$ entsprechen. Ein Anstieg der dynamischen Viskosität η verschlechtert den hydraulischen Wirkungsgrad der Pumpe deutlich, weil die Reibungsverluste ansteigen.

Die Ergebnisse zeigen, dass die Geometrie des Radseitenraums, die die axiale Rückstellkraft maßgeblich beeinflusst, kaum Auswirkungen auf den hydraulischen Wirkungsgrad hat. Man kann bei geeigneter Wahl der Geometrie einen optimalen hydraulischen Wirkungsgrad und gleichzeitig eine maximale axiale Steifigkeit des Rotors erzeugen. Der einzige Parameter, der nicht variiert werden kann, ist die Viskosität, da sie aufgrund des zukünftigen Einsatzgebietes fest vorgegeben ist.

Ein axiales Auslenken des Rotors wirkt sich auch auf die hydraulischen Kennwerte der Pumpe aus. Im Sinne eines bestmöglichen hydraulischen Wirkungsgrades sollte der Rotor stets außermittig betrieben werden. Dies ist jedoch nicht im Sinne einer maximalen Betriebsicherheit, da die nominelle Spaltweite s_n im Betrieb vollständig als Puffer gegen das Anstoßen des Rotors an der Wand zur Verfügung stehen sollte.

Die theoretischen Überlegungen zur Strömung im Radseitenraum aus Kapitel 2 werden durch die Stromlinienbilder bestätigt. Es zeigt sich insgesamt ein verfeinerteres Bild der Widerstände im Radseitenraum, das bereits durch die theoretischen Überlegungen und die Druckmessungen skizziert wurde.

4.4 Kippen des Rotor

Im späteren Betrieb der Pumpe wird das Gehäuse an einer festen Position im menschlichen Körper fixiert sein. Der Körper des Patienten wird sich aber im Laufe des Tages bewegen, sei es beim Gehen, Hinlegen oder Fahren zum Beispiel mit einem PKW. Dabei treten aufgrund von Beschleunigungen oder Verzögerungen kurzzeitig Situationen auf, die zu einem Kippen des Rotors führen. In diesem Abschnitt wird deshalb die Auswirkung einer singular auftretenden Störung auf das Laufrad untersucht.

Die folgenden Versuche werden sowohl mit dem Rotor 2, als auch mit dem Rotor 1 durchgeführt. Die Drosselstelle im Radseitenraum weist bei beiden Rotoren eine nominelle Spaltweite $s_n = 0,2$ mm und eine Länge $l = 2,0$ mm auf. Der radiale Abstand zwischen horizontalem Laufrad und Gehäuse beträgt $\Delta r_p = 1,75$ mm und die Höhe des Spiraleinlasses $h_{Sp} = 2,2$ mm. Der Rotor 2 besitzt eine starre Achse, wohingegen die starre Achse von Rotor 1 durch eine flexible Achse aus Federstahl ersetzt wird. Der Rotor 1 kann sich deshalb entsprechend den resultierenden Druckdifferenzen in eine neutrale Position begeben. Außerdem unterscheiden sich die Rotoren 1 und 2, wie es bereits in vorhergehenden Abschnitten wie zum Beispiel in Tabelle 3.2 ausführlich beschrieben wurde, in ihrer Laufradaustrittshöhe um $\Delta h_2 = 0,2$ mm.

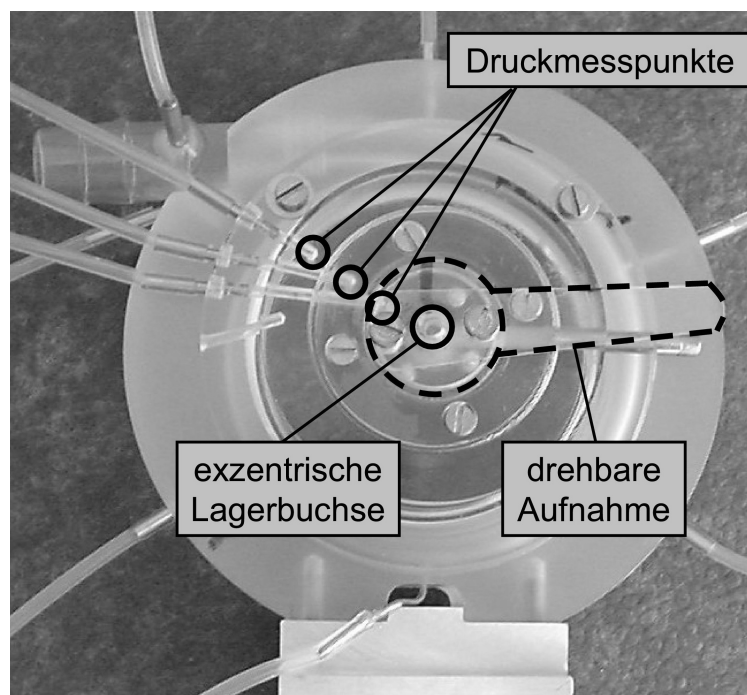


Abbildung 4.58: Blick auf das untere Pumpengehäuse

In Abbildung 4.58 ist das Pumpengehäuse und der untere Gehäusedeckel zu sehen. In der Mitte erkennt man die untere Gleitlagerbuchse der Achsenlagerung, die in einer drehbaren Aufnahme exzentrisch platziert ist. In Kombination mit dem weiterhin zentrierten oberen Gleitlager erhält man ein gekipptes Laufrad. Dadurch ist die Spaltweite im Radseitenraum nicht mehr über den Umfang konstant. Aus Abbildung 4.59 ist ersichtlich, dass es vielmehr

Bereiche mit größeren Spaltweiten und Bereiche mit kleineren Spaltweiten als beim parallel positionierten Rotor gibt. Da die Strombahnen nicht geradlinig verlaufen, sondern aufgrund der Randbedingungen und der Rotordrehzahl spiralförmig, nimmt die Spaltweite nicht bei allen Strombahnen gleichmäßig ab, sondern kann entlang einer Strombahn auch wieder zunehmen.

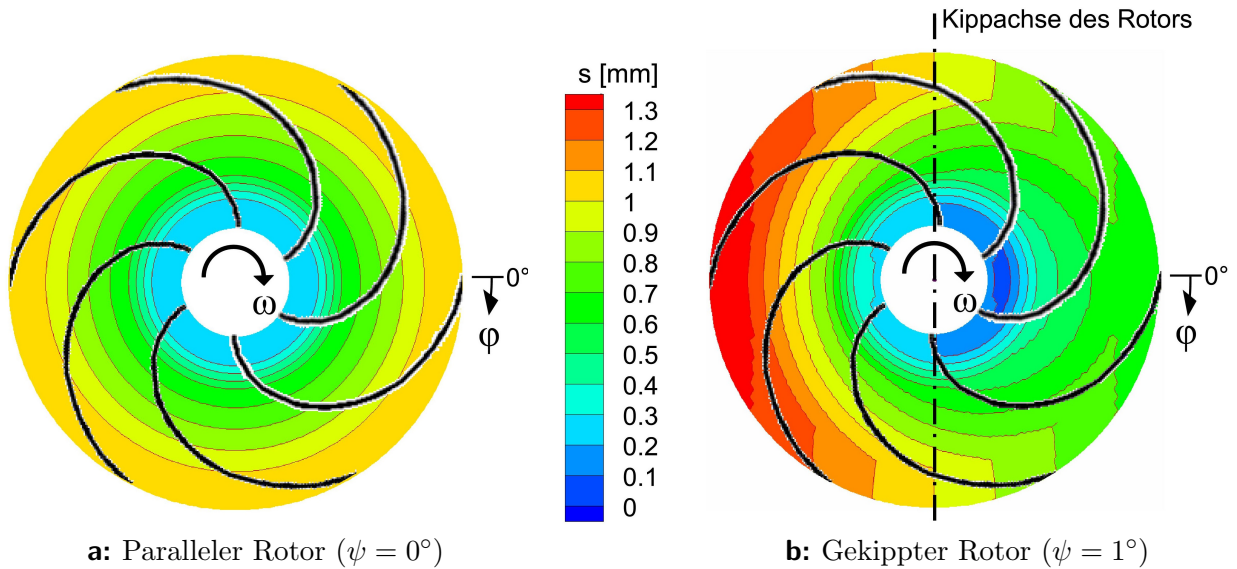


Abbildung 4.59: Spaltweiten im oberen Radseitenraum und idealisierter Verlauf der Strombahnen

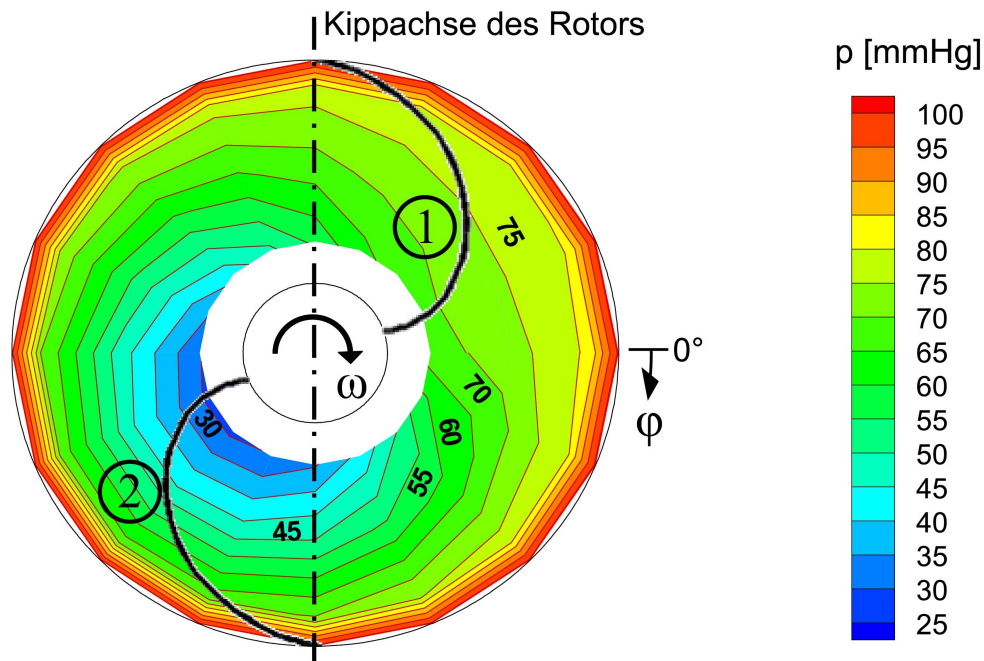


Abbildung 4.60: Druckverlauf und idealisierter Verlauf von Strombahnen im oberen Radseitenraum eines gekippten Rotors bei $n = 2400$ U/min, $Q = 5,0$ l/min und $e = 0,3$ mm

Durch die drehbare Aufnahme ist es möglich, die Kipprichtung des Rotors im Gehäuse um 360° rotieren zu lassen. Dabei entspricht die Richtung des Drehwinkels φ der Umfangsrichtung der Strömung im Radseitenraum. Die Kipprichtung des Rotors wird während der Versuche schrittweise um $\Delta\varphi = 22.5^\circ$ gedreht. Dabei wird der Druck im Radseitenraum, wie in Abschnitt 3.2.3 bereits beschrieben, jedesmal an drei festen Positionen $r = 8.0$ mm, 13.5 mm und 19.0 mm im Gehäuse gemessen. Es wird angenommen, dass sich der Druck zwischen zwei Messpunkten linear ändert. An den Rändern des Radseitenraums herrscht der jeweilige Druck des Laufradein- beziehungsweise Austrittes. Die innerste Druckmessung erfolgt bei $r = 8.0$ mm, in Strömungsrichtung gesehen, noch vor der Drosselstelle. Aufgrund der Drosselstelle wird der Druck von der innersten Messstelle zum inneren Rand des Radseitenraums nicht gleichmäßig abfallen. Aus diesem Grund werden in diesem Bereich auch keine Isobaren eingezeichnet. Mit Hilfe dieser Messpunkte erhält man einen Überblick über die Druckverhältnisse im Radseitenraum des gekippten Rotors.

4.4.1 Rotor mit starrer Achse

Bei diesen Versuchen wird der Rotor 2, der starr mit seiner Achse verbunden ist, gekippt im Gehäuse eingebaut. Die Kippung wird über die Exzentrizität der unteren Lagerbuchse erreicht. Die Exzentrizität e des unteren Lagers von $0 \leq e \leq 0,4$ mm entspricht einem Kippwinkel ψ von $0^\circ \leq \psi \leq 1,0^\circ$.

Bei der Betrachtung von Abbildung 4.60 zeigt sich, dass der Druckverlauf im oberen Radseitenraum eines um ca. 1° gekippten Rotors nicht mehr umfangssymmetrisch verläuft, aber auch, dass der geringste und der höchste Druck nicht an den Stellen der kleinsten - im oberen Spalt bei $\varphi = 0^\circ$ - beziehungsweise größten Spaltweite - im oberen Spalt bei $\varphi = 180^\circ$ - zu finden sind. Wenn man zwei ideale Strombahnen betrachtet, eine im Bereich einer engen Spaltweite ① und eine im Bereich einer weiteren ②, dann erkennt man Ähnlichkeiten zu Druckverläufen bei Versuchen mit parallelem Rotor und verschiedenen Spaltweiten, wie sie bereits in Abbildung 4.1 dargestellt werden. Der Druck entlang der Strombahn ① bei der engen Spaltweite sinkt im Messbereich nur wenig ab, da der größte Druckabfall in der Drosselstelle erfolgt, die bei den engen Spaltweiten relativ dominant ist. Im Bereich des weiten Spaltes ist der Einfluss der Drosselstelle kaum noch vorhanden, weswegen der Druck entlang der Strombahn ② auch gleichmäßiger abfällt.

In Abbildung 4.61 ist der Druck bei konstantem Durchmesser über den gesamten Umfang dargestellt. Es ist auffallend, dass der Druck zur engsten Stelle des Spalts hin nicht gleichmäßig ansteigt und danach wieder gleichmäßig absinkt, sondern dass der Druckanstieg vor der Engstelle sanft und der anschließende Abfall nach der Engstelle umso stärker erfolgt. Im Gegensatz dazu ändert sich die lokale Weite des Radseitenraums bei konstantem Durchmesser sinusförmig über den Umfang. Diese Asymmetrie im Druck kommt daher, dass die Strömung in Abhängigkeit von der Spaltweite unterschiedlich große Rotationsgeschwindigkeiten aufweist, wie auch in Gleichung 2.9 theoretisch beschrieben. Je enger der Radseitenraum wird, desto größer wird die Umfangskomponente der Strömungsgeschwindigkeit. Dadurch verlaufen die Strombahnen nicht mehr parallel. Die Folge ist, dass die Auswirkung der Störstelle, das heißt die Stelle mit der engsten Spaltweite aufgrund der Kippung, in Richtung des Bereichs mit der größeren Spaltweite geschleppt wird. Das Auftreten eines Druckbergs im

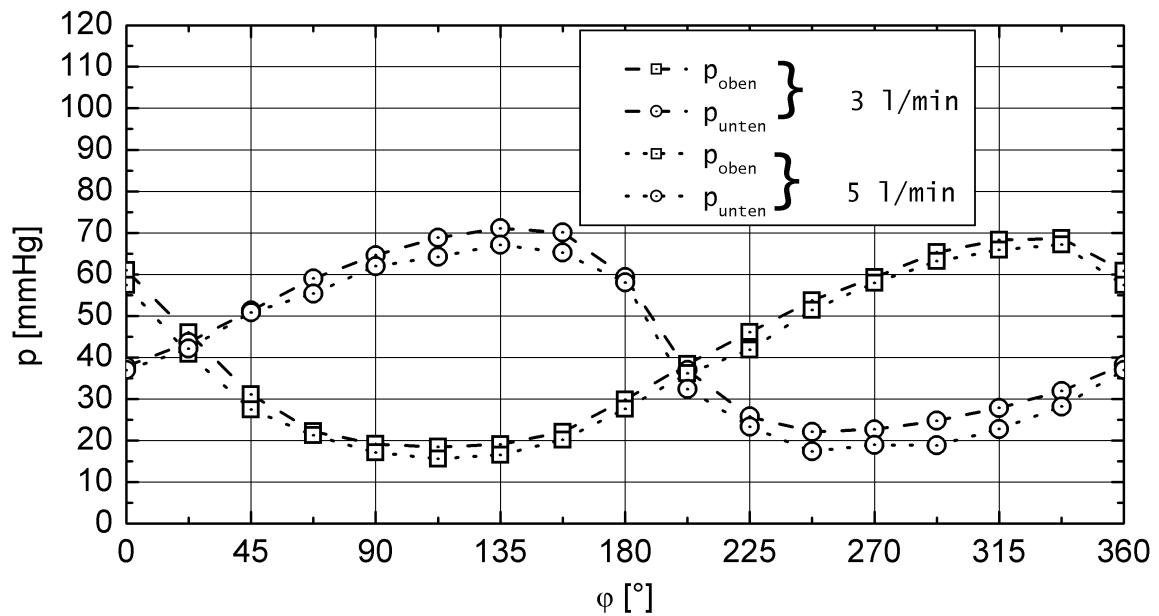


Abbildung 4.61: Druckverlauf beim Radius $r = 8,0$ mm im Radseitenraum eines gekippten Rotors bei verschiedenen Flüssen, sowie $n = 2400$ U/min und $e = 0.4$ mm

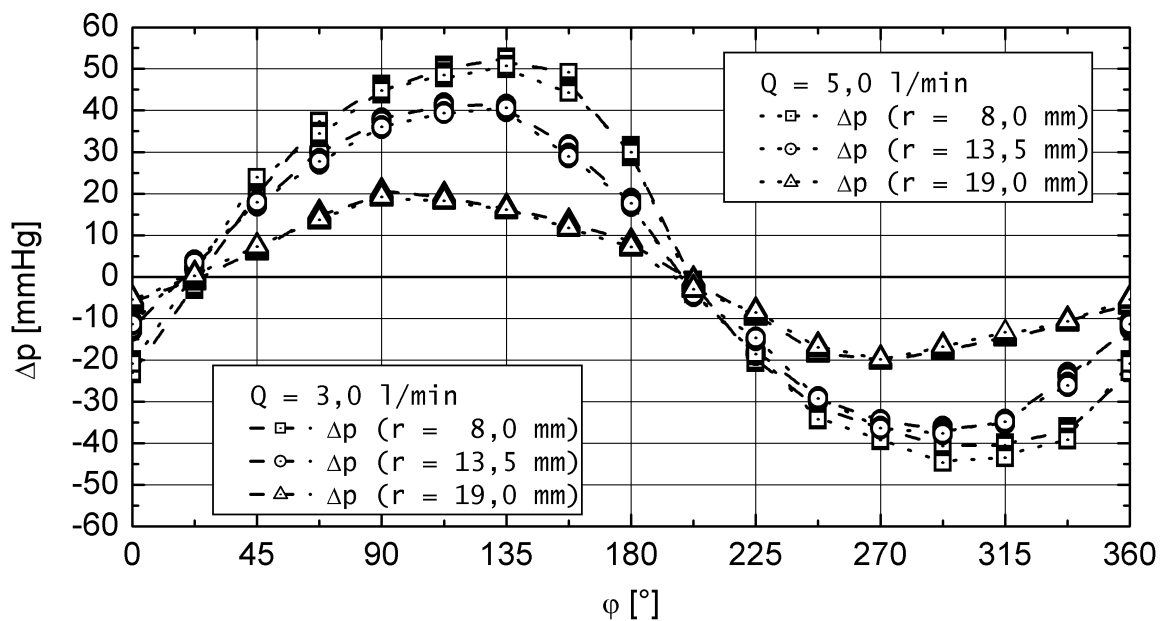


Abbildung 4.62: Verlauf der Druckdifferenz zwischen den Radseitenräumen eines gekippten Rotors bei verschiedenen Flüssen, den Radien $r = 8,0$ mm, $13,5$ mm und $19,0$ mm, sowie $n = 2400$ U/min und $e = 0.4$ mm

konvergenten Bereich kurz vor der engsten Stelle ist auch bei den Gleitlagern bekannt und wurde zum Beispiel von Hochreuther [29] beschrieben.

Entsprechend den lokalen Druckverhältnissen im oberen und unteren Spalte ergibt sich natürlich beim gekippten Rotor keine umfangssymmetrische Druckdifferenz zwischen den beiden

Radseitenräumen. Die zugehörigen Kurven sind in Abbildung 4.62 dargestellt. Bei den Abbildung 4.61 und 4.62 zeigt sich ferner, dass der Druckverlauf unabhängig vom geförderten Volumenstrom ist. Dies liegt daran, dass die Drosselkurven in dem betrachteten Bereich relativ flach verlaufen und bei einer Erhöhung des Volumenstroms der Druck am Rotorauslass nur leicht absinkt. Den geringen Einfluss des Volumenstroms auf die Druckdifferenz beziehungsweise die resultierende Axialkraft sieht man auch deutlich in Abbildung 4.17. Dafür hat die Rotordrehzahl einen Einfluss auf den Druckverlauf, da bei einer höheren Drehzahl nicht nur der Druck am Rotorauslass größer ist, sondern auch die Umfangsgeschwindigkeit der Verlustströmung zunimmt und sich somit die Strombahnen ändern.

In den Abbildungen 4.63 ist der Schwerpunkt der positiven beziehungsweise der negativen Druckdifferenzen sowie die daraus resultierende Kippachse des Rückstellmoments bei zwei verschiedenen Rotordrehzahlen dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die Kippachse des Rückstellmoments, um die der Rotor zurückgekippt wird, mit zunehmender Drehzahl in Richtung der ursprünglichen Kippachse des Rotors wandert. Der Grund dafür ist, dass der Druckberg vor der Engstelle aufgrund der größeren Rotationsgeschwindigkeit des Fluids in Richtung der engeren Spaltweite verschoben wird.

Für das in Abbildung 4.63b abgebildete Beispiel wird exemplarisch das resultierende Rückstellmoment $M_{\text{Rückstellmoment}}$ berechnet. Hierzu wird der Druck an den einzelnen Messstellen jeweils auf Sektoren mit der Erstreckung $\Delta\varphi$ in Umfangsrichtung und Δr in radialer Richtung bezogen:

$$\Delta\varphi = 22,5^\circ \quad (4.25)$$

$$\Delta r = \frac{r_2 - r_1}{3} = 5,33 \text{ mm} \quad (4.26)$$

Das berechnete Rückstellmoment ergibt sich zu:

$$\begin{aligned} M_{\text{Rückstellmoment}} &= M_{\text{neg. Druckbereich}} + M_{\text{pos. Druckbereich}} = \\ &= 21,18 \text{ mN m} + 19,66 \text{ mN m} = \\ &= 40,86 \text{ mN m} \end{aligned} \quad (4.27)$$

Mit Hilfe einer CAD-Software wurde ausgehend von den Messwerten im Bereich negativen Druckes das resultierende Moment bestimmt. Die Abweichung gegenüber der groben Abschätzung liegt bei $\Delta M/M_{\text{neg. Druckbereich}} \leq 1\%$.

Des Weiteren wird der Einfluss des Kippwinkels auf den Druckverlauf im Radseitenraum untersucht. In Abbildung 4.64 ist zu sehen, dass mit zunehmend gekipptem Laufrad die Druckspitzen im Radseitenraum immer größer werden, da auch die Bandbreite der auftretenden Spaltweiten immer größer wird.

Erst bei Exzentrizitäten des Lagers von $e > 0,1 \text{ mm}$ ist die Kippachse des Rückstellmoments bestimmbar. Wie in Abbildung 4.65 dargestellt, ist im Bereich $0,2 \text{ mm} \leq e \leq 0,3 \text{ mm}$ die Position der Kippachse des Rückstellmoments annähernd identisch. Bei einer Exzentrizität $e = 0,4 \text{ mm}$ verschiebt sich die Richtung des Rückstellmoments aber deutlich entgegen der Drehrichtung des Rotors. Bei diesem Kippwinkel beträgt die Spaltweite an der engsten Stelle $s < 0,08 \text{ mm}$. In Kombination mit der nach außen transportierten Strömung an der

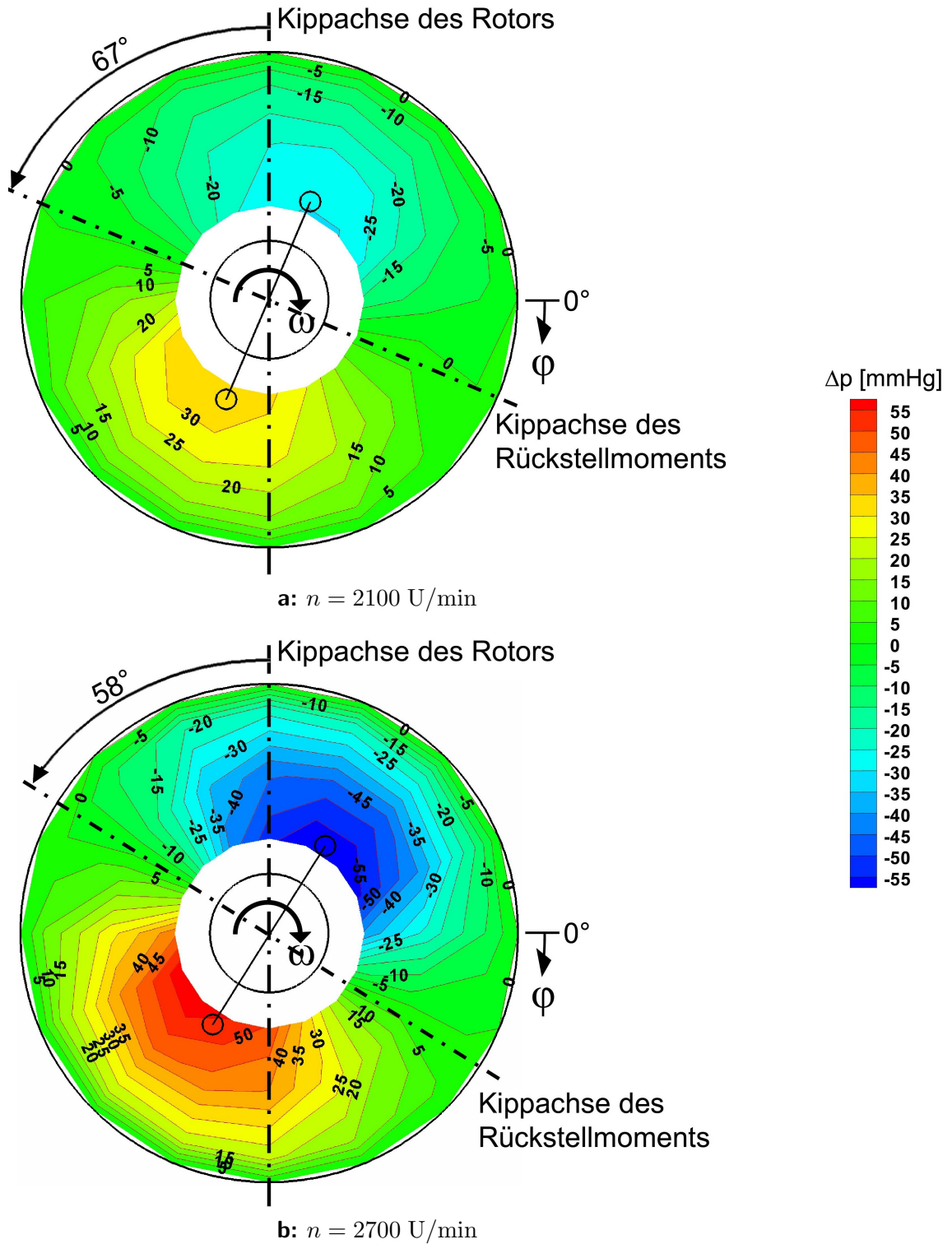


Abbildung 4.63: Druckdifferenz im Radseitenraum eines gekippten Rotors und resultierende Rückstellrichtung bei verschiedenen Drehzahlen, sowie $Q = 5,0 \text{ l/min}$ und $e = 0,4 \text{ mm}$

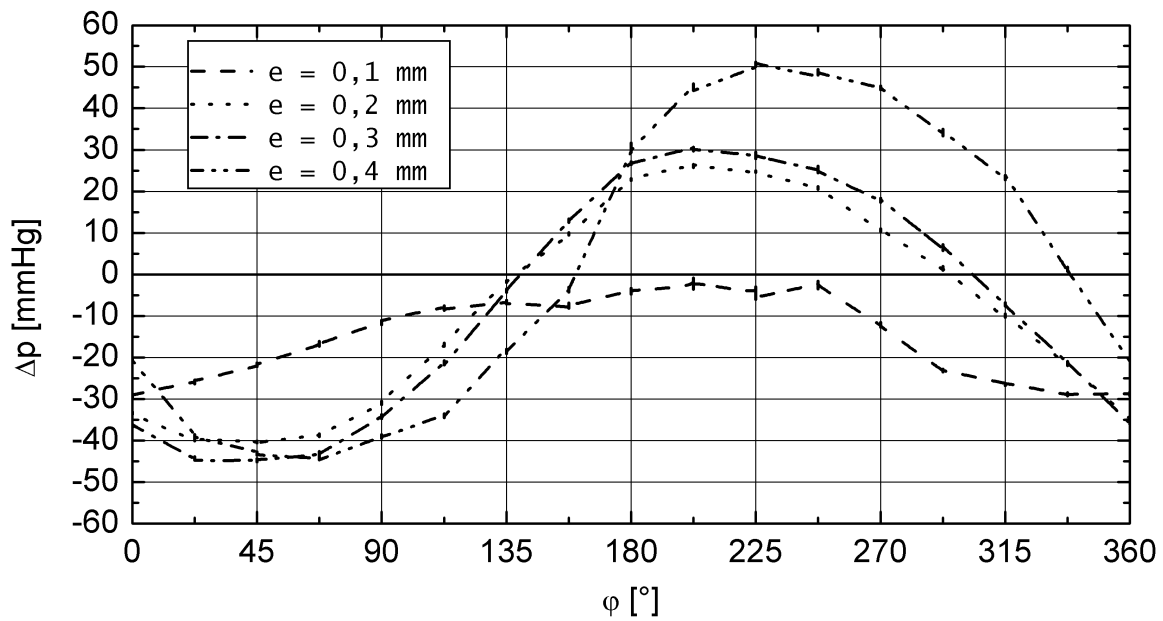


Abbildung 4.64: Verlauf der Druckdifferenz im Radseitenraum beim Radius $r = 8,0$ mm sowie verschiedenen Kippwinkeln, $n = 2400$ U/min und $Q = 5,0$ l/min

Rotordeckscheibe ist der Spalt an dieser Stelle nahezu verschlossen. Die in den Radseitenraum eintretenden Strömung versucht noch in Drehrichtung gesehen vor der Engstelle durch den Spalt zu fließen. Durch das Beschleunigen der Strömung kommt es in diesem Bereich zu der großen Zone niedrigen Druckes. Die Strömung, die in Drehrichtung außerhalb von der Engstelle vorbeifließt, wird durch die geringe Spaltweite mit einer höheren Rotationsgeschwindigkeit beaufschlagt und weiter in den Bereich einer größeren Spaltweite transportiert, in dem der Druck dann abgesenkt wird.

Man erkennt, dass bei einem gekippten Rotor im Radseitenraum Druckdifferenzen entstehen, die entgegen der Kipprichtung wirken. Der Schwerpunkt dieser Druckdifferenzen tritt aber nicht an den geometrischen Extrempunkten, also an den engsten Stellen auf, sondern versetzt dazu. Das resultierende Rückstellmoment würde den Rotor nicht nur zurück, sondern ihn zusätzlich auch noch um eine neue Achse kippen. Mit abnehmender Drehzahl n und zunehmender Exzentrizität e beziehungsweise zunehmendem Kippwinkel ψ verlagert sich die neue Kipprichtung immer mehr von der ursprünglichen Richtung weg. Des Weiteren sieht man auch, dass die Druckdifferenzen und somit das resultierende Rückstellmoment mit zunehmender Kippung immer stärker werden. Ob durch das resultierende Moment das Kippen aber gedämpft oder verstärkt wird, lässt sich mit diesem Modell nicht vorhersagen, da der Rotor in der gekippten Position zwangsgehalten wird.

4.4.2 Rotor mit flexibler Achse

Im vorherigen Abschnitt wird beschrieben, dass auch bei einem gekippten Rotor eine rückstellende Druckdifferenz entsteht, die den Rotor zurückstellen würde. Diese Druckdifferenz kippt den Rotor aber um eine andere Achse. Um die Frage beantworten zu können, ob

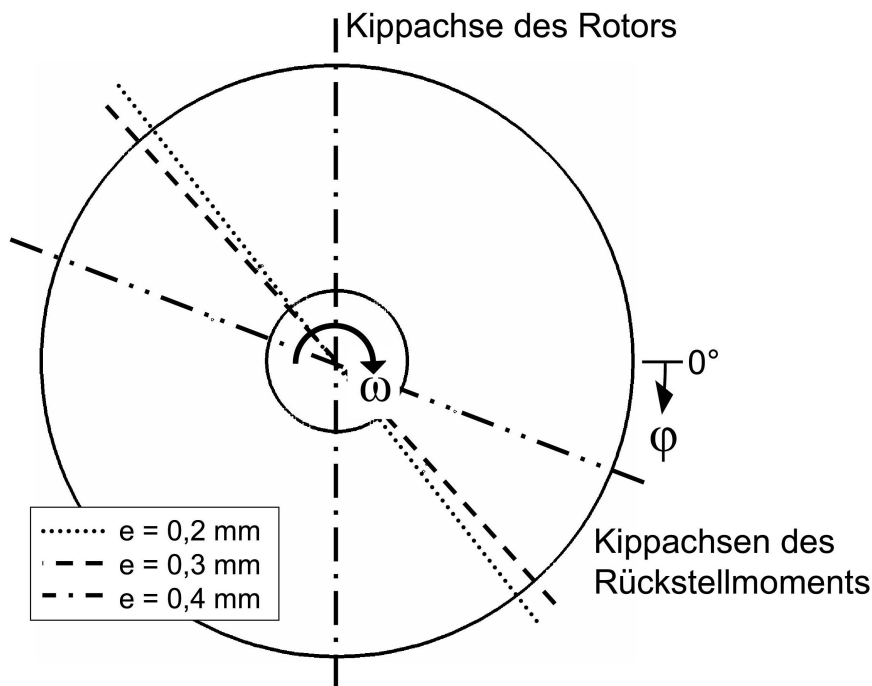


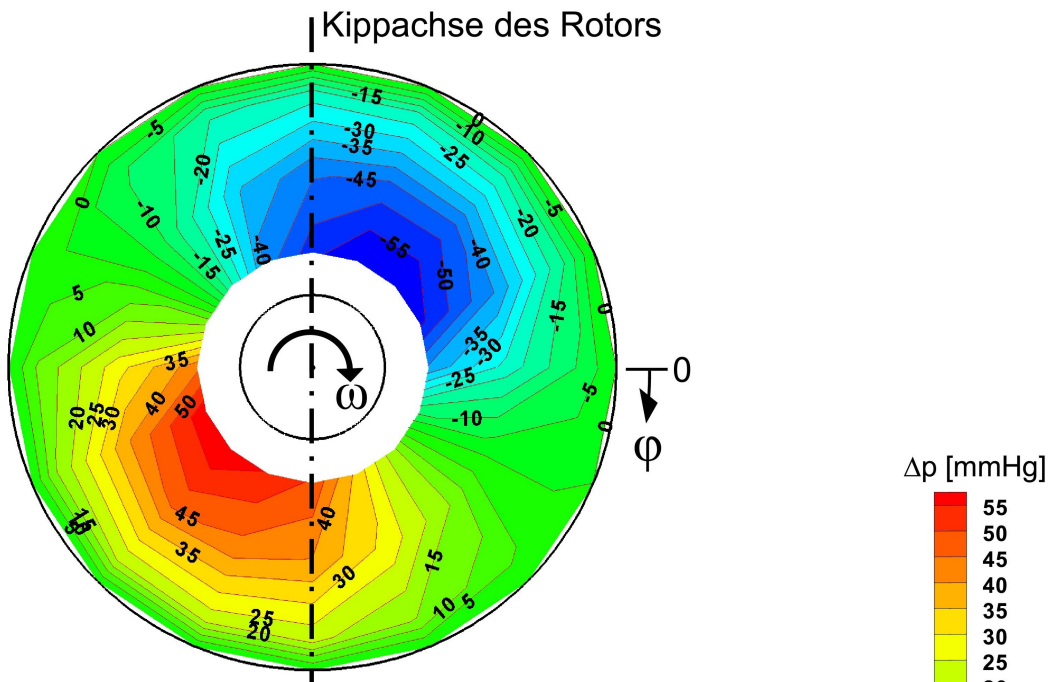
Abbildung 4.65: Kippachse des Rückstellmoments bei verschiedenen Kippwinkeln, sowie $n = 2400 \text{ U/min}$ und $Q = 5,0 \text{ l/min}$

das Kippen gedämpft oder verstärkt wird, wird der Rotor 1 auf einer flexiblen Welle aus Federstahl montiert. Die Antriebsachse des Rotors wird wieder gekippt eingebaut, der Rotor kann sich aber bei diesem Versuch, der resultierenden Druckdifferenz im Radseitenraum entsprechend, selbstständig ausrichten.

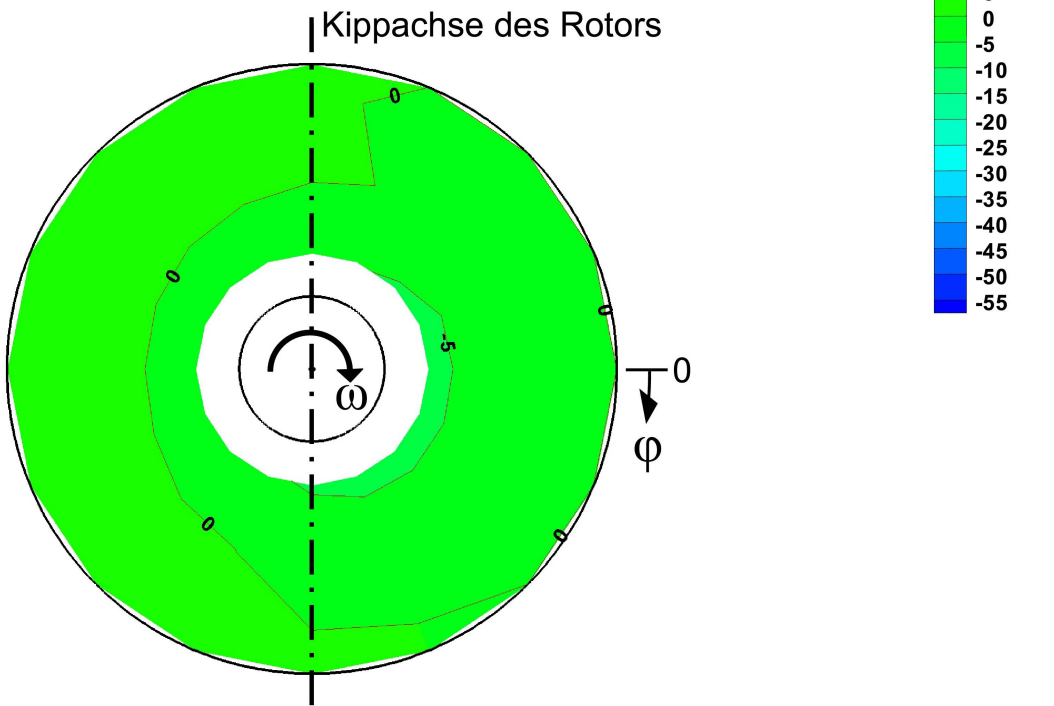
In der Abbildung 4.66 sind die Druckdifferenzen im Radseitenraum eines Rotors mit starrer gekippter Achse und eines Rotors mit flexibler, gekippter Achse gegenübergestellt. Man erkennt, dass die auftretenden Druckdifferenzen im Radseitenraum eines rückstellbaren Laufwheels sehr klein ($\Delta p < 10 \text{ mmHg}$) geworden sind. Aus der geringen auftretenden Druckdifferenz zwischen den beiden Radseitenräumen ist zu schließen, dass sich der rückstellbare Rotor selbstständig im Gehäuse in eine neutrale Position begeben hat. Wenn der Rotor nicht in einer neutralen Position wäre, würde er bis zum Anlaufen am Gehäuse weiter gekippt werden. Wobei aber auch dann noch eine Druckdifferenz bestehen bliebe. Dass sich der Rotor sehr schnell in seine neutrale Position begibt, wird im folgenden Abschnitt 4.4.3 anhand einer weiteren Untersuchung gezeigt.

4.4.3 Reaktionszeit

Zur qualitativen Bewertung der axialen Rückstellung des Laufwheels durch die hydraulischen Kräfte gehört auch die Untersuchung der Reaktionszeit. Im Folgenden wird die Reaktion des Laufwheels auf das Freilassen aus einer zwangsgehaltenen, gekippten Position untersucht. In späteren dynamischen Versuchen mit dem schwebenden Rotor kann nur die Auswirkung von Schwingungen und Anregungen, aber aufgrund der fehlenden manuellen Positionierung



a: Rotor mit gekippter starrer Achse



b: Rotor mit gekippter flexibler Achse

Abbildung 4.66: Unterschiede in der Druckdifferenz im Radseitenraum bei zwei gleichen Lauf-
rädern mit verschiedenen Achsen, sowie $n = 2700 \text{ U/min}$, $Q = 5,0 \text{ l/min}$ und
 $e = 0,4 \text{ mm}$

des Laufrads nicht das Verhalten der einzelner Messgrößen während der Störung untersucht werden. Deshalb werden mit dem Rotor 1 mit flexibler Achse Untersuchungen zur Reaktionszeit durchgeführt. Zur Untersuchung der Reaktionszeit wird das obere Achsende des Rotors 1 mit Hilfe eines gebogenen Führungsstabs, an dessen Spitze ein Spurlager befestigt ist, gekippt. Durch Herausziehen des Stabes wird das obere Achsende frei und der Rotor kann sich im Gehäuse ausrichten. Der beweglich Teil des Antriebsstranges muss dabei nicht mitverschoben werden.

Aufgrund des fehlenden Kraftsensors werden keine Axialkräfte gemessen, sondern nur der Druck im Radseitenraum. Wie in Abbildung 4.67 dargestellt, nivelliert sich der Druck nach der Befreiung des oberen Achsenendes innerhalb weniger Millisekunden ($t \ll 20$ ms). Die Reaktionszeit des Laufrades auf eine Lageänderung ist unabhängig von der Drehzahl, da die rückstellende Druckdifferenz schon im Moment des Kippens entstanden ist und somit beim Freilassen des Rotors diesen sofort in eine Druck neutrale Position bringt. Allgemein wird eine kurze Reaktionszeit des Rotors auf Störungen erwartet, weil sich Druckänderungen mit Schallgeschwindigkeit ausbreiten. In der folgenden Tabelle 4.8 sind die Schallgeschwindigkeiten für verschiedene Medien aufgeführt. Man sieht, dass die Schallgeschwindigkeit für Blut annähernd der von Wasser entspricht.

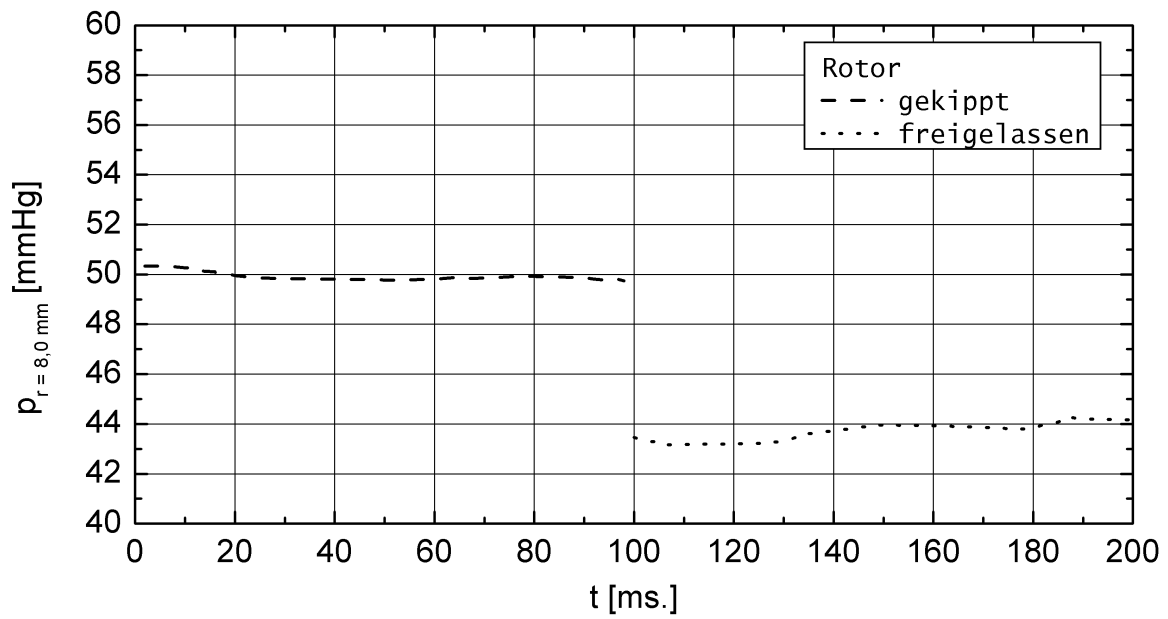
Tabelle 4.8: Schallgeschwindigkeit in verschiedenen Medien

Medium (bei $T = 37$ °C)	Schallgeschwindigkeit (m/s)
Blut [1]	1580
(dest.) Wasser [10]	1524
trockene Luft [10]	353

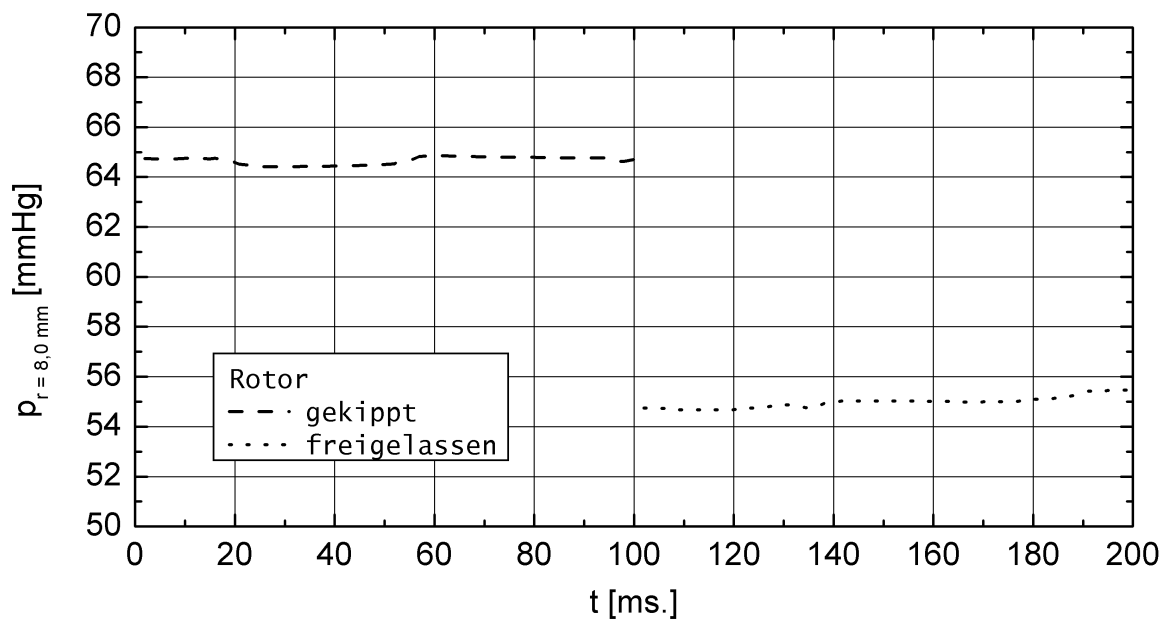
4.4.4 Zusammenfassung

Die experimentelle Betrachtung eines gekippten rotierenden Laufrads beinhaltet die Berücksichtigung aller wesentlichen Parameter, sowohl der Kreiselkräfte, als auch der hydrodynamischen Kräfte. Im Gegensatz zu den Ergebnissen aus den ersten numerischen Untersuchungen [54] stabilisiert sich der gekippte Rotor im Experiment innerhalb kürzester Zeit von selbst. Die numerischen Ergebnisse dürfen aber nur als Hinweis verwendet werden, da aufgrund einer Vielzahl von zu berücksichtigenden Faktoren die numerische Simulation eines kippenden Laufrads sehr schwierig und zeitaufwendig ist. Außerdem müssen Randbedingungen gesetzt werden oder Bedingungen aus Zeitgründen vernachlässigt werden, die für eine realitätsnahe Simulation notwendig sind.

Die letzten Bestätigungen, dass die Stabilisierung auch mit dem geplanten Antrieb und einem achslosen Rotor erfolgt, kann erst in den dynamischen Versuchen mit einem schwebenden Laufrad gezeigt werden. Trotzdem sind die beschriebenen Versuche wichtig, weil bei den statischen Versuchen im Gegensatz zu den dynamischen die Kippung konstant gehalten werden kann und dabei die Zustände im Spalt untersucht werden können. Außerdem ist es bei dynamischen Versuchen äußerst kompliziert den Rotor kontrolliert zum Kippen zu bekommen



a: $n = 2400 \text{ U/min}$



b: $n = 2700 \text{ U/min}$

Abbildung 4.67: Reaktionszeit des Rotors am Beispiel des Druckes im Radseitenraum bei $r = 8 \text{ mm}$, sowie verschiedenen Drehzahlen und $Q = 5,0 \text{ l/min}$

und die Reaktionszeit zu messen. Man kann dort nur die Folgen von verschiedenen Einflüssen auf das Laufrad messen, aber nicht die Strömungszustände erfassen, die im Moment der Störung auftreten.

5 Zusammenfassende Darstellung und Ausblick

Die experimentellen Untersuchungen haben gezeigt, dass das gedeckte Laufrad einer Kreiselpumpe in axialer Richtung mit Hilfe hydrodynamischer Axialkräfte selbstregelnd gelagert werden kann. Hierfür macht man sich die spaltgeometrieabhängige Druckverteilung in den Radseitenräumen zu Nutze, indem man eine sehr engen Drosselstelle am achsnahen Ende der beiden Radseitenräume anbringt. Dadurch wird der Radseitenraum in zwei Bereiche mit unterschiedlichen Spaltweiten aufgeteilt. Je weiter der Rotor axial ausgelenkt wird, desto enger wird die Drosselstelle im enger werdenden Radseitenraum und desto größer wird der dortige Widerstand. Dadurch erfolgt der Druckabfall der Verlustströmung nicht mehr gleichmäßig über die gesamte Länge des Radseitenraums, sondern immer mehr in der Drosselstelle. Der mittlere Druck im Radseitenraum steigt folglich an. Im gegenüberliegenden Radseitenraum tritt der umgekehrte Fall auf, der Widerstand der Drosselstelle wird geringer und der Druckabfall erfolgt gleichmäßig über den gesamten Radseitenraum. Aus dem unterschiedlichen Verläufen des Druckabfalls in den beiden Radseitenräumen ergibt sich eine Druckdifferenz, die auf die Deckscheiben des Rotors wirkt, den Rotor zurückstellt und somit stabilisiert.

Die axiale Rückstellkraft lässt sich durch geeignete Anpassung der Geometrie des Radseitenraums optimieren. Hierbei kommt es vor allem auf die Spaltweite vor und in der Drosselstelle an. Je enger die nominelle Spaltweite der Drosselstelle ist und je größer jene im Radseitenraum davor ist, desto größer wird die rückstellende Axialkraft. Der Verlauf der Axialkraft wird mit abnehmender Spaltweite immer linearer. Eine radiale Verlängerung der Drosselstelle wirkt sich zusätzlich positiv auf die axiale Rückstellkraft aus. Genauso erreicht man durch eine Vergrößerung der Laufradaustrittsbreite eine zusätzliche Steigerung der Axialkraft. Mit zunehmender Höhe des Spiralzulaufs nimmt die Axialkraft hingegen ab. Durch eine Erhöhung der Drehzahl erreicht man wiederum ein Anstieg der Axialkraft, genauso wie durch eine Zunahme der Viskosität. Der geförderte Volumenstrom wirkt sich mit abnehmender Spaltweite immer weniger auf den Verlauf der Axialkraft aus. Dafür beeinflusst er die neutrale Position des Rotors im Gehäuse. Mit steigendem Volumenstrom wandert der Rotor in Richtung des Zulaufs.

Eine direkte Überprüfung der theoretischen Vorüberlegungen mit Hilfe von Experimente ist aufgrund der geringen Abmessungen messtechnisch nicht ohne Weiteres möglich. Dennoch bestätigen die experimentellen Ergebnisse die Theorie, dass die Spaltweite der dominierende Faktor für die rückstellende Axialkraft ist. Ausgehend von den experimentellen Ergebnissen lässt sich die axiale Rückstellkraft F als Funktion der geometrischen Parameter, das heißt von Spaltweite s_n , Länge l der Drosselstelle, radialem Abstand Δr_p zwischen Rotor und Gehäuse, Höhe des Spiralzulaufs h_{Sp} und Höhe des Laufradaustrittes h_2 beschreiben. Zusätzlich

haben auch noch der Betriebszustand der Pumpe, sprich Drehzahl n und Volumenstrom Q , sowie die Viskosität η des Fluides Einfluss auf die Rückstellung des Rotors. Der formelle Zusammenhang ist in Gleichung 4.11 auf Seite 78 zu finden.

Des Weiteren hat sich in den Untersuchungen gezeigt, dass die Geometrie der Drosselstelle, hierunter fallen die Spaltweite und -länge, keine Auswirkungen auf die hydraulischen Kennwerte hat. Mit zunehmender Laufradaustrittsbreite steigt sowohl der von der Pumpe generierte Druck, als auch der Wirkungsgrad an. Das Gleiche gilt ebenso für eine zunehmende Höhe des Spiralzulaufs. Der maximale hydraulische Wirkungsgrad der Pumpe liegt bei der Verwendung des Fluides HES, das in seinen Eigenschaften Blut sehr ähnelt, bei $\eta \geq 45\%$ und damit deutlich über dem Wirkungsgrad vergleichbarer Herzunterstützungspumpen.

Neben stationären Versuchen zur Messung der axialen Rückstellkraft wird in einfachen Experimenten das dynamische Verhalten des Rotors untersucht. Zum einen wird der Druckverlauf im Radseitenraum eines gekippten Laufrades untersucht. Es zeigt sich dabei, dass im Radseitenraum zwar eine rückstellende Druckdifferenz entsteht, diese aber in Abhängigkeit der Drehzahl und des Kippwinkels der Kipprichtung nacheilt. In einem weiteren Versuch wird die Reaktion des Rotors auf das Kippen untersucht. Hierzu wird ein Laufrad mit flexibler Achse gekippt ins Gehäuse eingebaut. Aus den Versuchen geht dabei hervor, dass der Rotor innerhalb kürzester Zeiten von $t < 20$ ms reagiert und sich in eine druckneutrale Position begibt.

Nach der Auswertung der Versuche ergibt sich, dass ein Herzunterstützungssystem mit dem Laufraddurchmesser $D = 42,0$ mm und den weiteren Abmessungen Spaltweite $s_n = 0,2$ mm, Spalllänge $l \geq 2,0$ mm, Höhe des Spiralzulaufs $h_{Sp} = 1,8$ mm, Rotorauslass h_2 entsprechend dem Spiralzulauf h_{Sp} und radialem Abstand $\Delta r_p = 1,5$ mm als optimal für die axiale Rückstellkraft und den hydraulischen Wirkungsgrad bei der Verwendung von Blut oder ähnlichen Fluiden bezeichnet werden kann. Denn für diese Geometrie ergibt sich eine maximale axiale Steifigkeit des Laufrades von $\Delta\phi_{0,5} \approx 25$ N/mm.

In einer weiteren Arbeit muss eine komplette Pumpe, bestehend aus Laufrad und Gehäuse, mit den optimalen Abmessungen aus einem zur Implantation zugelassenen Werkstoff, wie zum Beispiel der häufig eingesetzten Titanlegierung TiAl6V4 [13], hergestellt werden. An dieser Pumpe muss dann das Gesamtkonzept der Lagerung in statischen und dynamischen Versuchen ausgiebig untersucht werden. Dabei müssen dann auch die Untersuchungen zur Blutschädigung erfolgen.

Das Prinzip der sensorlosen hydrodynamischen Axiallagerung eines Pumpenlaufrades eignet sich nicht nur für den Einsatz in der Medizintechnik, sondern für alle Einsatzgebiete bei denen reine oder sterile Fluide gefördert werden müssen, wie zum Beispiel in der Halbleiterindustrie oder der Spezialchemie. Beim Deutschen Patent- und Markenamt läuft derzeit die Anmeldung zum Patent [36].

Kennfeld der Blutpumpe

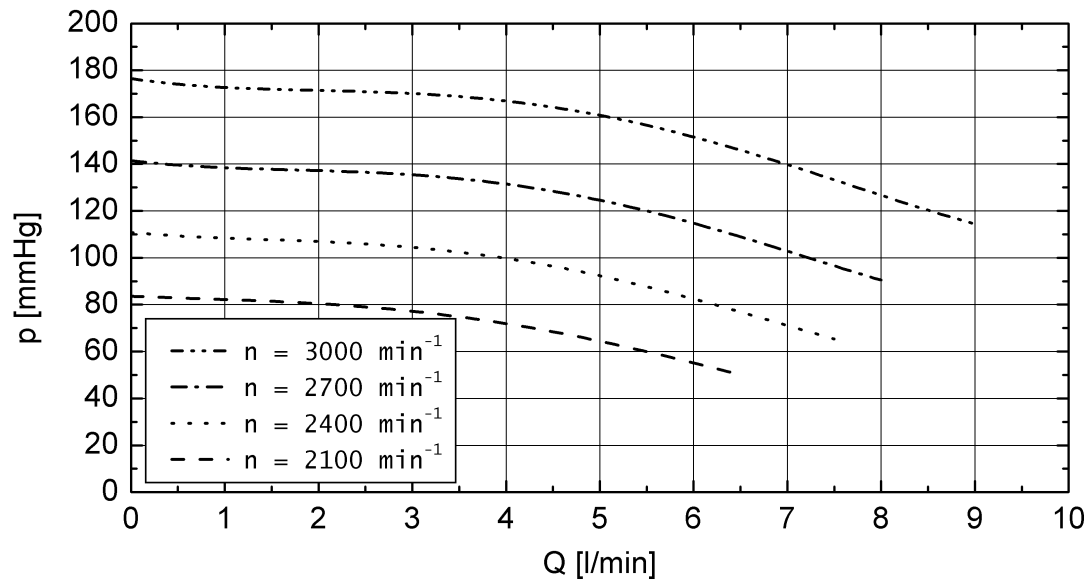


Abbildung 5.1: Dimensionsbehaftete Darstellung der Drosselkurven bei verschiedenen Drehzahlen n und $s_n = 0,2 \text{ mm}$

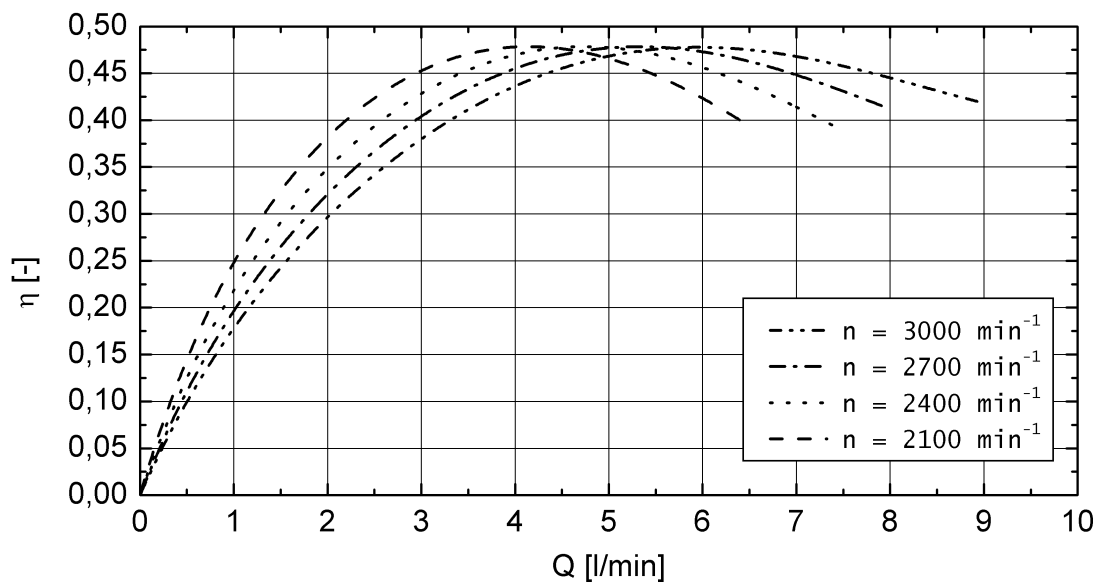


Abbildung 5.2: Dimensionsbehaftete Darstellung des hydraulischen Wirkungsgrades η bei verschiedenen Drehzahlen n und $s_n = 0,2 \text{ mm}$

Literaturverzeichnis

- [1] BAKKE, T. ; GYTRE, T. u. a.: Ultrasonic measurement of sound velocity in whole blood. In: *Scandinavian Journal Of Clinical And Laboratory Investigation* 35 (1975), Nr. 5, S. 473–478
- [2] BAYLEY, F. J. ; CONWAY, L. : Fluid friction and leakage between a stationary and rotating disc. In: *The Journal of Mechanical Engineering Science* 6 (1964), Nr. 2, S. 164–172
- [3] BLAESER-KIEL, G. : Mangel an Spenderherzen ist der limitierende Faktor. In: *Deutsches Ärzteblatt* 101 (2004), Nr. 44, S. A 2932–A 2934
- [4] BOHL, W. : *Strömungsmaschinen, Band 1*. Würzburg : Vogel Fachbuchverlag, 1998 (7. Auflage)
- [5] BOHL, W. : *Strömungsmaschinen, Band 2*. Würzburg : Vogel Fachbuchverlag, 1999 (6. Auflage)
- [6] BREITENBACH, A. : *RotAssist (Motor & Pumpe) - Technische Dokumentation*. Experimentelle Chirurgie, Deutsches Herzzentrum München, 2003
- [7] CHAN, W. K. ; WONG, Y. W. ; HU, W. : Design Considerations of Volute Geometry of a Centrifugal Blood Pump. In: *Artificial Organs* 29 (2005), Nr. 12, S. 937–948
- [8] CIBA GEIGY AG (Hrsg.): *Wissenschaftliche Tabellen Geigy, Teilband Hämatologie und Humangenetik*. Basel (CH), 1979 (8. Auflage)
- [9] COHEN, B. (Hrsg.) ; PERSIJN, G. G. (Hrsg.): *Annual Report 2004*. Leiden (NL) : Eurotransplant International Foundation, 2004
- [10] CZICHOS, H. (Hrsg.): *Hütte - Die Grundlagen der Ingenieurwissenschaften*. Berlin, Heidelberg : Springer-Verlag, 2000 (31. Auflage)
- [11] DAILY, J. ; NECE, R. : Chamber dimension effects on frictional resistance of enclosed rotating disks. In: *Transactions of the ASME. Series D, Journal of Basic Engineering* 82 (1960), Nr. 1, S. 217–232
- [12] DIN EN ISO 5167: *Durchflussmessung von Fluiden mit Drosselgeräten in voll durchströmten Leitungen mit Kreisquerschnitt*. DIN Deutsches Institut für Normung e.V., Januar 2003. – Norm
- [13] DIN EN ISO 5832-3: *Chirurgische Implantate: Metallische Werkstoffe*. DIN Deutsches Institut für Normung e.V., August 2000. – Norm

- [14] DIN EN ISO 9906: *Kreiselpumpen - Hydraulische Abnahmeprüfung*. DIN Deutsches Institut für Normung e.V., August 2002. – Norm
- [15] DSO - DEUTSCHE STIFTUNG ORGANTRANSPLANTATION (Hrsg.): *Organspende und Transplantation in Deutschland*. Jahresbericht 2005. Neu-Isenburg, 2005
- [16] EARNSHAW, S. : On the nature of the molecular forces which regulate the constitution of the luminiferous ether. In: *Trans. Camb. Phil. Soc* (1842), Nr. 7, S. 97–112
- [17] EHRENBERG, A. S. C.: *Statistik oder der Umgang mit Daten*. Weinheim : VCH Verlagsgesellschaft mbH, 1986 (1. Auflage)
- [18] EUROTRANSPLANT INTERNATIONAL FOUNDATION (Hrsg.): *Wartelisten Eurotransplants vom 1. Februar 2006*. Version: 2006. <http://www.eurotransplant.nl>, Abruf: 13. Februar 2006
- [19] FRESENIUS KABI DEUTSCHLAND GMBH: *Produktinformation zu Plasmasteril 6% HES*. Bad Homburg, 2006
- [20] GEIS, T. : *Strömung und reibungsinduzierte Leistungs- und Wirkungsgradverluste in komplexen Rotor-Stator Zwischenräumen*, Universität Karlsruhe, Diss., 2002
- [21] GIERSIEPEN, M. ; WURZINGER, L. ; OPITZ, R. ; REUL, H. : Estimation of shear stress-related blood damage in heart valve prostheses-in vitro comparison of 25 aortic valves. In: *The International Journal of Artificial Organs* 13 (1990), Nr. 5, S. 300–306
- [22] GLOBAL CARDIOVASCULAR INFOBASE (Hrsg.): *Country Profile for Diseases of The Circulatory System*. <http://www.cvdinfobase.ca>, Abruf: 13. Dezember 2004
- [23] GÖTZ, M. : *Kraft- und Druckmessung in einer zentrifugalen Blutpumpe für die Extrakorporale Zirkulation*, Experimentelle Chirurgie, Deutsches Herzzentrum München, Diplomarbeit, 1998
- [24] GÜLICH, J. F.: *Kreiselpumpen: ein Handbuch für Entwicklung, Anlagenplanung und Betrieb*. Berlin, Heidelberg : Springer-Verlag, 1999
- [25] GÜLICH, J. F.: Disk friction losses of closed turbomachine impellers. In: *Forschung im Ingenieurwesen* 68 (2003), Nr. 2, S. 87–95
- [26] GUYTON, A. : *Textbook of Medical Physiology*. Philadelphia (USA) : W. B. Saunders Company, 1971 (4. Auflage)
- [27] HETZER, R. ; MÜLLER, J. H. u. a.: Bridging-to-Recovery. In: *The Annals of Thoracic Surgery* 71 (2001), Nr. 3 (Supplement 1), S. S109–S113
- [28] HETZER, R. ; WENG, Y. u. a.: First experiences with a novel magnetically suspended axial flow left ventricular assist device. In: *European Journal of Cardio-Thoracic Surgery* 25 (2004), Nr. 6, S. 964–970
- [29] HOCHREUTHER, W. : *Kräfte bei axial durchströmten Spaltdichtungen*, Institut für Thermische Strömungsmaschinen und Maschinenlaboratorium, Universität Stuttgart, Diss., 1975

- [30] HÖRZ, M. ; HERZOG, H.-G. ; MERWERTH, J. : Entwurf einer berührungslos gelagerten, permanenterregten Scheibenläufer-Synchronmaschine für ein implantierbares Herzunterstützungssystem. In: *Innovative Klein- und Mikroantriebstechnik (ETG-FB 96), Tagungsband der ETG/GMM-Fachtagung des VDE* (2004), S. 171–175
- [31] KOHLRAUSCH, F. : *Praktische Physik, Band 3*. Stuttgart : Teubner-Verlag, 1996 (24. Auflage)
- [32] KOSYNA, G. : *Untersuchungen an radial durchströmten Dichtspalten mit ebenen Spaltwandungen unter Berücksichtigung von Parallelitätsfehlern*, Pfeiderer-Institut für Strömungsmaschinen, Technische Universität Braunschweig, Diss., 1976
- [33] LIDE, D. ; KEHIAIAN, H. : *CRC handbook of thermophysical and thermochemical data*. Boca Raton (USA) : CRC Press, 1994
- [34] LÜNZMANN, H. : *Einfluß des Spaltstroms bei Spiralgehäusepumpen mit glattem Kegelspalt und mit Bauchschaufeln*. Mitteilungen des Pfeiderer-Institut für Strömungsmaschinen, Band 2. Sulzbach : Faragallah, 1995
- [35] MACKAY, J. (Hrsg.) ; MENSAH, G. (Hrsg.): *The Atlas of Heart Disease and Stroke*. Genf (CH) : World Health Organization (WHO), 2004
- [36] MENDLER, N. : *DE 103 30 434 A1: Zentrifugal-Pumpe*. Deutsches Patent- und Markenamt, 3. März 2005. – Offenlegungsschrift
- [37] MENDLER, N. u. a.: *Förderantrag an die bay. Forschungstiftung: Implantierbare Zentrifugalpumpe zur Herzunterstützung*. Experimentelle Chirurgie, Deutsches Herzzentrum München, 2001
- [38] MESANA, T. G.: Rotary Blood Pumps for Cardiac Assistance: A „Must“? In: *Artificial Organs* 28 (2004), Nr. 2, S. 218–225
- [39] NOSÉ, Y. : Tribute to Dr. Emil Sebastian Bücherl. In: *Artificial Organs* 25 (2001), Nr. 11, S. 864–865
- [40] PAPULA, L. : *Mathematik für Ingenieure und Naturwissenschaftler, Band 3*. Wiesbaden : Vieweg Verlag, 2001 (4. Auflage)
- [41] PAUL, R. ; APEL, J. u. a.: Shear Stress Related Blood Damage in Laminar Couette Flow. In: *Artificial Organs* 27 (2003), Nr. 6, S. 517–529
- [42] PETERSON, L. ; WOODS, D. : Left Ventricular Assist Systems. In: *Trends-in-Medicine* <http://www.trends-in-medicine.com>, Abruf: 14. November 2005. – Online-Newsletter, Ausgabe: Juli 2004
- [43] PFLEIDERER, C. ; PETERMANN, H. : *Strömungsmaschinen*. Berlin, Heidelberg : Springer-Verlag, 1991 (6. Auflage)
- [44] RIEDL, J. : *Experimentelle Optimierung von Spaltstromverlusten einer zentrifugalen Blutpumpe*, Experimentelle Chirurgie, Deutsches Herzzentrum München, Diplomarbeit, 2001

- [45] RÖHM GMBH & CO. KG (Hrsg.): *Produktbeschreibung: Plexiglas GS, Plexiglas XT*. Darmstadt, 2004
- [46] ROSE, E. ; GELIJNS, A. u. a.: Long-Term Use of a Left Ventricular Assist Device for End-Stage Heart Failure. In: *The New England Journal of Medicine* 345 (2001), Nr. 20, S. 1435–1443
- [47] SCHILLING, R. : Strömung in Radseitenräumen von Kreiselpumpen. In: *Strömungsmechanik und Strömungsmaschinen, Mitt. d. Inst. f. Strömungslehre u. Strömungsmaschinen* (1979), Nr. 27, S. 21–86. – Habilitationsschrift; Univ. Karlsruhe (TH)
- [48] SCHILLING, R. : *Hydraulische Strömungsmaschinen und Anlagen*. Vorlesungsskript. Lehrstuhl für hydraulische Maschinen und Anlagen der Technischen Universität München, WS 1997/98
- [49] SCHILLING, R. ; SIEGLE, H. ; STOFFEL, B. : Strömung und Verluste in drei wichtigen Elementen radialer Kreiselpumpen - Eine Literaturübersicht. In: *Strömungsmechanik und Strömungsmaschinen, Mitt. d. Inst. f. Strömungslehre u. Strömungsmaschinen* (1974), Nr. 16. – Univ. Karlsruhe (TH)
- [50] SCHLICHTING, H. : *Grenzschicht-Theorie*. Wissenschaftliche Bücherei. Karlsruhe : Braun, 1982 (8. Auflage)
- [51] SCHUBERT, F. : *Untersuchungen der Druck- und Geschwindigkeitsverteilung in Radseitenräumen radialer Strömungsmaschinen*, Technische Universität Braunschweig, Diss., 1988
- [52] SIMON, M. A. ; KORMOS, R. L. u. a.: Myocardial Recovery Using Ventricular Assist Devices. In: *Circulation* 112 (2005), Nr. 9 (Supplement I), S. I32–I36
- [53] STATISTISCHES BUNDESAMT DEUTSCHLAND (Hrsg.): *Sterbefälle 2002*. Version: 2002. <http://www.destatis.de>, Abruf: 14. September 2004
- [54] STEINBRECHER, C. : *Numerische Simulation eines berührungsfrei gelagerten Rotors für eine Blutpumpe*, Lehrstuhl für Fluidmechanik, Technische Universität München, Diss., 2004
- [55] TESLA, N. : *US 1 061 142: Fluid Propulsion*. United States Patent Office, 6. Mai 1913. – Patent
- [56] THEWS, G. ; MUTSCHLER, E. ; VAUPEL, P. : *Anatomie, Physiologie, Pathophysiologie des Menschen*. Stuttgart : Wissenschaftliche Verlagsgesellschaft mbH, 1989 (3. Auflage)
- [57] TRUTNOVSKY, K. ; KOMOTORI, K. : *Berührungsfreie Dichtungen*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 1981 (4. Auflage)
- [58] ÜNDAR, A. : Myths and Truths of Pulsatile and Nonpulsatile Perfusion During Acute and Chronic Cardiac Support. In: *Artificial Organs* 28 (2004), Nr. 5, S. 439–443
- [59] WAGNER, W. : *Experimentelle Untersuchungen an radial durchströmten Spaltdichtungen*, Technische Universität Braunschweig, Diss., 1972

-
- [60] WATTERSON, P. A. ; WOODWARD, J. C. u. a.: VentraAssist Hydrodynamically Suspended, Open, Centrifugal Blood Pump. In: *Artificial Organs* 24 (2000), Nr. 6, S. 475–477
- [61] WHO - WORLD HEALTH ORGANIZATION (Hrsg.): *The World Health Report 2004 - changing history*. Genf (CH), 2004
- [62] WIESELTHALER, G. ; SCHIMA, H. u. a.: Die DeBakey VADTM-Axialpumpe: Erste klinische Erfahrungen mit einer neuen Generation von implantierbaren, nonpulsatilen Blutpumpen als Langzeit-Überbrückung bis zur Transplantation. In: *Wiener klinische Wochenschrift* 111 (1999), Nr. 16, S. 629–635
- [63] ZILLING, H. : *Untersuchung des Axialschubs und der Strömungsvorgänge in den Radseitenräumen einer einstufigen radialen Kreiselpumpe mit Laufrad*, Univ. Karlsruhe (TH), Diss., 1973