

Aus dem Zentrum für Kinder- und Jugendmedizin der Universität Heidelberg  
Geschäftsführender Direktor: Prof. Dr. med., Prof. h.c. mult. (RCH) Georg  
Friedrich Hoffmann

Klinik Kinderheilkunde II  
Ärztlicher Direktor: Prof. Dr. med. Matthias Gorenflo

in Zusammenarbeit mit der  
Fakultät Maschinenbau und Mechatronik der Hochschule Karlsruhe -  
Technik und Wirtschaft  
Prof. Dr.-Ing. Eckhard Martens

# **Hydraulische Auslegung, numerische Optimierung und experimentelle Untersuchung einer Miniaturdiagonalpumpe**

Inauguraldissertation  
zur Erlangung des Doctor scientiarum humanarum (Dr. sc. hum.)  
an der Medizinischen Fakultät Heidelberg  
der Ruprecht-Karls-Universität

vorgelegt von

Felix Köhler

aus

Karlsruhe

2024

Dekan: Herr Prof. Dr. Michael Boutros

Doktorvater: Herr Prof. Dr. med. Matthias Gorenflo

# Inhaltsverzeichnis

<b>Nomenklatur</b>	<b>III</b>
<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>XI</b>
<b>Tabellenverzeichnis</b>	<b>XIII</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1 Motivation . . . . .	1
1.2 Stand der Technik und Forschung . . . . .	1
1.3 Das Herzunterstützungssystem „PulseMag-Heart“ . . . . .	3
1.4 Ziele der Arbeit . . . . .	4
<b>2 Material und Methoden</b>	<b>7</b>
2.1 Abgrenzung des Untersuchungsgebietes . . . . .	7
2.2 Analytische Auslegung der Pumpenhydraulik . . . . .	9
2.2.1 Literatursichtung zum Thema analytische Auslegung . . . . .	9
2.2.2 Annahmen für die Auslegung . . . . .	11
2.2.3 Festlegung des optimalen Betriebspunktes . . . . .	11
2.2.4 Wahl der spezifischen Drehzahl . . . . .	13
2.2.5 Hydraulische Auslegung . . . . .	15
2.2.6 Saugeigenschaften . . . . .	34
2.3 Numerische Untersuchungen . . . . .	36
2.3.1 Mathematisches Modell . . . . .	36
2.3.2 Numerisches Modell . . . . .	41
2.3.3 Netzunabhängigkeitsstudie . . . . .	46
2.3.4 Benchmark . . . . .	47
2.3.5 Optimierung der Zulauf- und Ablaufgeometrie . . . . .	47
2.3.6 Optimierung der hydraulischen Geometrie . . . . .	50
2.3.7 Optimierungsstrategie und -abfolge . . . . .	59
2.3.8 Validierungsrechnungen . . . . .	82
2.4 Experimentelle Untersuchungen . . . . .	84
2.4.1 Umfang der experimentellen Untersuchungen . . . . .	84
2.4.2 Beschreibung des Versuchsaufbaues des Prüfstandes . . . . .	84
2.4.3 Beschreibung des Versuchsablaufes . . . . .	86
<b>3 Ergebnisse</b>	<b>87</b>
3.1 Analytische Auslegung . . . . .	87
3.2 Numerische Untersuchungen . . . . .	88
3.2.1 Netzunabhängigkeitsstudie . . . . .	88
3.2.2 Benchmark . . . . .	89
3.2.3 Optimierung der Zulauf- und Ablaufgeometrie . . . . .	92

## *Inhaltsverzeichnis*

---

3.2.4	Geometrische Untersuchungen . . . . .	96
3.2.5	Automatisierte numerische Optimierung . . . . .	102
3.2.6	Optimierungsprozess . . . . .	113
3.2.7	Validierungsrechnungen . . . . .	115
3.3	Experimentelle Untersuchungen . . . . .	118
3.3.1	V001 Fluid Wasser . . . . .	118
3.3.2	V007_SP_n Exemplar 140 Fluid Wasser . . . . .	119
3.3.3	V007_SP_n Exemplar 140 Fluid Modellblut . . . . .	120
<b>4</b>	<b>Diskussion</b>	<b>123</b>
4.1	Analytische Auslegung . . . . .	123
4.2	Numerische Untersuchungen . . . . .	123
4.2.1	Netzunabhängigkeitsstudie . . . . .	123
4.2.2	Benchmark . . . . .	124
4.2.3	Zulauf- und Ablaufgeometrie . . . . .	124
4.2.4	Optimierungsstrategie und -abfolge . . . . .	125
4.2.5	Geometrische Untersuchungen . . . . .	127
4.2.6	Automatisierte numerische Optimierung . . . . .	127
4.2.7	Optimierungsprozess . . . . .	129
4.2.8	Validierungsrechnungen . . . . .	129
4.3	Experimentelle Untersuchung . . . . .	130
4.3.1	Kritische Betrachtung des Prüfstandsaufbaues . . . . .	130
4.3.2	V001 Fluid Wasser . . . . .	131
4.3.3	V007_SP_n Exemplar 140 Fluid Wasser . . . . .	131
4.3.4	V007_SP_n Exemplar 140 Fluid Modellblut . . . . .	132
4.4	Diskussion der Ergebnisse anhand ausgewählter Literaturstellen . . . . .	133
4.5	Ausblick . . . . .	134
<b>5</b>	<b>Zusammenfassung</b>	<b>135</b>
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>142</b>
	<b>Lebenslauf</b>	<b>143</b>
	<b>Danksagung</b>	<b>145</b>
	<b>Eidesstattliche Versicherung</b>	<b>147</b>

# Nomenklatur

## Lateinische Zeichen

<i>Zeichen</i>	<i>Benennung</i>
<i>A</i>	Fläche
<i>D</i>	Durchmesser, Speicherplatzbedarf
<i>F</i>	Kraft
<i>H</i>	Förderhöhe
<i>L</i>	Länge
<i>R</i>	Radius
<i>Re</i>	Reynoldszahl
<i>S</i>	Saugzahl
<i>T</i>	Temperatur
<i>WÜ</i>	Winkelübertreibung
<i>b</i>	Breite
<i>c</i>	Geschwindigkeit absolut, spezifische Wärmekapazität
$\partial$	partieller Differentialoperator
<i>e</i>	Schaufelstärke
<i>f</i>	Abströmbeiwertfaktor, Stufenfaktor
<i>g</i>	Normalfallbeschleunigung
<i>k</i>	Eintrittsdurchmesserbeiwert
<i>m</i>	meridionale Koordinate, meridionale Lauflänge
<i>n</i>	Drehzahl
<i>p</i>	Druck
<i>r</i>	Radius
<i>r, \vartheta, z</i>	polare Koordinaten
<i>t</i>	Dicke, Temperatur, Zeit
<i>u</i>	Umfangsgeschwindigkeit, Umfangskoordinate
<i>v</i>	Geschwindigkeit allgemein
<i>w</i>	Geschwindigkeit relativ
<i>x, y, z</i>	kartesische Koordinaten

$y+$	dimensionsloser Wandabstand
$z$	Koordinate auf Achse Drehrichtung, Anzahl

## Griechische Zeichen

<i>Zeichen</i>	<i>Benennung</i>
$\Delta$	Differenz
$\Psi$	Druckzahl
$\alpha$	Öffnungswinkel, Schaufelwinkel, Strömungswinkel absolut
$\beta$	Schaufelwinkel, Strömungswinkel relativ
$\gamma$	Abströmbeiwert
$\delta$	laminare Grenzschichtdicke
$\varepsilon$	Eintrittsdurchmesserbeiwert, Neigungswinkel äußere Strombahn, Umschlingungswinkel
$\eta$	Wirkungsgrad
$\vartheta$ , <i>THETA</i>	Winkel Polarkoordinaten
$\lambda$	Laufgradbeiwerte, Neigungswinkel tangential
$\nu$	kinematische Viskosität
$\rho$	Dichte
$\tau$	Versperrungsfaktor
$\varphi$	Stufensprungfaktor, Volumenzahl

## Indices

<i>Index</i>	<i>Benennung</i>
0, 1, 2...	Laufindex
0	vor Laufradeintrittskante, Saugmund
1	Ort an der Eintrittskante Laufrad, Zustand
2	Ort an der Austrittskante Laufrad, Zustand
3	Ort an der Eintrittskante Leitrad
4	Ort an der Austrittskante Leitrad
20°	Bezugstemperatur 20° C

## Inhaltsverzeichnis

---

<i>A</i>	Anlage
<i>B</i>	Blade, Metall-
<i>Blut</i>	Blut
<i>HG</i>	Quecksilber
<i>LA</i>	Laufrad
<i>LE</i>	Leitrad
<i>P</i>	Pumpe
<i>R</i>	required
<i>RR</i>	Radseitenreibung
<i>SP</i>	Spalt
<i>a</i>	außen-
<i>abl</i>	Ablauf-
<i>abs</i>	absolut-
<i>amb</i>	Umgebungs-
<i>ax</i>	axial-
<i>b</i>	breite
<i>d</i>	Dampf-
<i>ds</i>	druckseitig
<i>e</i>	Einlass
<i>erf</i>	erforderlich
<i>h</i>	hydraulisch
<i>hyd</i>	hydraulisch
<i>i</i>	innen-, einsetzend
<i>init</i>	initial
<i>krit</i>	kritisch
<i>m</i>	meridional, mittel-, mittlere, mechanisch
<i>max</i>	maximal, Betriebspunkt $Q_{max}$
<i>min</i>	Minimum, minimal
<i>n</i>	Anzahl
<i>n, N</i>	Nabe
<i>opt</i>	optimal, Betriebspunkt $\eta_{max}$
<i>p</i>	Druck
<i>q</i>	spezifisch

<i>ref</i>	Referenz
<i>s</i>	Saugmund-, statisch, Strombahn
<i>soll</i>	soll-
<i>ss</i>	saugseitig
<i>t</i>	tangential
<i>tot</i>	Total-
<i>u</i>	Umfangs-
<i>v</i>	Verlust-
<i>w</i>	Wasser
<i>x, y, z</i>	in Koordinatenrichtung x, y, z
<i>zul</i>	Zulauf-
<i>zus</i>	zusätzlich
*	dimensionslose, bezogene Größe
'	mit Versperrung
$\varepsilon$	Umschlingungs-
$\infty$	unendlich

## Abkürzungen

<b><i>Abkürzung</i></b>	<b><i>Bezeichnung</i></b>
AB	Autoblade
CAD	Computer Aided Design
CFD	Computational Fluid Dynamics
CFL	Courant-Friedrichs-Lewy
CGNS	CFD General Notation System
const	konstant
DMR	$\int \frac{dm}{R}$ , Koordinate Abwicklungsebene
DoE	Design of Experiments
FV	Finite Volumen
HG	Quecksilber
ICD-10	10. Version International Statistical Classification of Diseases and Related Health Problems

## *Inhaltsverzeichnis*

---

IEC	International Electrotechnical Commission
LA	Laufrad
LE	Leitrad
MPI	Message Passing Interface
NPSH	Net Positive Suction Head
NUA	Netzunabhängigkeitsstudie
PIV	Particle Image Velocimetry
RAM	Random Access Memory
SI	Système International d' unités
SP	Spalte
V	Version
VAD	Ventricular Assist Device

*Inhaltsverzeichnis*

---

# Abbildungsverzeichnis

1.1	PulseMag-Heart, Schnitt durch das CAD-Modell Entwurf 26. In der unteren Schnittebene ist der durchströmte Querschnitt zu sehen; die Namen der hydraulischen Komponenten sind rot markiert . . . . .	5
2.1	Lage der Betriebspunkte Opt und Max im Kennfeld, die Kurvenverläufe der Pumpen- und Anlagenkennlinie sind fiktiv . . . . .	13
2.2	Meridianschnitt mit Bezeichnungsschema . . . . .	19
2.3	Meridianschnitt Erstausslegung V001 mit Strombahnen . . . . .	19
2.4	Geschwindigkeitsdreieck am Eintritt Laufrad (nicht maßstabsgetreu) . . . . .	20
2.5	Winkelverteilung am Eintritt Laufrad . . . . .	22
2.6	Geschwindigkeitsdreieck am Austritt Laufrad (nicht maßstabsgetreu) . . . . .	23
2.7	Winkelverteilung am Austritt Laufrad . . . . .	27
2.8	de Haller-Kriterium (in rot Grenzwert 0,7) . . . . .	28
2.9	Geschwindigkeitsdreieck am Eintritt Leitrad (nicht maßstabsgetreu) . . . . .	29
2.10	Winkelverteilung am Eintritt Leitrad . . . . .	30
2.11	Punktewolken Laufrad und Leitrad mit Strombahnen . . . . .	32
2.12	Ablaufdiagramm des analytischen Auslegungsprozesses . . . . .	33
2.13	Oberflächennetz des Zulaufs, Optimierungsschritt 2 . . . . .	48
2.14	Ablaufdiagramm des automatisierten Optimierungsprozesses . . . . .	52
2.15	Parametrisierung der Meridiankontur: die roten Punkte stellen die parametrisch veränderbaren Koordinaten dar. Zur Orientierung sind die Eintritts- und Austrittskanten von Lauf- und Leitrad mit eingezeichnet . . . . .	53
2.16	Meridionale Parametrisierung der Eintrittskante Laufrad: die roten Punkte stellen die parametrisch veränderbaren Koordinaten dar, die roten durchgezogenen Linien die Steigung der auf der Meridiankontur liegenden Punkte, die roten gestrichelten Linien die Senkrechte zur Meridiankontur . . . . .	55
2.17	Parametrisierung der Schaufelflächen der Laufschaufel in der m-Re-Ebene im Mittelschnitt: die roten Punkte stellen die parametrisch veränderbaren Bezier-Koordinaten der Skelettlinie dar, die grünen Punkte die Koordinaten der Dickenverteilung, die grünen durchgezogenen Linien die Tangenten an die Dickenverteilung, die grünen gestrichelten Linien die Parallelen zur Skelettlinie . . . . .	56
2.18	Exemplar 133 aus Lauf V005_LE_opt2: vekorielle Geschwindigkeitsverteilung auf projiziertem Mittelschnitt (50 % Kanalhöhe) im Leitrad, Größe der Vektoren übertrieben dargestellt . . . . .	68
2.19	Laufschaufel von Exemplar 35 aus Lauf V006_opt_4, un stetiger Verlauf der Profilhinterkante durch Konstruktion auf 5 Flutbahnen . . . . .	70
2.20	Ergebnisse der Optimierungsläufe V006_opt - Verlauf von Totaldruckerhöhung und Wirkungsgrad über Optimierungsfortschritt (jeweils bestes Ergebnis pro Optimierungslauf) . . . . .	71

2.21 Optimierungslauf V006_13 - Verlauf von Totaldruckerhöhung und Wirkungsgrad als Rechenergebnis und Vorhersage des Surrogate Model des Optimierers über Anzahl Rechenfälle . . . . .	73
2.22 Spaltgeometrie für Optimierungslauf V007_SP . . . . .	74
2.23 Meridionale Ansicht des Netzes mit vernetzten Spaltgeometrien für den Optimierungslauf V007_SP . . . . .	75
2.24 Dreidimensionale Ansicht des Netzes als Oberflächennetz mit vernetzten Spaltgeometrien für den Optimierungslauf V007_SP . . . . .	75
2.25 Ergebnisse des Optimierungslaufes V007_SP_n - Verlauf von Totaldruckerhöhung und Wirkungsgrad als Rechenergebnis und Vorhersage des Surrogate Model des Optimierers über Anzahl Rechenfälle . . . . .	79
2.26 Auswertung der Nachrechnungen der drei besten Exemplare 110, 140 und 153 anhand von Totaldruckerhöhung und Wirkungsgrad . . . . .	80
2.27 Geometrieüberprüfung der drei besten Exemplare aus Optimierungslauf V007_SP_n - Vergleich der Meridiankonturen . . . . .	81
2.28 Geometrieüberprüfung der drei besten Exemplare aus Optimierungslauf V007_SP_n - Vergleich der Laufschaufelschnitte bei 50 % Kanalhöhe als konforme Abbildung in der Theta-DMR-Ebene . . . . .	81
2.29 Geschnittene CAD-Abbildung des Aufbaues der Doppellagerung . . . . .	85
2.30 Ansicht des Prüfstandsaufbaues . . . . .	86
3.1 Hydraulik V001 ohne Gehäuse dargestellt (gerendertes CAD-Modell) . . . . .	87
3.2 Ergebnisse Netzunabhängigkeitsstudie - Verlauf von Förderhöhe und Wirkungsgrad über Knotenzahl . . . . .	89
3.3 Ergebnisse Netzunabhängigkeitsstudie - Verlauf von Rechenzeit und Speicherplatzbedarf über Knotenzahl . . . . .	90
3.4 Für die Optimierungsrechnungen verwendetes Netz als Oberflächennetz . . . . .	90
3.5 Ergebnisse Benchmark - Rechenzeit in Abhängigkeit der Anzahl der Prozesse . . . . .	91
3.6 Optimierungsverlauf Zulauf - Zielgröße Totaldruckverlust über den Optimierungsschritten . . . . .	93
3.7 Vergleich der Geometrien des Zulaufes: im Hintergrund Originalgeometrie, im Vordergrund optimierte Geometrie . . . . .	93
3.8 Optimierungsverlauf Ablauf - Zielgröße Totaldruckverlust über den Optimierungsschritten . . . . .	94
3.9 Vergleich der Geometrien des Ablaufes: im Hintergrund Originalgeometrie, im Vordergrund optimierte Geometrie . . . . .	94
3.10 Axialgeschwindigkeit $v_z$ in $\frac{m}{s}$ in der Düse des final optimierten Zulaufes . . . . .	95
3.11 Vergleich der Meridianschnitte von V007_SP_n und V004_AB . . . . .	96
3.12 Meridianschnitt einer Diagonalpumpe mit veränderbarer Laufschaufelstellung (aus [Ber80]) . . . . .	97
3.13 Vergleich der Grundrisse der Laufräder von V007_SP_n und V004_AB . . . . .	98
3.14 Vergleich der Grundrisse der Leiträder von V007_SP_n und V004_AB . . . . .	99
3.15 Vergleich der Winkelverteilung der Laufräder von V007_SP_n und V004_AB . . . . .	100
3.16 Vergleich der Winkelverteilung der Leiträder von V007_SP_n und V004_AB . . . . .	100

3.17	Geometrieüberprüfung anhand des Vergleiches der dreidimensionalen Geometrien von V007_SP_n (blau) und V004_AB (rot) (ohne Gehäuse dargestellt) . . .	101
3.18	Verlauf des statischen Druckes über der Profillaufänge in Abhängigkeit der Kanalhöhe der Laufräder V007_SP_n und V004_AB . . . . .	103
3.19	Verlauf des statischen Druckes über der Profillaufänge in Abhängigkeit der Kanalhöhe der Leiträder V007_SP_n und V004_AB . . . . .	104
3.20	Verlauf des statischen Druckes über Laufrad und Leitrad bei 50 % Kanalhöhe der Geometrien V007_SP_n und V004_AB . . . . .	105
3.21	Geschwindigkeitsverteilung nach Leitrad V007_SP_n bei 50 % Kanalhöhe, Geschwindigkeitsvektoren schwarz, Hintergrund Konturplot der Tangentialgeschwindigkeit $v_t$ . . . . .	106
3.22	Detail Austritt saugseitiger Spalt V007_SP_n, Relativgeschwindigkeitsvektoren schwarz. Hintergrund: Konturplot der Meridiangeschwindigkeit $v_m$ . . . . .	107
3.23	Detail Austritt druckseitiger Spalt V007_SP_n, Relativgeschwindigkeitsvektoren schwarz, Hintergrund Konturplot der Meridiangeschwindigkeit $v_m$ . . . . .	107
3.24	Meridionale Totaldruckverteilung V007_SP_n . . . . .	108
3.25	Verteilung der Meridiangeschwindigkeit $v_m$ für V007_SP_n (oben) und V004_AB (unten) . . . . .	109
3.26	Verteilung der Meridian- und Tangentialgeschwindigkeit $v_m$ und $v_t$ über der Kanalhöhe am Laufradaustritt V007_SP_n und V004_AB . . . . .	109
3.27	Verteilung der Meridian- und Tangentialgeschwindigkeit $v_m$ und $v_t$ über der Kanalhöhe am Leitradaustritt V007_SP_n und V004_AB . . . . .	110
3.28	Statistik des Erfolges aller durchgeführten Rechnungen . . . . .	113
3.29	Self Organizing Map des Wirkungsgrades Optimierungslauf V007_SP_n . . . . .	114
3.30	Self Organizing Map der Totaldruckerhöhung Optimierungslauf V007_SP_n . . . . .	115
3.31	Auf den ursprünglichen Auslegungspunkt bezogenes, geglättetes Kennfeld der Hydraulik V001, Fluid Wasser, Maßstab 2:1 . . . . .	118
3.32	Kennfeld der Hydraulik V007_SP_n Exemplar 140, Fluid Wasser, Maßstab 2:1 . . . . .	119
3.33	Kennfeld der Hydraulik V007_SP_n Exemplar 140, Fluid Modellblut, Maßstab 2:1 . . . . .	121
3.34	Durchströmwiderstand im zentrifugalen Turbinenbetrieb der Hydraulik V007_SP_n Exemplar 140, Fluid Modellblut, Maßstab 2:1 . . . . .	122

*Abbildungsverzeichnis*

---

## Tabellenverzeichnis

2.1	Hauptabmessungen Laufrad für die Erstellung des Meridianschnittes . . . . .	16
2.2	Hauptabmessungen Leitrad für die Erstellung des Meridianschnittes . . . . .	17
2.3	Verwendete Stoffwerte . . . . .	41
2.4	Optimierung Zulauf, Änderungsmaßnahmen und Resultate . . . . .	50
2.5	Optimierung Ablauf, Änderungsmaßnahmen und Resultate . . . . .	51
2.7	Ergebnisse der besten Exemplare 110, 140, 153 aus Optimierungslauf V007_SP_n	78
3.1	Parameter der Netze und Ergebnisse der Netzunabhängigkeitsstudie . . . . .	88
3.2	Ergebnisse der Validierungsrechnungen im Maßstab 2:1 mit zusätzlichen Ergebnissen im Maßstab 1:1 . . . . .	116
3.3	Werte zur Validierung Fluid Wasser . . . . .	120
3.4	Werte zur Validierung Fluid Modellblut . . . . .	120

---

# Kapitel 1: Einleitung

## 1.1 Motivation

Nach der Tabelle der Sterbefälle der Gesundheitsberichterstattung des Bundes stellt die Herzinsuffizienz (ICD10: I50) mit 35.131 Fällen die sechsthäufigste Todesursache im Jahre 2021 in der Bundesrepublik dar [Ges22]. Der deutsche Herzbericht gibt für das selbe Jahr 438.589 vollstationäre Fälle für diese Diagnose an [Deu23]. Die konventionellen, medikamentösen Therapiemaßnahmen sind nur für einen begrenzten Anteil der Patienten wirksam. Ebenso fehlt es an Spenderorganen, um das kranke Herz zu ersetzen, abgesehen von den langfristigen Komplikationen, welche bei diesem Verfahren auftreten können. Eine Möglichkeit, die Pumpfunktion des kranken Herzens zu unterstützen, ist der Einsatz von Herzunterstützungssystemen, auch Ventricular Assist Device (VAD) genannt. Die bisher kommerziell verfügbaren VADs stellen bisher keine langfristige Lösung dar und sind nur durch eine komplizierte Implantation unter Verwendung einer Herz-Lungen-Maschine einsetzbar. Üblicherweise werden diese Herzunterstützungssysteme als Bypass zwischen der linken Herzkammer und der aufsteigenden Aorta eingesetzt. Eine Untersuchung an Patienten mit Herzunterstützungssystemen aus dem Jahre 2019 ergab, dass das 5-Jahres-Überleben bei einer Linksherzunterstützung nur 46 % beträgt, bei gleichzeitiger Rechtsherzunterstützung sogar nur 28 % [KCP 19]. Der deutsche Herzbericht 2021 fordert explizit eine Weiterentwicklung der Unterstützungssysteme: „Da eine Transplantation für die meisten Patienten immer unwahrscheinlicher wird, sind LVAD-Systeme, die sich technisch allerdings weiter entwickeln müssen, der einzige Ausweg, das Leben der Patienten auf der Warteliste zu retten.“ [Deu22]. Das einzige in Deutschland im Jahre 2023 zugelassene linksseitige VAD ist das Modell HeartMate 3 der Fa. Abbott [Deu23]. Einen Einblick in die wirtschaftliche Bedeutung des Marktes der VAD-Produkte aus dem Jahre 2019 ermöglicht [Swa19], hier wird allein für den US-Markt eine Marktgröße von 2,2 Mrd. US-Dollar angegeben und für Deutschland eine bemerkenswerte Steigerung derselben bis 2025 prognostiziert.

## 1.2 Stand der Technik und Forschung

Einen Überblick über den Stand der Technik bei Herzunterstützungssystemen mit Kreiselpumpen und magnetischen, berührungsfreien Lagerungen gibt [HST06]. Stellvertretend seien die

Pumpen INCOR der Fa. Berlin Heart und HeartMate 3 der Fa. Abbott erwähnt. Beide Pumpen werden als Bypasssystem betrieben. Die Hydraulik der Incor ähnelt der eines rein axialen Vorsatzläufers<sup>1</sup>, an den sich ein axialer Diffusor anschliesst. Das HeartMate 3 weist eine rein radial durchströmte Beschaufelung auf, die stark der primitiven Kreisbogenschaukel ähnelt, und in ein Spiralgehäuse fördert. Die bestehenden VAD-Systeme weisen eine Reihe von Nachteilen auf, deren Vermeidung zu einem technischen Neuentwurf eines innovativen Herzunterstützungssystems führen muss.

Die hydraulische Auslegung und numerische Berechnung von VAD-Systemen ist ein bisher wenig beachtetes Gebiet. Im Folgenden werden einige als relevant befundene Veröffentlichungen aufgeführt. Apel stellt in [Ape02] eine frühe Untersuchung mittels numerischer Methoden vor und erwähnt die konventionelle Auslegung der Beschaufelung. In diesem Zusammenhang ist der dort erwähnte erzielte maximale hydraulische Wirkungsgrad von  $\eta_{hyd} = 0,75$  als Vergleichsgröße interessant. Thamsen stellt in ihrer Dissertation [Tha16] numerische Simulationen zweier kommerziell erhältlicher VADs und einer neuartigen, konventionell ausgelegten, nicht optimierten zweistufigen Axialpumpe vor. Den bei letzterer erzielten Wirkungsgrad gibt sie mit  $\eta = 0,47$  an. In [PCF18] wird der Einfluss des Überdeckungsgrades des Gehäuses auf Wirkungsgrad und Hämolyse numerisch untersucht. Das Resultat der Untersuchungen ist, dass eine verminderte Überdeckung eine geringere Hämolyse hervorruft. In [TIS 00] wird der positive Einfluss von Spülbohrungen auf die Bildung von Thromben durch Stagnationsgebiete im druckseitigen Radseitenraum nachgewiesen. [ZZF 13] vergleichen numerische Ergebnisse mit PIV-Messungen<sup>2</sup> anhand der CentriMag von Abbott. Eine Geometrieoptimierung anhand der MicroMed von DeBakey wird in [BBN08] vorgestellt. Die Autoren erwähnen eine Prozesskette bestehend aus einem [sic!] Programm und stellen keine Ergebnisse in Bezug auf die erzielten Wirkungsgradverbesserungen dar. [BBH 09] stellen den Stand des Einsatzes des Werkzeugs CFD<sup>3</sup> im Bereich Herzunterstützungssysteme für das Jahr 2009 dar. Explizit erwähnen sie die Tatsache, dass das Fluid Blut üblicherweise als Newtonsches Fluid modelliert wird. In einem kurzen Absatz gehen Sie auf die Optimierung der hydraulischen Geometrie ein und erwähnen die beiden Designphilosophien manuelle und automatisierte Optimierung. In seiner Dissertation [Yu15] beschreibt der Autor eine mögliche CFD-basierte Optimierungsphilosophie für Blutpumpen, in der sowohl die modellierte Hämolyse als auch der Wirkungsgrad Zielgrößen sein

---

<sup>1</sup>**Vorsatzläufer:** auch Inducer genannt, vor dem eigentlichen Laufrad anordnetes Laufrad, welches die Saugfähigkeit erhöht und damit das Kavitationsrisiko senkt, ähnelt stark der Archimedischen Schraube

<sup>2</sup>**PIV:** Particle Image Velocimetry - fotooptisches Verfahren zur Bestimmung von Geschwindigkeitsfeldern in Strömungen durch Bildvergleich

<sup>3</sup>**CFD:** Computational Fluid Dynamics - rechnergestütztes, numerisches Lösen der relevanten, eine Strömung beschreibenden Gleichungen

können. Eine kombinierte Optimierung mit beiden Zielgrößen führt er nicht durch. 2023 veröffentlicht [NKS 23] die automatische Optimierung der NeoVAD-Pumpe mittels genetischer Algorithmen. Die Geometrie der Pumpe wird durch 5 Parameter beschrieben, die Optimierung wird anhand von 32 mit CFD berechneten Pumpen als Datenbasis durch ein Ersatzmodell durchgeführt, wobei nur die besten Exemplare mittels CFD validiert werden.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass keine der betrachteten Literaturquellen eine in sich geschlossene, funktionsfähige Prozesskette zur Geometrieoptimierung hinsichtlich Wirkungsgrad einer Blutpumpe beschreibt.

## 1.3 Das Herzunterstützungssystem „PulseMag-Heart“

Es entstand aus den oben genannten Gründen die seit 2012 bestehende Arbeitsgruppe, welche ein VAD entwickelt, das die bestehenden Nachteile vermeidet. In Anlehnung an zwei seiner herausragenden Eigenschaften wurde das VAD „PulseMag-Heart“ genannt. In Kooperation arbeiten Kardiologen (Universitätsklinikum Heidelberg, Prof. Dr. med. Matthias Gorenflo), Herzchirurgen (Universitätsklinikum Hannover, Prof. Dr. med. Arjang Ruhparwar) und Maschinenbauingenieure (Prof. Dr.-Ing. Frank Pöhler, Prof. Dr.-Ing. Hans-Werner Dorschner, Prof. Dr.-Ing. Eckhard Martens, Hochschule Karlsruhe) an diesem neuartigen System. Das PulseMag-Heart soll folgende Alleinstellungsmerkmale aufweisen:

- Ein vollständig magnetisch aktives Lagerungssystem mit Notlaufeigenschaften erlaubt die Vermeidung von psychisch belastenden Laufgeräuschen und arbeitet unter normalen Betriebszuständen vollständig verschleißfrei. Das magnetisch aktive Lagerungssystem ist hier als dauernde Regelung des radialen Abstandes zwischen der Welle und den stromdurchflossenen Magneten zu verstehen, analog wird die axiale Position der Welle geregelt.
- Der Einsatz eines Brushless-DC-Motors mit großem Spalt zwischen Rotor und Stator ermöglicht die Integration desselben in die Gehäusestruktur und damit durch die Minimierung der Baugröße der Pumpe eine minimalinvasive Implantation. Der Ort des Einsatzes kann unter anderem die aufsteigende Aorta sein, was die weitere Schädigung des kranken Herzens durch die mit der Bypasslösung verbundene Myotomie des Herzmuskels verhindert.
- Die optimale Hydraulik mit einem hohen Wirkungsgrad ergibt eine geringe Fluiderwär-

mung und einen geringen Energieverbrauch. Eine Besonderheit der Hydraulik ist der geringe Widerstand gegen eine passive Durchströmung, welche bei einer verbleibenden residuellen Funktion des Herzens bei Ausfall des Antriebs der Pumpe das Überleben des Patienten ermöglicht. Diese wichtige Eigenschaft ermöglicht erst die Implantation in der Hauptschlagader.

- Die hinsichtlich Wirkungsgrad optimale Hydraulik ergibt eine geringe Hämolyse durch niedrige Blutschädigung aufgrund von Scherkräften, die Vermeidung von Totwassergebieten ergibt eine geringere Thrombenbildung.
- Ein pulsatiler Betriebsmodus durch rhythmische Drehzahlvariation erhält den natürlichen Herzrhythmus, bewirkt eine geringere Neigung zur Thrombenbildung und kann die verbliebene effektive Pumpleistung des Herzens besser unterstützen.
- Eine intelligente Leistungssteuerung erlaubt die Anpassung an die wechselnde Belastung des Organismus und gleichzeitig eine Überwachung der Betriebswerte und der Funktionstüchtigkeit der Pumpe.

In Abb. 1.1 ist eine Abbildung des PulseMag-Heart unter Angabe der wesentlichen Bauteile gezeigt. Das dargestellte VAD ist der Entwurf Nr. 26, das Resultat einer aufwändigen Lösungsmatrix nach VDI 2221, dem Leitfaden für die systematische Konstruktionsmethodik. Der Fokus der vorliegenden Arbeit beschränkt sich auf die vom Fluid durchströmten Geometrien. In Flussrichtung sind das der Zuströmbereich, das Laufrad mit den Radseitenräumen, das Leitrad und der Abströmbereich.

### 1.4 Ziele der Arbeit

Hauptziel der Arbeit ist es, die Pumpenhydraulik für das oben beschriebene Herzunterstützungssystem zu entwerfen, sie zu perfektionieren und zu validieren. Im Folgenden sind die Hauptarbeitsschritte und die daraus resultierenden Ziele aufgeführt:

- Analytische Auslegung der Geometrie der Pumpe auf Basis bekannter statistischer Angaben, Ziel: hydraulisch gute, bei Änderungen robuste Geometrie, Ausgangspunkt für die Optimierung.
- Numerische Optimierung der parametrisierten Geometrie mittels genetischer Optimierungsalgorithmen, Ziele: möglichst hoher Wirkungsgrad, Erreichen der festgelegten För-

## 1.4 Ziele der Arbeit

derhöhe.

- Experimentelle Untersuchung der optimierten Geometrie auf dem Prüfstand mit den Fluiden Wasser und Modellblut, Ziele: Validierung der numerischen Berechnungen, Nachweis des Erreichens von Wirkungsgrad und Förderhöhe, Ermittlung des Kennfeldes der Hydraulik.

Ein weiteres Ziel der Arbeit ist es, eine funktionierende Prozesskette zu schaffen, mit deren Hilfe zukünftige hydraulische Geometrien mit abweichenden spezifischen Drehzahlen schneller entworfen und optimiert werden können.

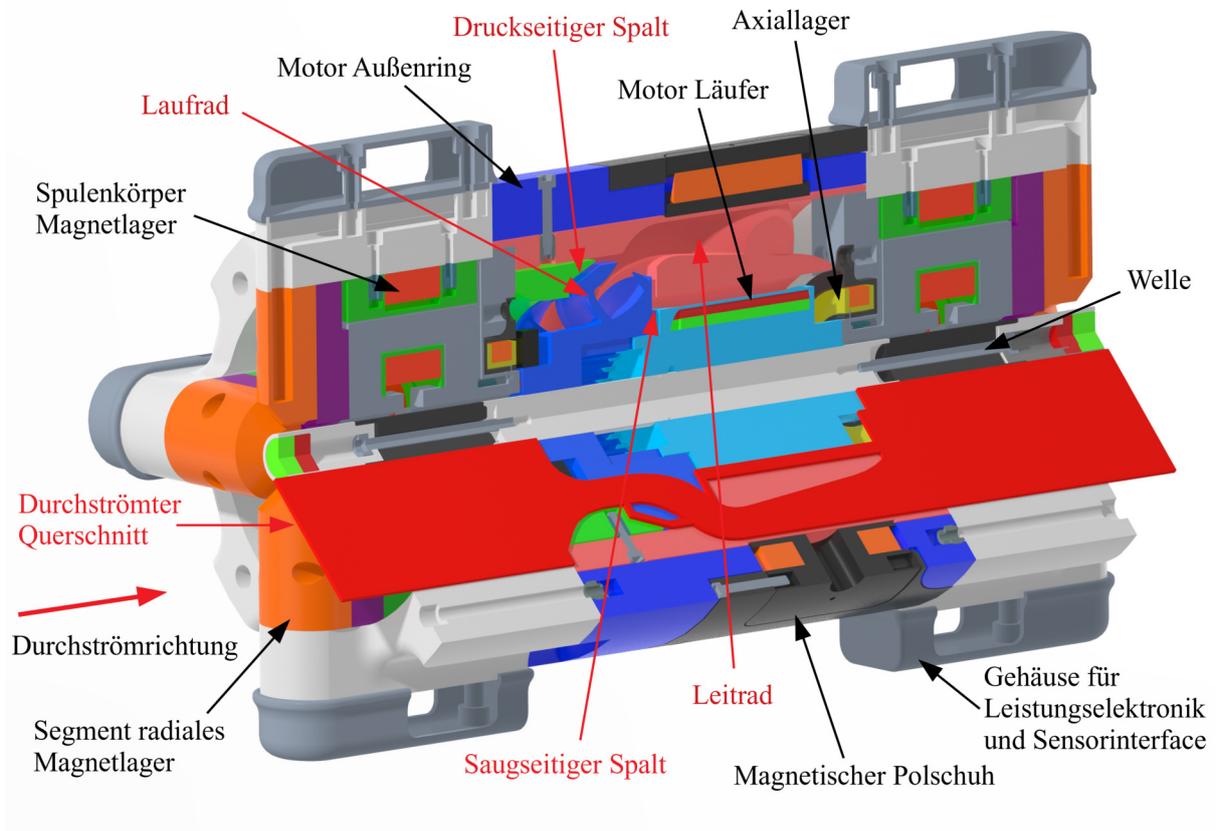


Abbildung 1.1: PulseMag-Heart, Schnitt durch das CAD-Modell Entwurf 26. In der unteren Schnittebene ist der durchströmte Querschnitt zu sehen; die Namen der hydraulischen Komponenten sind rot markiert

## *1 Einleitung*

---

---

# Kapitel 2: Material und Methoden

## 2.1 Abgrenzung des Untersuchungsgebietes

In der vorliegenden Arbeit wird die Hydraulik des oben beschriebenen Herzunterstützungssystems entworfen, optimiert und validiert. Unter Hydraulik sind die durchströmten Geometrien einer Strömungsmaschine zu verstehen, also Laufrad, Leitrad, Meridiankontur<sup>1</sup> und Radseitenräume<sup>2</sup>. Zusätzlich werden hier der Zu- und Abströmbereich numerisch auf die Höhe der Totaldruckverluste hin untersucht und optimiert, da diese für die Herzunterstützungspumpe Bestandteil der aufzubringenden Förderhöhe sind. In diesen Untersuchungen wird die Diskretisierung als Vernetzung eines rotatorisch periodischen Viertels des Zu- und Abströmkanals vorgenommen, entsprechend der Anordnung der vier Lagerspulen des Magnetlagers. Das für die Optimierung von Lauf- und Leitradgeometrie und Meridiankontur verwendete Rechenmodell besteht aus jeweils einem vernetzten Schaufelkanal, d. h. auch hier wird die Periodizität ausgenutzt. Die Totaldruckverluste aus dem Zu- und Abströmkanal werden nur als Betrag in der zu erreichenden Förderhöhe berücksichtigt, auf eine Modellierung wird für die Optimierungsrechnungen verzichtet. Die Radseitenräume werden im letzten Optimierungsschritt hinzugenommen, um während der aufwendigen Geometrieoptimierung Rechenzeit einzusparen. Der Einfluss der Radseitenraumdurchströmung lässt sich somit in einem Vergleich der beiden letzten Optimierungsschritte quantifizieren.

Als Zielgrößen der Optimierung werden die geforderte Totaldruckerhöhung und der Wirkungsgrad der Pumpe verwendet. Die Konzentration auf einen möglichst hohen Wirkungsgrad unter Vernachlässigung der Hämolyseeffekte<sup>3</sup> ergibt eine signifikante Einsparung von Rechenzeit. Wie [GNN19] nachgewiesen hat, lässt sich mit dieser Vorgehensweise eine Pumpengeometrie erzielen, die neben einem hohen Wirkungsgrad einen niedrigen Hämolyseindex aufweist. Das Resultat der Berechnungen von [GNN19] war, dass die Geometrie, welche nur auf Wirkungsgrad hin optimiert wurde, einen ähnlichen Hämolyseindex aufweist wie die auf Hämolyse und Wirkungsgrad hin optimierte, gleichzeitig aber einen höheren Wirkungsgrad aufwies als letztere. Diese Abhängigkeit des Hämolysegrades vom Pumpenwirkungsgrad wird durch [LWX 23]

---

<sup>1</sup>**Meridiankontur:** Darstellung der Zirkularprojektion der Schaufelein- und austrittskanten auf einer Schnittebene durch die Maschinendrehachse und Schnitt durch Nabe und Gehäuse auf derselben Ebene

<sup>2</sup>**Radseitenräume:** Vom Fluid durchströmte, ringförmige Räume, die als berührungsfreie Dichtungen den rotierenden Teil der hydraulischen Maschine vom stehenden Teil trennen

<sup>3</sup>**Hämolyse:** Auflösung der roten Blutkörperchen, hier aufgrund von mechanischer Beschädigung

bestätigt. Es wird daher in der vorliegenden Untersuchung auf eine Berechnung des Hämolyseindex während der Optimierung verzichtet. Nach einer experimentellen Untersuchungen der optimierten Pumpe mit Blut kann das Fluid auf den Grad der Hämolyse hin untersucht werden, um eine Aussage über die Wirksamkeit dieser Optimierungsphilosophie treffen zu können.

Etwaige Einflüsse aus Magnetlagerung und Antrieb, die über den Geometrieinfluss hinausgehen, werden im Rahmen dieser Arbeit nicht berücksichtigt. Ebenso werden die Bereiche vor und nach der eigentlichen Pumpe weder modelliert noch in die Berechnungen mit einbezogen. Ein Einfluss von elastischen Verformungen der Geometrie durch Strömungskräfte, also die Fluid-Struktur-Interaktion, wird nicht in Betracht gezogen. Die Rotordynamik der Pumpe wurde innerhalb der Projektlaufzeit betrachtet [GMM16], mit dem Resultat, dass der rotierende Teil bei den gegebenen Drehzahlen unterkritisch läuft. Dies bedeutet, dass die kritische Drehzahl auch im Anfahrmodus nicht durchfahren werden muss, d. h., es herrschen im gesamten Betriebsgebiet der Pumpe stabile Verhältnisse.

In der vorliegenden Arbeit wird die numerische Optimierung der Geometrie der Pumpe sowohl durch manuelle als auch automatisierte Optimierungsverfahren durchgeführt. Die manuelle Optimierung spielt ihre Vorteile bei der Verringerung der Druckverluste in der Zu- und Ablaufgeometrie aus, da hier der Aufbau einer automatisierten Optimierungsprozesskette in keinem Verhältnis zum erzielbaren Aufwand stehen würde. Berücksichtigt werden muss allerdings der Einfluss der Erfahrung des Optimierenden auf Geschwindigkeit und Qualität der Optimierung. Die automatisierte Optimierung spielt ihren unbestreitbaren Vorteil insbesondere bei dem intelligenten Abprüfen des Parameterraumes durch die schiere Anzahl der möglichen Exemplare aus. Die Tatsache, dass die analytisch ausgelegte Geometrie mit Sicherheit weit weg von der optimalen Geometrie liegt, spielt dadurch eine untergeordnete Rolle. Eine manuelle Optimierung der hydraulischen Geometrie ist hier als wesentlich aufwändiger einzuschätzen, da keine umfassende und validierte Datenbasis für derart kleine Pumpen mit höherzähem Fluid als Ausgangspunkt der Optimierung vorliegt. Hinzu kommt der fehlende Erfahrungsschatz des Optimierenden für solche Maschinen, was für die manuelle Optimierung ein zeitlich nicht abschätzbares Vorhaben bedeuten würde.

## 2.2 Analytische Auslegung der Pumpenhydraulik

### 2.2.1 Literatursichtung zum Thema analytische Auslegung

Die Menge an Literatur zur Auslegung von hydraulischen Maschinen, insbesondere von Pumpen, ist sehr groß. Werke, die eine geschlossene Darstellung des analytischen Auslegungsprozesses inklusive statistischer Angaben für die relevanten Kenngrößen geben können, sind allerdings von überschaubarer Anzahl. Im Folgenden werden die für die Auslegung der Herzunterstützungspumpe als relevant befundenen Werke aufgeführt und charakterisiert.

- Harold H. Anderson stellt in seinem Werk „Centrifugal pumps and allied machinery“ [And94] seine neuartige Flächen-Theorie dar. Eine vollständige Beschreibung dieses Ansatzes, den er für geeigneter als die herkömmliche Auslegungsmethode auf Strombahnen hält, wird nicht ausgeführt. Es werden nur wenige statistische Angaben zur Auslegung dargestellt.
- Jörn Apel zeigt in seiner Dissertation „Numerische Simulation der Strömung in Miniaturkreiselpumpen zur Blutförderung“ [Ape02], die sich hauptsächlich mit der numerischen Nachrechnung der Strömung durch eine Axialpumpe befasst, einige interessante Details zur Auslegung, insbesondere erreichte Werte für den hydraulischen Wirkungsgrad  $\eta_{hyd}$ .
- Reiner Bappert vergleicht in seiner Dissertation „Einfluß des Energieverlaufs im Laufrad halbaxialer Kreiselpumpen auf Wirkungsgrad und Kavitation“ [Bap83] verschiedene Verteilungsgesetze für den Verlauf von Ein- zu Austrittswinkel im Laufrad und schließt daran eine experimentelle Überprüfung der Resultate an.
- Willi Bohl stellt in seinem Buch „Strömungsmaschinen - Berechnung und Konstruktion“ [BE13] die konventionelle Auslegung von Turbomaschinen unter Angabe von statistischen Daten dar. Allerdings hat das Werk eher den Charakter einer einleitenden Übersicht, die unterschiedlichen Quellen der Auslegungsdaten ergeben damit keine geschlossene Auslegungsphilosophie.
- Andre de Kovats and Georges Desmur geben in Ihrem Buch „Pumpen, Ventilatoren und Kompressoren radialer und axialer Bauweise“ [KD68] aus dem Jahre 1968 eine Übersicht der konventionellen Auslegungsmethode unter Angabe von statistischen Auslegungsdaten. Ein kurzer Einschub geht auf die Besonderheiten der Diagonalpumpen ein.

- Johann Gülich gibt in seinem umfangreichen Werk „Kreiselpumpen: Handbuch für Entwicklung, Anlagenplanung und Betrieb“ [Gül13] eine umfassende Darstellung des Entwicklungsprozesses von Kreiselpumpen. Der Autor zeigt eine detaillierte Darstellung der Auslegungsmethoden und -daten. Den Besonderheiten der halbaxialen Laufrädern widmet er ein eigenes Kapitel.
- Das Buch „Die Kreiselpumpen für Flüssigkeiten und Gase: Wasserpumpen, Ventilatoren, Turbogebläse, Turbokompressoren“ [Pfl61] von Carl Pfeleiderer, erschienen im Jahre 1961, stellt noch immer ein anerkanntes Standardwerk für den Pumpenbau dar. Es spiegelt den Wissensstand der Kreiselpumpenauslegung der 1950er Jahre wieder. Pfeleiderer gibt hier auch ein Auslegungsbeispiel einer halbaxialen Pumpe an.
- Joachim Raabe gibt in seinem Werk „Hydraulische Maschinen und Anlagen“ [Raa89] einen kurzen Abriss über die Auslegung der Diagonalpumpen, verweist hierbei aber bezüglich der statistischen Auslegungsdaten hauptsächlich auf die Werke von Pfeleiderer und Stepanoff.
- Alexey Stepanoffs Buch „Radial- und Axialpumpen : Theorie, Entwurf, Anwendung“ [Ste59] stellt den Wissensstand im Pumpenbau der 1950er Jahre mit dem Fokus auf die Entwicklung in den USA dar. Er gibt umfangreiche statistische Auslegungsdaten an, deren Streuung allerdings teilweise beachtlich ist. Ein Kapitel befasst sich mit der Auslegung der Halbaxialmaschinen.
- Adam Troskolański und Stephan Łazarkiewicz stellen in Ihrem Werk „Kreiselpumpen : Berechnung und Konstruktion“ [TŁ76] den Stand im Kreispumpenbau der 1970er Jahre mit Fokus auf die Entwicklungen im Raum der ehemaligen Ostblock-Länder dar. Sie geben ein Auslegungsbeispiel von Laufrad und Leitrad einer Diagonalpumpe an.

Aufgrund der exzellenten Datenlage, der konsistenten Beschreibung der Auslegungsphilosophie und der Aktualität des Werkes von Gülich wird die analytische Auslegung der Hydraulik der Pumpe hier auf Basis seiner Angaben vorgenommen. Verwendung findet die im Zeitraum der Auslegung aktuellste 4. Auflage von 2013, die Neuerscheinung der 5. Auflage 2020 wird nicht berücksichtigt, zumal in ihr keine neuen Erkenntnisse zur Auslegung von Diagonalmaschinen vorgestellt werden.

### 2.2.2 Annahmen für die Auslegung

Folgende Annahmen werden im Vorfeld der analytischen Auslegung der Pumpenhydraulik getroffen:

- stationäre Strömung durch alle benetzten Bauteile
- laminare Strömung
- Vernachlässigung des Einflusses der erhöhten Zähigkeit des Fluides Blut
- Auslegung der Hydraulik für das Fluid Wasser unter Berücksichtigung der Dichte von Blut
- Vernachlässigung der nicht-Newtonschen Eigenschaft des Fluides Blut (keine Abhängigkeit der Zähigkeit des Fluides von der Schergeschwindigkeit), siehe auch Kapitel 2.3.1.1.

Der Zähigkeitseinfluss des Fluides Blut wird in der analytischen Auslegung nicht berücksichtigt, da zur Umrechnung der Leistungsdaten der mit Wasser betriebenen auf die mit Blut betriebene Pumpe nur unzureichende Ansätze existieren. Eine Analyse der viskositätsbedingten Änderung der Verluste in den einzelnen durchströmten Komponenten verbietet sich im Vorfeld einer Neuauslegung. Statistische Verfahren wie [Hyd83] sind hier aufgrund der geringen Größe, des nicht-Newtonschen Fluides und der vergleichsweise hohen spezifischen Drehzahl der Pumpe nicht anwendbar. Der Zähigkeitseinfluss wird später im Rahmen der numerischen Optimierung berücksichtigt.

### 2.2.3 Festlegung des optimalen Betriebspunktes

Folgende Betriebsbedingungen werden innerhalb der Arbeitsgruppe aufgrund der medizinischen Notwendigkeit, mit dem VAD die komplette Leistung des menschlichen Herzens ersetzen zu können, als Anforderungen an die Pumpe definiert:

Förderhöhe  $\Delta p = 80 \text{ mmHG}$

maximaler Volumenstrom  $Q_{max} = 6 \text{ l/min}$

Die Förderhöhe von  $\Delta p = 80 \text{ mmHG}$  ist hier als Totaldruckdifferenz anzusehen, da der Ein- und Austrittsdurchmesser identisch und die Annahme einer verschwindend geringen geodäti-

schen Höhendifferenz gerechtfertigt ist. Die Förderhöhe in SI-Einheiten ergibt sich mit  $\rho_{HG} = 13546 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$  ([Cle87], S. 238) und

$$\Delta p = \rho g H \quad (2.1)$$

zu

$$\Delta p = 13546 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} 80 \text{ mm} \frac{1 \text{ m}}{1000 \text{ mm}} = 10631 \text{ Pa} \quad (2.2)$$

Die für das Projekt festgelegte Dichte des Fluides Blut beträgt  $\rho_{Blut} = 1055 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ . Diese Festlegung ist im Zuge von Viskositätsmessungen an menschlichem Blut getroffen worden, nähere Angaben hierzu sind in der Abhandlung [BGK16] zu finden. Dort finden sich ebenfalls Angaben zu der festgelegten Viskosität. Nach Umstellen von Gl. 2.1 ergibt sich die Förderhöhe in Metern, der im Pumpenbau üblichen Einheit:

$$H = \frac{\Delta p}{\rho_{Blut} g} = \frac{10631 \text{ Pa}}{1055 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 1,027 \text{ m} \quad (2.3)$$

Die so ermittelte Förderhöhe ist nicht mit der Auslegungsförderhöhe der Pumpe identisch, da hierzu noch die Totaldruckverluste im Einströmkanal sowie im Ausströmkanal addiert werden müssen. Um jedoch eine Erstauslegung durchführen zu können, genügt dieser Zahlenwert. Die Abhängigkeit der Förderhöhe  $H_{opt}$  von der Anlagenkennlinie wird hier nicht berücksichtigt, es wird von einer konstanten Förderhöhe ausgegangen. Der optimale Volumenstrom wird zu  $Q_{opt} = 5 \text{ l/min}$  gesetzt, damit ergibt sich eine Optimalpunktlage von

$$\frac{Q_{opt}}{Q_{max}} = \frac{5 \text{ l/min}}{6 \text{ l/min}} = 0,833 \quad (2.4)$$

bei einem Auslegungsvolumenstrom von  $Q_{opt} = 8,33333 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$  in SI-Einheiten. Die Optimalpunktlage von 83,3 % liegt damit etwas unter dem von Güllich angegebenen Bereich von  $0,8 < \frac{Q_{max}}{Q_{opt}} < 1,1$  ([Gül13], S. 383), der eine gewisse Sicherheit gegen Überlast bietet. Der Vorteil der etwas niedrigeren Optimalpunktlage ist eine geometrisch kleinere Maschine, die auch bei geringeren Volumenströmen noch einen ausreichend guten Wirkungsgrad besitzt und einen breiten Betriebsbereich aufweist. Ein geringerer Wirkungsgrad im Überlastpunkt  $Q_{max}$  ist als

weniger kritisch anzusehen, limitierend ist hier eher das Einsetzen der Kavitation. Die Lage der Betriebspunkte im Kennfeld ist in Abbildung 2.1 schematisch dargestellt. Für die analytische Auslegung der Laufradgeometrie wird der Spaltvolumenstrom vernachlässigt, d. h. der hier genannte Wert für den optimalen Volumenstrom wird zur Berechnung der Fluidgeschwindigkeiten herangezogen.

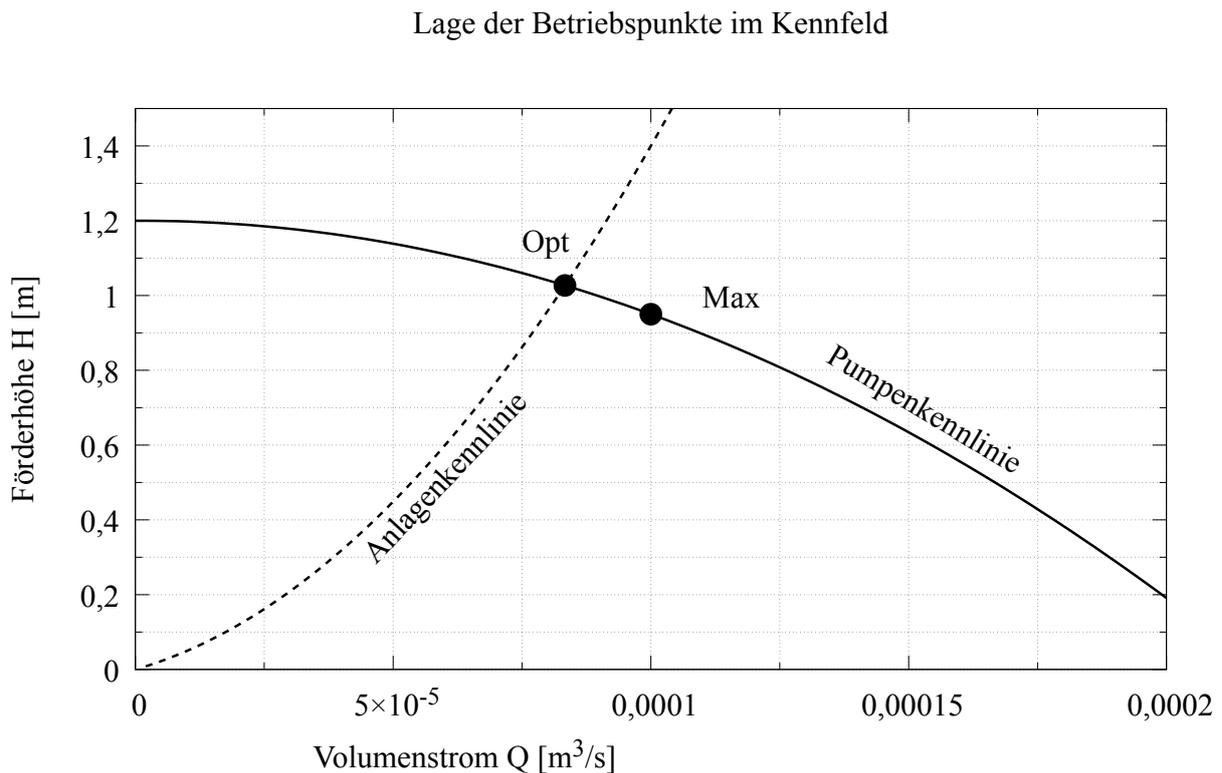


Abbildung 2.1: Lage der Betriebspunkte Opt und Max im Kennfeld, die Kurvenverläufe der Pumpen- und Anlagenkennlinie sind fiktiv

### 2.2.4 Wahl der spezifischen Drehzahl

Die spezifische Drehzahl, auch Radformkennzahl oder Schnellläufigkeit genannt, kann für diese Auslegung nicht frei gewählt werden, da hier als limitierende Größe der Durchmesser der Maschine zu beachten ist. Der Außendurchmesser des VADs ist auf  $D_A = 20 \text{ mm}$  festgelegt. Nun ist die Maschinendrehzahl und damit auch die spezifische Drehzahl so zu wählen, dass die Pumpenhydraulik in den vorgegebenen Bauraum passt. Die spezifische Drehzahl wird hier in der traditionell im Pumpenbau verwendeten, dimensionsbehafteten Definition verwendet:

$$n_q = n \frac{\sqrt{\frac{Q_{opt}}{Q_{ref}}}}{\left(\frac{H}{H_{ref}}\right)^{0,75}} \text{ mit } Q_{ref} = 1 \frac{m^3}{s}, H_{ref} = 1 \text{ m und } n \text{ in } \frac{1}{min} \quad (2.5)$$

Aufgrund der Problematik des begrenzten Außendurchmessers der Pumpe wird hier ein Umweg über die Druckzahl  $\Psi$  genommen, die den Laufradaußendurchmesser am Austritt  $D_{2a}$  beinhaltet. Gülich gibt in [Gül13] (S. 126) grafisch den Verlauf der optimalen Druckzahl  $\Psi_{opt}$  an. Hier wird der untere Kurvenverlauf gewählt, um eine stabile Kennlinie zu erhalten. Folgendes, durch ein Regressionsverfahren gewonnenes Polynom, approximiert den Zusammenhang sehr gut:

$$\Psi_{opt} = -1,02455610^{-8} n_q^3 + 1,57236110^{-5} n_q^2 - 0,006935 n_q + 1,053529 \quad (2.6)$$

Durch ein iteratives Vorgehen, in welchem die Drehzahl gewählt wird, woraus sich die spezifische Drehzahl ergibt, kann der Laufradaußendurchmesser am Austritt durch Umstellen der Definition der Druckzahl:

$$\Psi_{opt} = \frac{2 g H}{u_2^2} = \frac{2 g H}{(\pi D_{2a} n)^2} \quad (2.7)$$

und der optimalen Druckzahl nach 2.6 bestimmt werden. Wählt man die Drehzahl zu  $n = 8000 \frac{1}{min}$ , ergibt sich eine spezifische Drehzahl von  $n_q = 71,57 \frac{1}{min}$ , damit eine Druckzahl von  $\Psi_{opt} = 0,6339$ , welche in einem Laufradaußendurchmesser am Austritt von  $D_{2a} = 0,01346 \text{ m} = 13,46 \text{ mm}$  resultiert. Wie der Meridianschnitt des Erstentwurfes später zeigen wird, ergibt sich mit diesen Werten eine Hydraulik, die die Anforderungen bezüglich des Einbauraumes gut erfüllt. Der oben genannte Wert für die spezifische Drehzahl zeigt gleichzeitig auf, dass die Radform die einer Diagonal- oder Halbaxialpumpe ist. Die Kennlinienform einer Pumpe dieser Schnellläufigkeit ist stabil, weist einen Anstieg der Förderhöhe hin zu kleinen Volumenströmen auf und der Punkt größter Leistungsaufnahme liegt günstigerweise im Überlastbereich.

## 2.2.5 Hydraulische Auslegung

### 2.2.5.1 Wahl der Hauptabmessungen

Um den Meridianschnitt der Maschine entwerfen zu können, müssen weitere geometrische Größen gewählt werden. Aufgrund der gebotenen Kürze erfolgt die Darstellung in Tabellenform (Tab. 2.1 und Tab. 2.2). Die hier verwendeten Bezeichnungen entsprechen dem traditionellen, in [Gül13] verwendeten Bezeichnungsschema, mit in Flussrichtung steigender Indexzahl, und sind in Abbildung 2.2 erläutert. Mit Hilfe dieser Angaben kann nun der Meridianschnitt entworfen werden. Ein wertvolles Hilfsmittel hierzu ist das hier verwendete parametrische CAD-System<sup>4</sup> Creo der Fa. PTC. In Abb. 2.3 ist der entworfene Meridianschnitt des Erstentwurfes dargestellt. Unter Einhaltung der oben aufgeführten Werte werden die innerste und die äußerste Strombahn, entsprechend Nabe und Gehäuse, als C- Spline-Linien stetigen Verlaufes konstruiert. Die Ein- und Austrittskanten von Lauf- und Leitrad werden so gelegt, dass zwischen ihnen und den begrenzenden Wandstrombahnen ein Winkel nahe 90° eingehalten werden kann. Hier sind auch gleich die für den Schaufelentwurf notwendigen Strombahnen gezeigt, die die durchströmte Fläche in 6 Teilflutflächen aufteilen, die jeweils von einem gleichen anteiligen Volumenstrom durchflossen werden (sie sind damit unter Annahme einer quer zu den Strombahnen konstanten Meridiangeschwindigkeit flächengleich). Die Konstruktion der Schaufeln erfolgt auf den beiden äußeren und der mittleren Strombahn, dadurch weist die Schaufelfläche automatisch geometrische Stetigkeit auf. Damit ist ein aufwändiger Querabgleich der Schaufelstetigkeit nicht erforderlich.

### 2.2.5.2 Schaufelzahl

Die Zahl der Schaufeln für Lauf- und Leitrad wird nach den empirischen Angaben Gülichs zu  $z_{LA} = 6$  und  $z_{LA} = 7$  gewählt. Die dort angegebene Bedingung, dass die Schaufelzahlen kein ganzzahliges Vielfaches voneinander geben dürfen, kann damit nicht für alle Ordnungen eingehalten werden. Einerseits wird sich die Schaufelzahl im Zuge der Optimierung noch verändern, andererseits ist die gewählte Kombination nicht unüblich ([Gül13], S. 479).

---

<sup>4</sup>CAD = Computer Aided Design

Tabelle 2.1: Hauptabmessungen Laufrad für die Erstellung des Meridianschnittes

Bezeichnung	Bestimmungsgleichung	Wert	Kommentar
Neigungswinkel äußere Strombahn	$\varepsilon_s = 90^\circ \left(\frac{n_q}{200}\right)^{0,74}$	42,07 °	
Mittlerer Austrittsdurchmesser	$D_{2m} = e^{-0,04\left(\frac{n_q}{30}-1\right)} D_{2a}$	0,01273 m	
Laufradinnendurchmesser Austritt	$D_{2i} = \sqrt{2\left(\frac{D_{2m}}{D_{2a}}\right)^2 - 1} D_{2a}$	0,01197 m	
Volumenzahl für $\eta_{opt}$	$\varphi_{opt} = 0,27\left(\frac{200}{n_q}\right)^{0,3}$	0,36749 –	
Laufradaußendurchmesser Eintritt	$D_{1a} = \sqrt[3]{\frac{4 Q_{opt}}{\pi^2 n \varphi} + D_n^3}$	0,0112 m	
Nabendurchmesser	$D_n$	0,008 m	konstruktive Vorgabe
Austrittsbreite	$b_2 = \left(0,017 + 0,262 \frac{n_q}{100} - 0,08 \frac{n_q}{100}^2 + 0,0093 \frac{n_q}{100}^3\right) D_{2a}$	0,002247 m	
Axiale Erstreckung	$\Delta z_{12a} = (D_{2a} - D_{1a}) \left(\frac{n_q}{74}\right)^{1,07}$	0,00218 m	
Eintrittsbreite	$b_1 = \frac{1}{2}(D_{1a} - D_n)$	0,0016 m	
Schaufelzahl	$z_{LA}$	6 –	siehe Abschnitt 2.2.5.2
Schaufelstärke	$e_{LA} = D_{2a} 0,022$	0,0003 m	Schaufelstärkenfaktor für dicke Profile

Tabelle 2.2: Hauptabmessungen Leitrad für die Erstellung des Meridianschnittes

Bezeichnung	Bestimmungsgleichung	Wert	Kommentar
Minimale Länge Leitrad	$L_{LE,min} = 0,72 \left(\frac{n_q}{200}\right)^{0,19} D_{2m}$	0,00754 m	
Leitradaußendurchmesser Eintritt	$D_{3a}$	0,01576 m	nach stetiger Außenkontur gewählt
Leitradinnendurchmesser Eintritt	$D_{3i}$	0,0132 m	nach stetiger Innenkontur gewählt
Leitradaußendurchmesser Austritt	$D_{4a}$	0,018 m	konstruktive Vorgabe max. Außendurchmesser
Leitradinnendurchmesser Austritt	$D_{4i}$	0,01 m	nach stetiger Innenkontur gewählt
Mittlerer Leitraddurchmesser Eintritt	$D_{3m}$	0,01454 m	geometrischer Mittelwert
Halber Öffnungswinkel Diffusor	$\frac{\alpha}{2}$	3°	Sicherer Abstand gegen Ablösung
Länge Diffusor	$L_{LE} = \left(\frac{D_{3i}}{4} - \frac{D_{4i}}{4}\right) \frac{1}{\tan \frac{\alpha}{2}}$	0,01526 m	resultiert aus $\frac{\alpha}{2}$
Schaufelzahl	$z_{LA}$	7 –	siehe Abschnitt 2.2.5.2
Schaufelstärke	$e_{LE}$	0,0008 m	Schaufelstärke gewählt

### 2.2.5.3 Hydraulischer Wirkungsgrad

Um die Austrittswinkel und damit die Schaufelabwicklung des Laufrades berechnen zu können, muss der zu erwartende hydraulische Wirkungsgrad  $\eta_{hyd}$  bekannt sein. Nun gibt es für eine Pumpe dieser geringen Größe und das Fluid Blut keine statistischen Angaben zu möglichen erzielbaren Wirkungsgraden. Es wird auf zwei Wegen ein möglicher Wert für  $\eta_{hyd}$  aus den von Gülich für größere Pumpen angegebenen Werten ermittelt: 1.) durch Extrapolation und 2.) durch Abwertung nach IEC60193 [Int99]. Erstellt man ein Polynom der von Gülich in Abhängigkeit des Volumenstromes angegebenen Daten und extrapoliert bis zu dem hier benötigten Volumenstrom  $Q_{opt} = 0,0000833 \frac{m^3}{s}$ , ergibt sich ein unrealistisch kleiner hydraulischer Wirkungsgrad von  $\eta_{hyd} = 0,369$ . Die Abwertung geht von der kleinsten Pumpe ( $Q = 0,005 \frac{m^3}{s}$ ) gleicher spezifischer Drehzahl nach Gülich aus. Diese weist einen hydraulischen Wirkungsgrad von  $\eta_{hyd} = 0,8614$  auf. Mit dem von dem Unterschied der Reynoldszahlen zwischen Modell und Prototyp abhängigen Verfahren nach IEC60193 ergibt sich eine Abwertung von  $\Delta\eta_{hyd} = -0,0716$  und somit ein möglicher hydraulischer Wirkungsgrad von  $\eta_{hyd} = 0,789$ . Fragwürdig ist hier natürlich, ob dieses Verfahren in dem Bereich niedriger Reynoldszahlen und höherer Fluidzähigkeit noch verlässliche Ergebnisse liefert. Apel gibt in seinem Werk [Ape02] einen erreichten maximalen hydraulischen Wirkungsgrad im Bereich von ca. 75 % an, allerdings für eine Axialmaschine mit einer spezifischen Drehzahl von ca.  $n_q = 125 \frac{1}{min}$ . Hier wird aufgrund der vorigen Überlegungen für die Auslegung ein Wert von  $\eta_{hyd} = 0,77$  angenommen, gültig für alle Strombahnen des Laufrades. Da der hydraulische Wirkungsgrad lediglich für die analytische Auslegung benötigt und sich im Zuge der numerischen Optimierung verändern wird, erscheint diese Vorgehensweise sinnvoll.

### 2.2.5.4 Ermittlung der Schaufelwinkel

**Eintritt Laufrad** Die Schaufelwinkel am Eintritt des Laufrades werden unter Berücksichtigung der Versperrung durch die einzelnen Schaufeln und unter Annahme einer Winkelüberreibung von  $W\ddot{U} = 1,075^5$  aus den Strömungswinkeln ermittelt. Die Meridiangeschwindigkeit wird als unabhängig vom Radius angenommen. Die vektoriellen Geschwindigkeitsverhältnisse sind in Abb. 2.4 für den Schnittpunkt zwischen äußerer Strombahn und Eintrittskante dargestellt.

Exemplarisch wird hier die Ermittlung des Schaufelwinkels am Eintritt in das Laufrad am Au-

---

<sup>5</sup>Mittelwert des von Gülich angegebenen Bereichs der notwendigen Winkelüberreibung

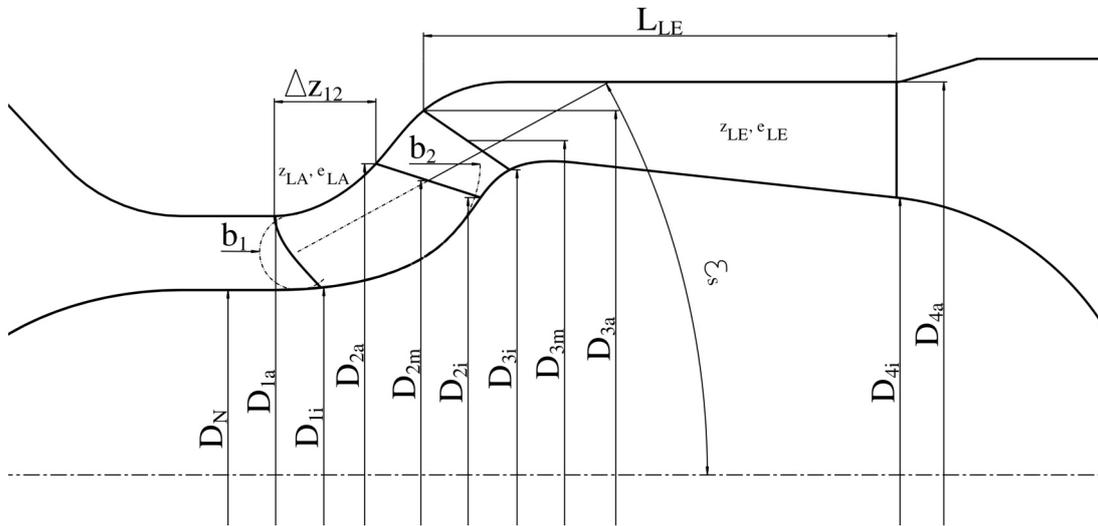


Abbildung 2.2: Meridianschnitt mit Bezeichnungsschema

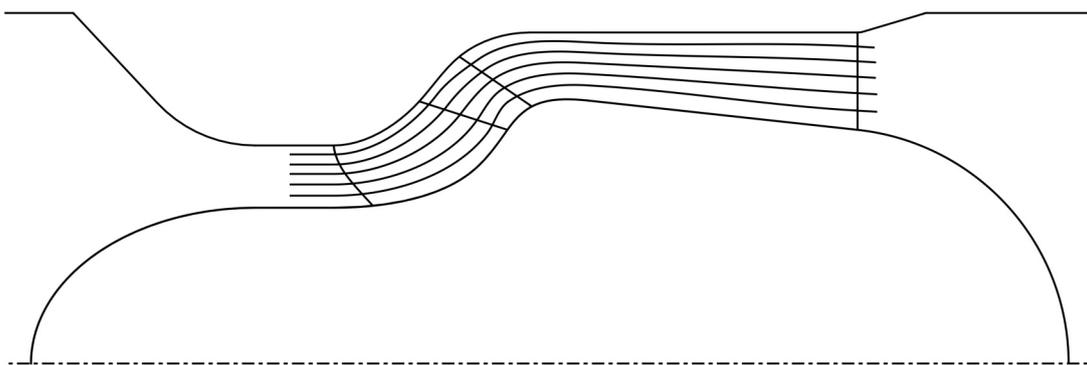


Abbildung 2.3: Meridianschnitt Erstausslegung V001 mit Strombahnen

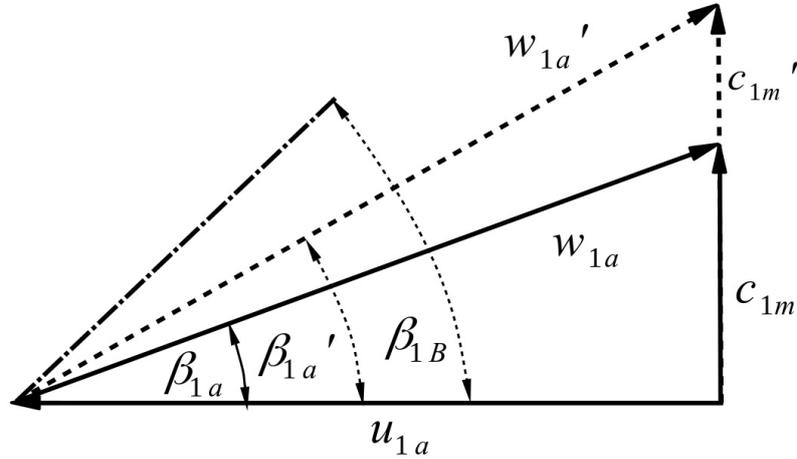


Abbildung 2.4: Geschwindigkeitsdreieck am Eintritt Laufrad (nicht maßstabsgetreu)

Bendurchmesser durchgeführt. Hier beträgt der örtliche Radius  $R_{1a} = 0,005602 \text{ m}$  (siehe Abb. 2.2), damit wird die Umfangsgeschwindigkeit zu:

$$u_{1a} = 2 \pi n R_{1a} = 2 \pi \frac{8000}{60} \frac{1}{s} 0,005602 \text{ m} = 4,693 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (2.8)$$

Die Meridiangeschwindigkeit ergibt sich aus den geometrischen Vorgaben und dem optimalen Volumenstrom zu:

$$c_{1m} = \frac{Q_{opt}}{\frac{\pi}{4}(D_{1a}^2 - D_N^2)} = \frac{8,3333 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\frac{\pi}{4}((0,0112 \text{ m})^2 - (0,008 \text{ m})^2)} = 1,7246 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (2.9)$$

Aus dem Geschwindigkeitsdreieck wird die Relativgeschwindigkeit durch geometrische Addition berechnet:

$$w_{1a} = \sqrt{u_{1a}^2 + c_{1m}^2} = \sqrt{(4,693 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2 + (1,7246 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2} = 4,9998 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (2.10)$$

Damit ergibt sich der Strömungswinkel zwischen  $w_{1a}$  und  $u_{1a}$  zu:

$$\beta_{1a} = \arctan\left(\frac{c_{1m}}{u_{1a}}\right) = \arctan\left(\frac{1,7246 \frac{m}{s}}{4,693 \frac{m}{s}}\right) = 20,18^\circ \quad (2.11)$$

Unter Annahme eines Neigungswinkels<sup>6</sup> der Schaufel im Grundriss<sup>7</sup> von  $\lambda = 90^\circ$  ergibt sich der Versperrungsfaktor zu:

$$\tau_1 = \left(1 - \frac{z_{LA} e_{LA}}{\pi D_{1a} \sin(\beta_{1B}) \sin(\lambda)}\right)^{-1} = \left(1 - \frac{6 \cdot 0,0003 \text{ m}}{\pi \cdot 0,0112 \text{ m} \sin(26,89^\circ) \sin(90^\circ)}\right)^{-1} = 1,1025 \quad (2.12)$$

In dieser Gleichung erscheint der Schaufelwinkel  $\beta_{1B}$ , der zu diesem Zeitpunkt noch nicht bekannt ist. Daher ist ein iteratives Vorgehen notwendig. Mit dem Versperrungsfaktor (Zeiger  $\tau$ ) ergibt sich die Meridiangeschwindigkeit zu:

$$c'_{1m} = c_{1m} \tau_1 = 1,7246 \frac{m}{s} \cdot 1,1025 = 1,9014 \frac{m}{s} \quad (2.13)$$

Da die Umfangsgeschwindigkeit von der Versperrung nicht beeinträchtigt wird, ergibt sich nun die Relativgeschwindigkeit zu:

$$w'_{1a} = \sqrt{u_{1a}^2 + c_{1m}^2} = \sqrt{\left(4,693 \frac{m}{s}\right)^2 + \left(1,9014 \frac{m}{s}\right)^2} = 5,0635 \frac{m}{s} \quad (2.14)$$

und damit der Strömungswinkel mit Versperrung zu:

$$\beta'_{1a} = \arctan\left(\frac{c'_{1m}}{u_{1a}}\right) = \arctan\left(\frac{1,9014 \frac{m}{s}}{4,693 \frac{m}{s}}\right) = 22,06^\circ \quad (2.15)$$

Berücksichtigt man nun noch die Winkelübertreibung, gelangt man zum Schaufelwinkel, auch Metallwinkel genannt:

$$\beta_{1aB} = \arctan(W\ddot{U} \tan(\beta'_{1a})) = \arctan(1,075 \tan(22,06^\circ)) = 23,54^\circ \quad (2.16)$$

---

<sup>6</sup>**Neigungswinkel:** Winkel zwischen Tangente des Außendurchmessers und Schaufelkante

<sup>7</sup>**Grundriss:** Zeichnerische Darstellung des Laufrades mit Blickrichtung auf den Eintritt, in Richtung Achse der Drehrichtung

Dieser Berechnungsgang wird tabellarisch für alle Punkte der Eintrittskante auf den Strombahnen durchgeführt. Die sich ergebende Winkelverteilung in Abhängigkeit des Radius ist der Abb. 2.5 zu entnehmen.

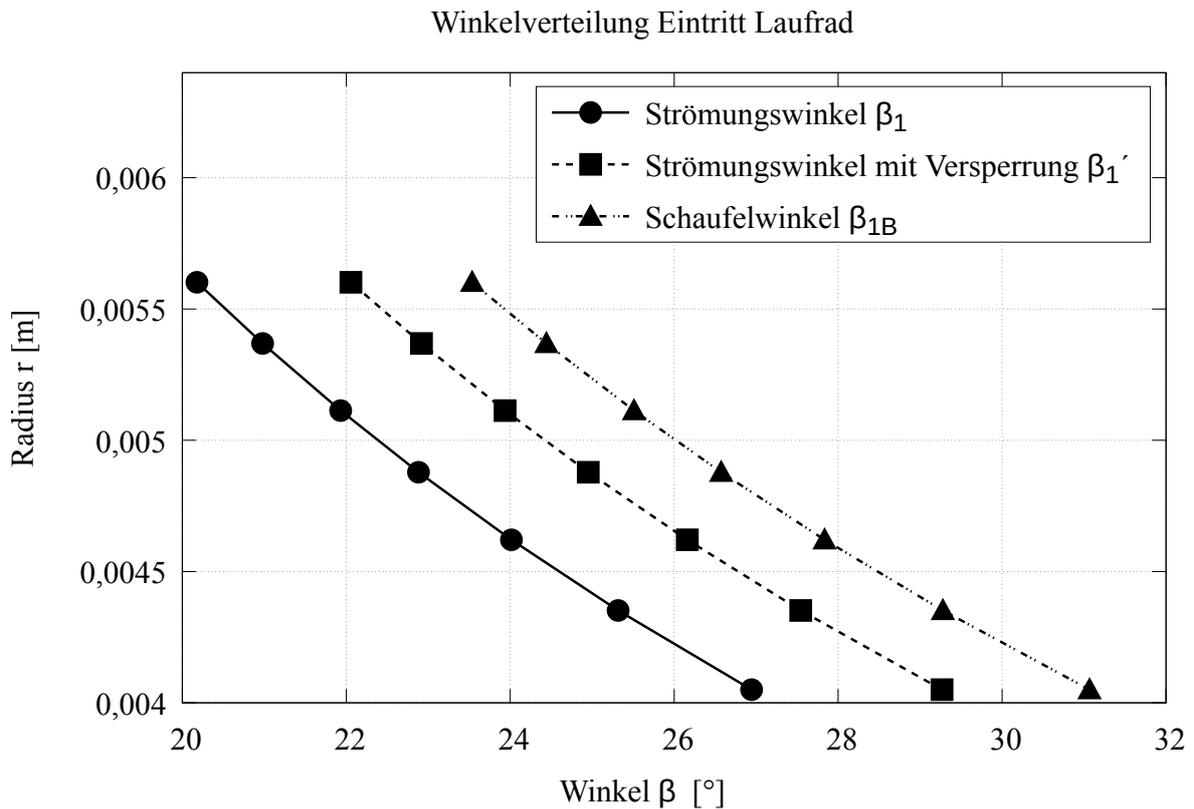


Abbildung 2.5: Winkelverteilung am Eintritt Laufrad

**Austritt Laufrad** Die Schaufelwinkelverteilung am Austritt des Laufrades wird nach dem Prinzip der Wirbelflussmaschine entworfen, da hiermit durch die nahezu konstante Axialgeschwindigkeit ein radiales Gleichgewicht eingehalten wird und damit keine Ausgleichströmungen in radialer Richtung auftreten ([Gül13], S. 428). Die Schaufelprofile werden durch die an der Nabe benötigte große Umlenkung allerdings dort stark verwunden. Um Ablösungen und damit Wirkungsgradminderungen zu vermeiden wird das Verzögerungsverhältnis der Relativgeschwindigkeiten  $w_2/w_{2a} > 0,7$ , auch nach seinem Schöpfer „de Haller-Kriterium“ genannt, überprüft. Die die Schaufelwinkelverteilung am Austritt beeinflussenden Größen sind der hydraulische Wirkungsgrad, der Versperrungseinfluss und der Abströmbeiwert. Exemplarisch wird hier wieder die Berechnung für den Laufradaußendurchmesser  $D_{2a} = 0,01346 \text{ m}$  durchgeführt.

## 2.2 Analytische Auslegung der Pumpenhydraulik

Die vektoriellen Geschwindigkeitsverhältnisse am Laufradaustritt am Außenschnitt sind in Abb. 2.6 gezeigt.

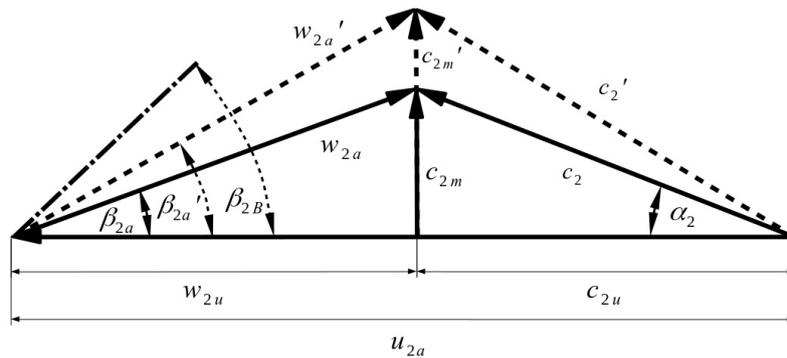


Abbildung 2.6: Geschwindigkeitsdreieck am Austritt Laufrad (nicht maßstabsgetreu)

Die Umfangsgeschwindigkeit beträgt hier:

$$u_2 = 2 \pi n R_2 = 2 \pi \frac{8000}{60} \frac{1}{s} 0,00673 \text{ m} = 5,6381 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (2.17)$$

Die meridionale Geschwindigkeit beträgt:

$$c_{2m} = \frac{Q_{opt}}{\pi D_{2M} b_2} = \frac{8,3333 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi 0,01273 \text{ m} 0,002247 \text{ m}} = 0,9269 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (2.18)$$

Die Absolutkomponente der Umfangsgeschwindigkeit ergibt sich aus der umgestellten Turbinenhauptgleichung zu:

$$c_{2u} = \frac{H g}{\eta_{hyd} u_2} = \frac{1,027 \text{ m} 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}{0,775 \cdot 5,6381 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 2,3211 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (2.19)$$

Damit kann die Relativkomponente der Umfangsgeschwindigkeit ermittelt werden:

$$w_{2u} = u_2 - c_{2u} = 5,6381 \frac{m}{s} - 2,3211 \frac{m}{s} = 3,317 \frac{m}{s} \quad (2.20)$$

Die Absolutgeschwindigkeit wird durch geometrische Addition gebildet:

$$c_2 = \sqrt{c_{2m}^2 + c_{2u}^2} = \sqrt{(0,9269 \frac{m}{s})^2 + (2,3211 \frac{m}{s})^2} = 2,4993 \frac{m}{s} \quad (2.21)$$

Ebenso die Relativgeschwindigkeit:

$$W_2 = \sqrt{c_{2m}^2 + w_{2u}^2} = \sqrt{(0,9269 \frac{m}{s})^2 + (3,3170 \frac{m}{s})^2} = 3,4441 \frac{m}{s} \quad (2.22)$$

Nun lassen sich der absolute Strömungswinkel

$$\alpha_2 = \arctan\left(\frac{c_{2m}}{c_{2u}}\right) = \arctan\left(\frac{0,9269 \frac{m}{s}}{2,3211 \frac{m}{s}}\right) = 21,77^\circ \quad (2.23)$$

und der relative Strömungswinkel

$$\beta_2 = \arctan\left(\frac{c_{2m}}{w_{2u}}\right) = \arctan\left(\frac{0,9269 \frac{m}{s}}{3,3170 \frac{m}{s}}\right) = 15,61^\circ \quad (2.24)$$

bestimmen.

Der Versperrungsfaktor  $\tau_2$  wird analog zu dem am Eintritt unter Annahme eines Neigungswinkels der Schaufel von  $\lambda = 90^\circ$  bestimmt:

$$\tau_2 = \left(1 - \frac{z_{LA} e_{LA}}{\pi D_{2a} \sin(\beta_{2B}) \sin(\lambda)}\right)^{-1} = \left(1 - \frac{6 \cdot 0,0003 \text{ m}}{\pi \cdot 0,01346 \text{ m} \sin(25,76^\circ) \sin(90^\circ)}\right)^{-1} = 1,0876 \quad (2.25)$$

In dieser Gleichung erscheint wieder der Schaufelwinkel  $\beta_{2B}$ , der zunächst geschätzt werden muss und auch hier ein iteratives Vorgehen erfordert. Die Umfangsgeschwindigkeit, die Absolutkomponente und die Relativkomponente der Umfangsgeschwindigkeit werden durch die Versperrung nicht beeinflusst. Mit dem Versperrungsfaktor ergibt sich die Meridiangeschwin-

digkeit nun zu:

$$c'_{2m} = c_{2m} \tau_2 = 0,9269 \frac{m}{s} 1,0876 = 1,0081 \frac{m}{s} \quad (2.26)$$

Die Absolutgeschwindigkeit beträgt dann:

$$c'_2 = \sqrt{c'^2_{2m} + c^2_{2u}} = \sqrt{(1,0081 \frac{m}{s})^2 + (2,3211 \frac{m}{s})^2} = 2,5306 \frac{m}{s} \quad (2.27)$$

Ebenso die Relativgeschwindigkeit:

$$w'_2 = \sqrt{c'^2_{2m} + w^2_{2u}} = \sqrt{(1,0081 \frac{m}{s})^2 + (3,3170 \frac{m}{s})^2} = 3,4668 \frac{m}{s} \quad (2.28)$$

Damit wird der absolute Strömungswinkel:

$$\alpha'_2 = \arctan\left(\frac{c'_{2m}}{c_{2u}}\right) = \arctan\left(\frac{1,0081 \frac{m}{s}}{2,3211 \frac{m}{s}}\right) = 23,48^\circ \quad (2.29)$$

und der relative Strömungswinkel:

$$\beta'_2 = \arctan\left(\frac{c'_{2m}}{w_{2u}}\right) = \arctan\left(\frac{1,0081 \frac{m}{s}}{3,3170 \frac{m}{s}}\right) = 16,9^\circ \quad (2.30)$$

Zur Bestimmung des Abströmbeiwertes  $\gamma$  muss zuerst der Eintrittsdurchmesserbeiwert  $\varepsilon_{1m}$  mit einem vorläufigen Wert für  $\beta_{2B}$  bestimmt werden:

$$\varepsilon_{1m} = e^{-8,16 \frac{\sin(\beta_{2B})}{z_{LA}}} = e^{-8,16 \frac{\sin(25,76^\circ)}{6}} = 0,4806 \quad (2.31)$$

und mit dem bezogenen Eintrittsdurchmesser  $d^*_{1m}$  geprüft werden:

$$d^*_{1m} = \frac{\sqrt{0,5 (D_{1a}^2 + D_N^2)}}{D_{2m}} = \frac{\sqrt{0,5 ((0,0112 m)^2 + (0,008 m)^2)}}{0,01273 m} = 0,76440 \quad (2.32)$$

Da die Bedingung  $d^*_{1m} \geq \varepsilon_{1m}$  erfüllt ist, wird der Eintrittsdurchmesserbeiwert  $k_W$  durch folgende

Gleichung bestimmt:

$$k_W = 1 - \left( \frac{d_{1m}^* - \varepsilon_{1m}}{1 - \varepsilon_{1m}} \right)^3 = 1 - \left( \frac{0,76440 - 0,4806}{1 - 0,4806} \right)^3 = 0,83685 \quad (2.33)$$

Nun wird der Abströmbeiwertfaktor  $f_1$  mit  $n_{q,ref} = 1 \frac{1}{min}$  ermittelt:

$$f_1 = 1,02 + 1,2 \cdot 10^{-3} \left( \frac{n_q}{n_{q,ref}} - 50 \right) = 1,02 + 1,2 \cdot 10^{-3} \left( \frac{71,575 \frac{1}{min}}{1 \frac{1}{min}} - 50 \right) = 1,04589 \quad (2.34)$$

Nun kann der Abströmbeiwert  $\gamma$  berechnet werden:

$$\gamma = f_1 \left( 1 - \frac{\sqrt{\sin(\beta_{2B})}}{z_{LA}^{0,7}} \right) k_W = 1,04589 \left( 1 - \frac{\sqrt{\sin(25,76^\circ)}}{6^{0,7}} \right) 0,83685 = 0,85886 \quad (2.35)$$

Damit ist nach einigen Iterationsschritten der Metallwinkel  $\beta_{2B}$  bestimmbar:

$$\beta_{2B} = \arctan \left( \frac{-c'_{2m}}{c_{2u} - \gamma u_2} \right) = \arctan \left( \frac{-1,0081 \frac{m}{s}}{2,3211 \frac{m}{s} - 0,858865 \cdot 6,381 \frac{m}{s}} \right) = 21,79^\circ \quad (2.36)$$

Die sich mit dem beschriebenen Vorgehen ergebende Winkelverteilung ist in Abb. 2.7 gezeigt.

Das Verzögerungskriterium  $\frac{w_2}{w_{1a}}$ , das „de Haller-Kriterium“, soll den Betrag 0,7 nicht unterschreiten, um Ablösungen und damit einhergehende Wirkungsgradminderungen zu vermeiden. Auf der innersten Strombahn wird diese Grenze mit einem Wert von 0,68 geringfügig unterschritten (s. Abb. 2.8). Dies wird einerseits angesichts der geringen Differenz als nicht relevant angesehen, andererseits ist der Grenzwert des de Haller-Kriteriums nicht als absolute Grenze anzusehen, da er in kompressibler Strömung an geraden Verdichtergittern ohne Rotationseinfluss gewonnen wurde [de 53].

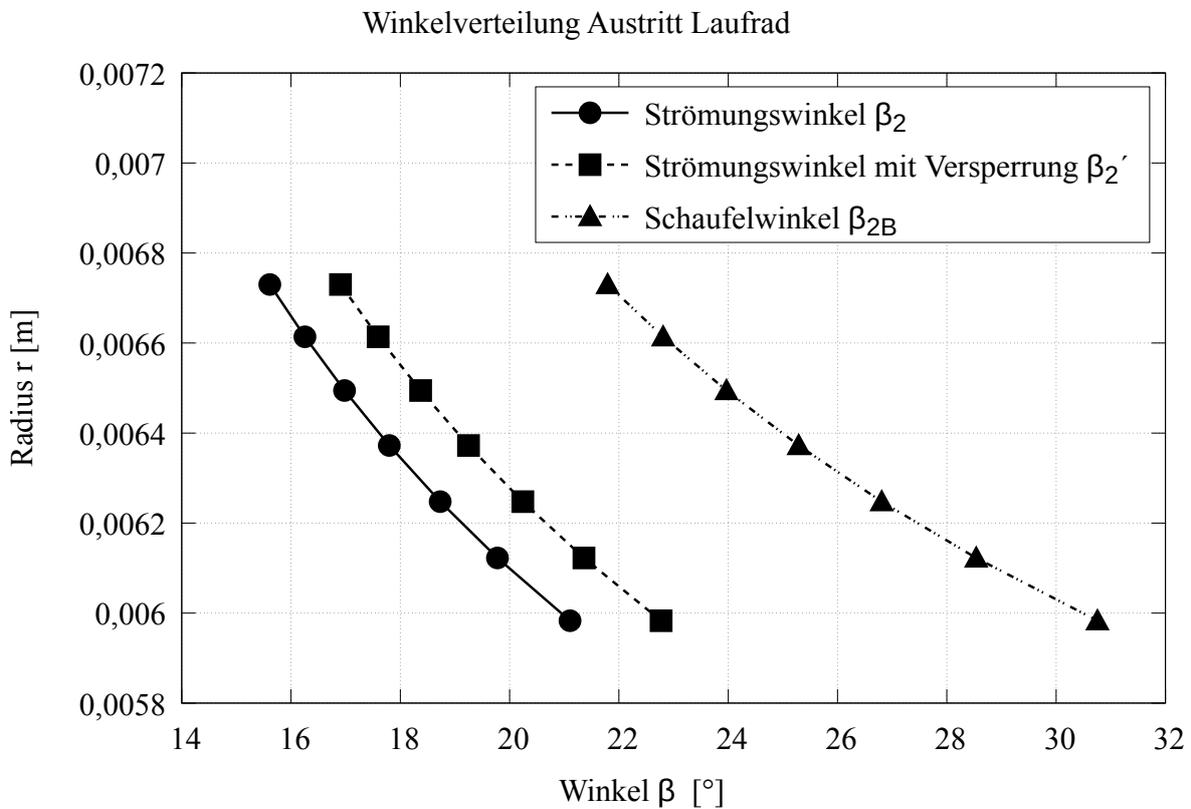


Abbildung 2.7: Winkelverteilung am Austritt Laufrad

**Eintritt Leitrad** Die Schaufelwinkel am Eintritt des Leitrades werden unter Berücksichtigung der Versperrung, für stoßfreien Eintritt und unter Annahme eines konstanten Dralls zwischen Leitradaustrittskante und Leitradeneintrittskante berechnet. Die Meridiangeschwindigkeit wird als unabhängig vom Radius angenommen. Exemplarisch wird hier die Ermittlung des Schaufelwinkels am Eintritt in das Leitrad am Außendurchmesser gezeigt. Hier beträgt der örtliche Radius  $R_{3a} = 0,00788 \text{ m}$ . Das Geschwindigkeitsdreieck am Eintritt des Leitrades ist in Abb. 2.9 gezeigt.

Die aus dem Laufrad austretende Absolutkomponente der Umfangsgeschwindigkeit beträgt:

$$c_{2u} = 2,3211 \frac{m}{s} \quad (2.37)$$

Mit  $c_u r = const$  (Annahme eines konstanten Dralls) wird:

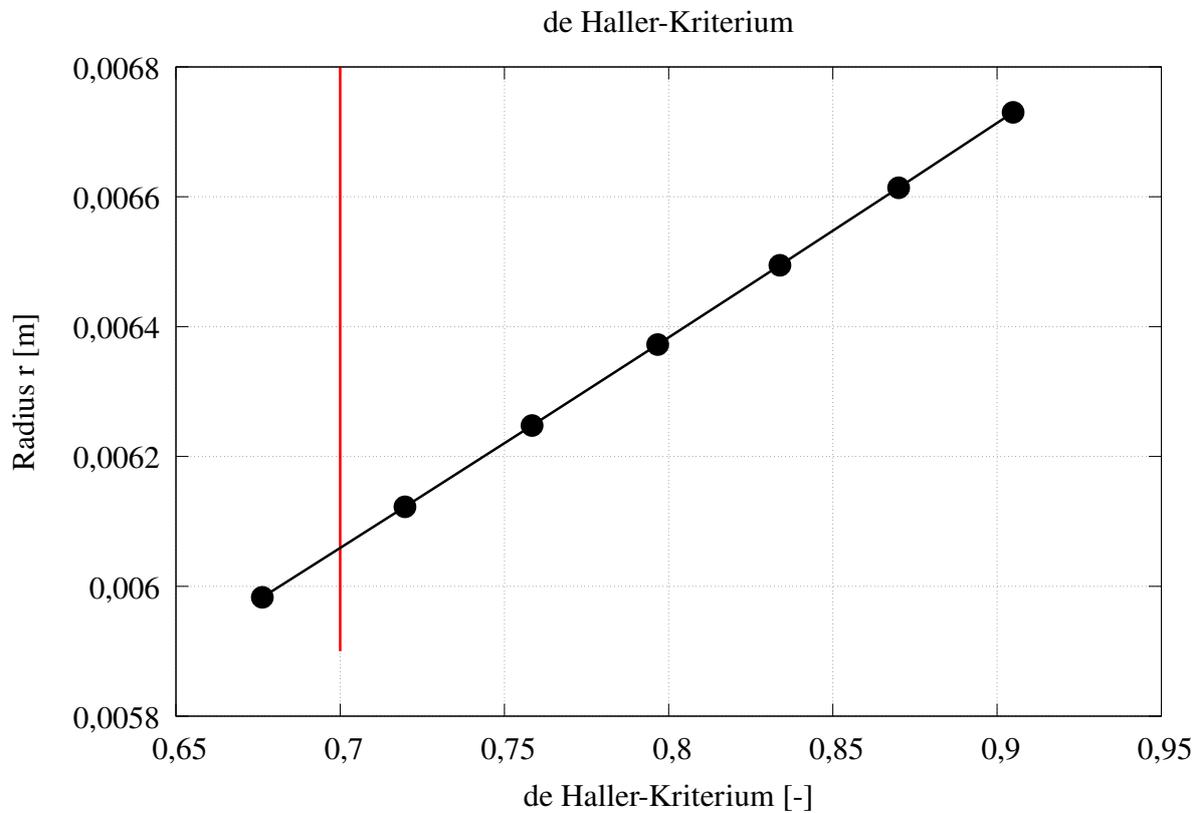


Abbildung 2.8: de Haller-Kriterium (in rot Grenzwert 0,7)

$$c_{3u} = c_{2u} \frac{R_{2a}}{R_{3a}} = 2,3211 \frac{m}{s} \frac{0,00673 m}{0,00788 m} = 1,9824 \frac{m}{s} \quad (2.38)$$

Die Meridiangeschwindigkeit wird aus dem Eintrittsquerschnitt  $A_3$  des Leitrades ermittelt:

$$c_{3m} = \frac{Q_{opt}}{A_3} = \frac{8,3333310^{-5} \frac{m^3}{s}}{0,000097 m^2} = 0,8594 \frac{m}{s} \quad (2.39)$$

Damit ergibt sich der Strömungswinkel ohne Versperrung zu:

$$\alpha_3 = \arctan\left(\frac{c_{3m}}{c_{3u}}\right) = \arctan\left(\frac{0,8594 \frac{m}{s}}{1,9824 \frac{m}{s}}\right) = 23,44^\circ \quad (2.40)$$

Bei Hinzunahme der Versperrung bleibt  $c_{2u}$  gleich, die Meridiangeschwindigkeit jedoch ändert sich durch den Versperrungsfaktor

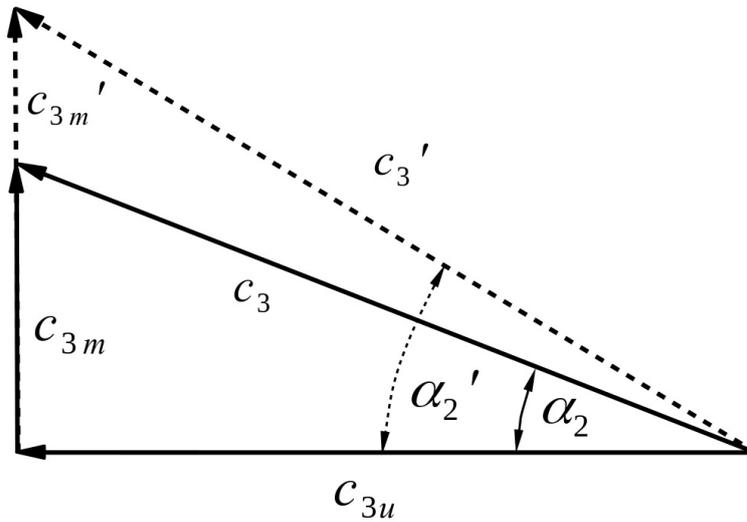


Abbildung 2.9: Geschwindigkeitsdreieck am Eintritt Leitrad (nicht maßstabsgetreu)

$$\tau_3 = \left( 1 - \frac{z_{LE} e_{LE}}{\pi D_{3a} \sin(\alpha_{3B}) \sin(\lambda)} \right)^{-1} = \left( 1 - \frac{7 \cdot 0,0008 \text{ m}}{\pi \cdot 0,01576 \text{ m} \sin(29,5^\circ) \sin(90^\circ)} \right)^{-1} = 1,4184 \quad (2.41)$$

zu:

$$c'_{3m} = c_{3m} \tau_3 = 0,8594 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 1,4184 = 1,2189 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (2.42)$$

Damit wird der absolute Strömungswinkel gleich dem Schaufeleintrittswinkel zu:

$$\alpha'_3 = \arctan\left(\frac{c'_{3m}}{c_{3u}}\right) = \arctan\left(\frac{1,2189 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{1,9824 \frac{\text{m}}{\text{s}}}\right) = 31,58^\circ \quad (2.43)$$

Die Winkelverteilung am Eintritt in das Leitrad ist in Abb. 2.10 gezeigt.

**Austritt Leitrad** Der Schaufelwinkel am Austritt des Leitrades beträgt für drallfreien Austritt per Definition  $\alpha_4 = 90^\circ$ , unter Annahme einer Winkelübertreibung von  $\Delta\alpha_4 = 5^\circ$  wird der Austrittsschaufelwinkel radiusunabhängig zu:

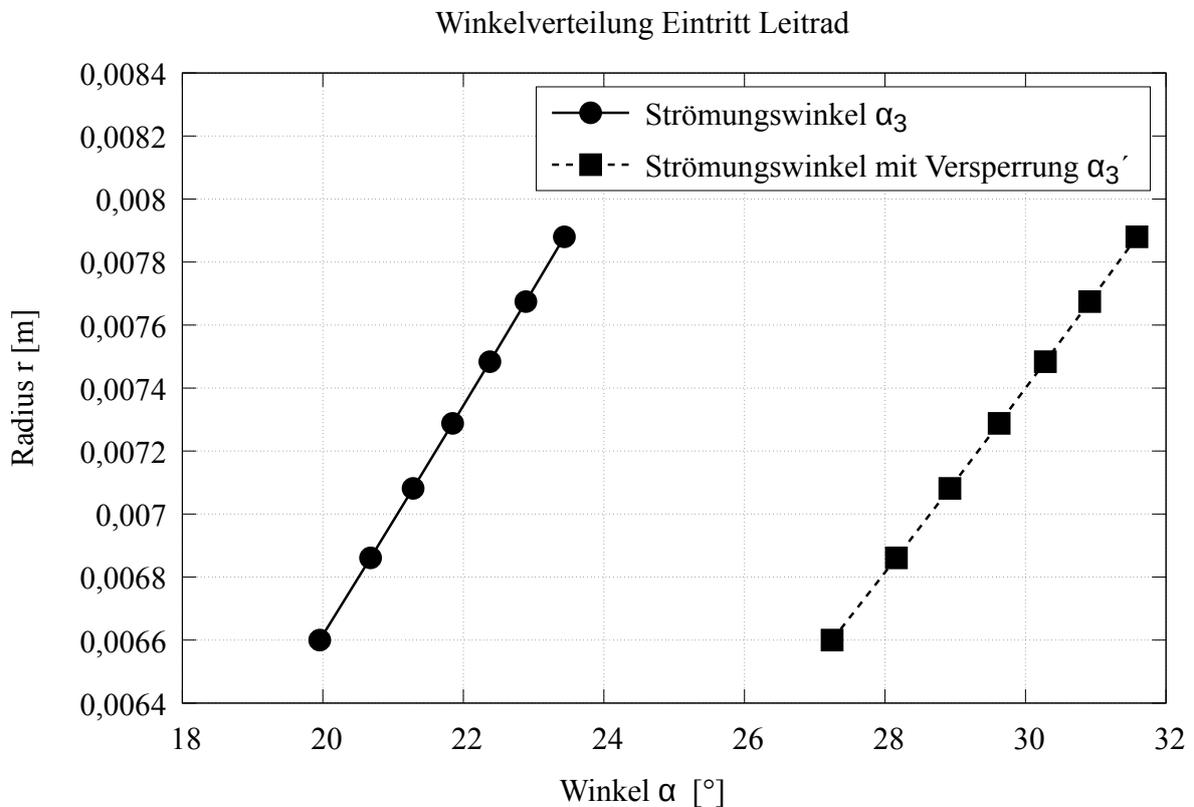


Abbildung 2.10: Winkelverteilung am Eintritt Leitrad

$$\alpha_{4B} = \alpha_4 + \Delta\alpha_4 = 90^\circ + 5^\circ = 95^\circ \quad (2.44)$$

### 2.2.5.5 Abwicklung der Schaufelskelettflächen

Die Abwicklung der Schaufelskelettflächen geschieht nach der von Gülich beschriebenen Kaplan-schen Methode. Vorgegeben wird dabei als Entwicklungsgesetz eine lineare Verteilung der Winkeländerung über die Schaufellänge. Für die Herzunterstützungspumpe werden die meridionalen Längen der Schaufel auf den 3 gewählten Strombahnen in gleichmäßige Abschnitte eingeteilt. Im Laufrad sind es an der Nabe 42, auf der mittleren Strombahn 34 und am Gehäuse 25 Stück. Im Leitrad beträgt die Anzahl Abschnitte an der Nabe 43, auf der mittleren Strombahn 47 und am Gehäuse 52 Stück. Die hohe Anzahl an Abschnitten ist notwendig, da es sich hier um ein Näherungsverfahren (krummlinige Dreiecke) handelt, dessen Lösung bei zu geringer Anzahl Stützstellen immer ungenauer wird. Aus den im CAD-System abgelesenen Werten für

die Radien und die z-Koordinaten (Achse der Drehrichtung) kann nun die meridionale Länge zwischen zwei dezidierten Punkten näherungsweise zu

$$\Delta m = \sqrt{\Delta r^2 + \Delta z^2} \quad (2.45)$$

bestimmt werden. Verteilt man nun die Winkeländerung vom Eintrittswinkel zu Austrittswinkel in Abhängigkeit des Radius linear über die Schaufellänge, so kann die Strecke zwischen zwei Punkten im Grundriss zu

$$\Delta u = \frac{\Delta m}{\tan \beta_B} \quad (2.46)$$

bestimmt werden. Der anteilige Umschlingungswinkel als Winkeldifferenz der betrachteten Punkte ergibt sich damit zu:

$$\Delta u_\varepsilon = \frac{\Delta u}{r} \quad (2.47)$$

Durch Aufsummieren kann der Umschlingungswinkel  $\varepsilon$  der betrachteten Strombahn gewonnen werden. Eine einfache Koordinatentransformation überführt die Polarkoordinaten  $r, z, \varepsilon$  in ein kartesisches Koordinatensystem  $x, y, z$ . Diese für jedes Punktepaar auf jeder Strombahn in Lauf- und Leitrad tabellarisch ausgeführte Berechnung ergibt eine Punktwolke im Raum, die die diskrete Beschreibung der Schaufelskelettfläche darstellt (Abb. 2.11). Aus den so punktweise beschriebenen Strombahnen im Raum und den Ein- und Austrittskanten werden im CAD-System die Skelettflächen als Berandungsverbund erzeugt.

### 2.2.5.6 Schaufelprofilierung

Die Schaufelskelettfläche liegt nun als 3D-CAD-Konstruktion vor. Die Profilierung der Schaufeln wird hier als Profil konstanter Dicke ausgeführt, was in Anbetracht des Maßstabes und der geforderten Einfachheit gerechtfertigt erscheint. Die Skelettflächen werden daher um die halbe Profildicke versetzt, um die Druck- bzw. Saugseite der Profile zu bilden. Die Profilnase wird mit einem konstanten Radius versehen, wohl wissend, dass eine elliptische Nasenverrundung im Bezug auf Fehlanströmung und Saugeigenschaften günstiger ist. Deren Einfluss dürfte aber aufgrund des kleinen Maßstabes gering sein. Die Profilhinterkante wird stumpf ausgeführt, le-

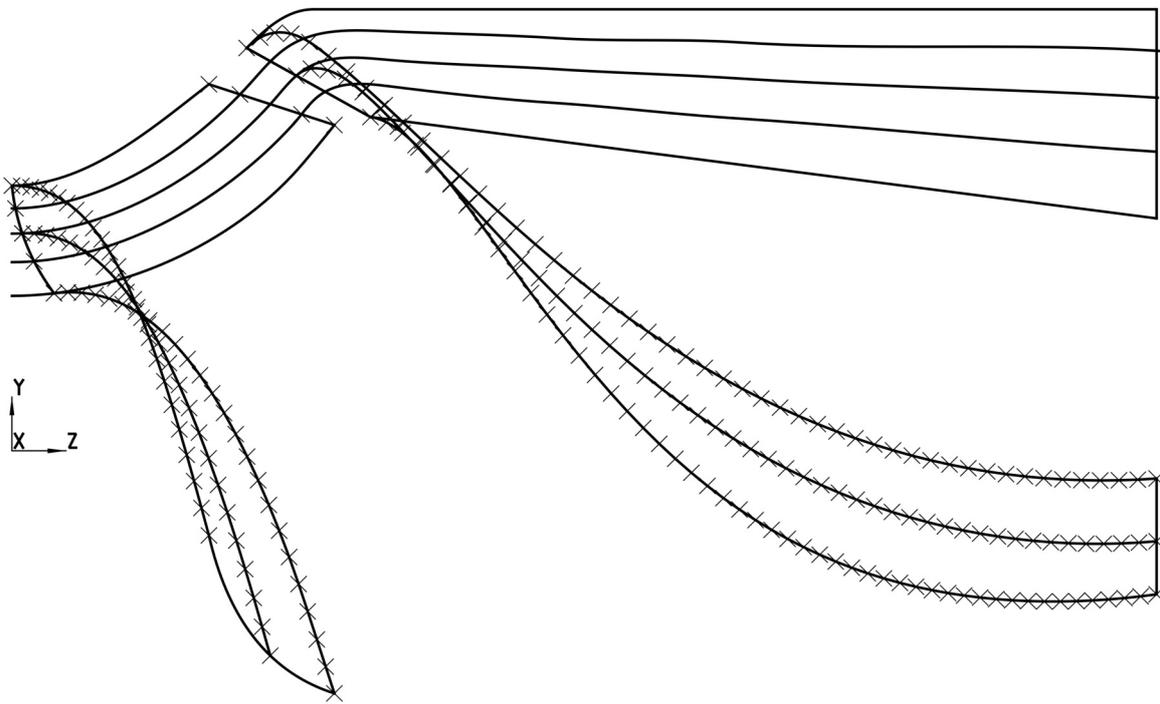


Abbildung 2.11: Punktwolken Laufrad und Leitrad mit Strombahnen

diglich eine druck- wie saugseitige Zuschärfung verringert dort die Profildicke auf die halbe Schaufelstärke und mindert somit die Wirbelverluste in der Profelnachlaufströmung.

### 2.2.5.7 Ablauf des Auslegungsprozesses

Der Ablauf des Auslegungsprozesses ist in Abb. 2.12 ohne die notwendigerweise auftretenden Iterationsschleifen dargestellt.

Nach der Wahl der Nenndaten ( $Q, H, n$ ) können die zum Aufriss des Meridianschnittes benötigten Hauptabmessungen berechnet werden. Anhand des Meridianschnittes sind die Ein- und Austrittskanten und die Strombahnen festzulegen, worauf die Schaufelwinkel ermittelt werden können. Die Aufteilung der Strombahnen in gleichlange Strecken ermöglicht die Ermittlung der z-r-Koordinaten im CAD-System, anhand derer in der Tabellenkalkulation die Abwicklung der Schaufelskelettfläche unter Beachtung des gewählten Entwicklungsgesetzes als Punktwolke berechnet wird. Deren Koordinaten wiederum bilden die Grundlage für die CAD-Konstruktion der Schaufelskelettflächen. Nach dem Überlagern der Skelettflächen mit dem gewählten Pro-

## 2.2 Analytische Auslegung der Pumpenhydraulik

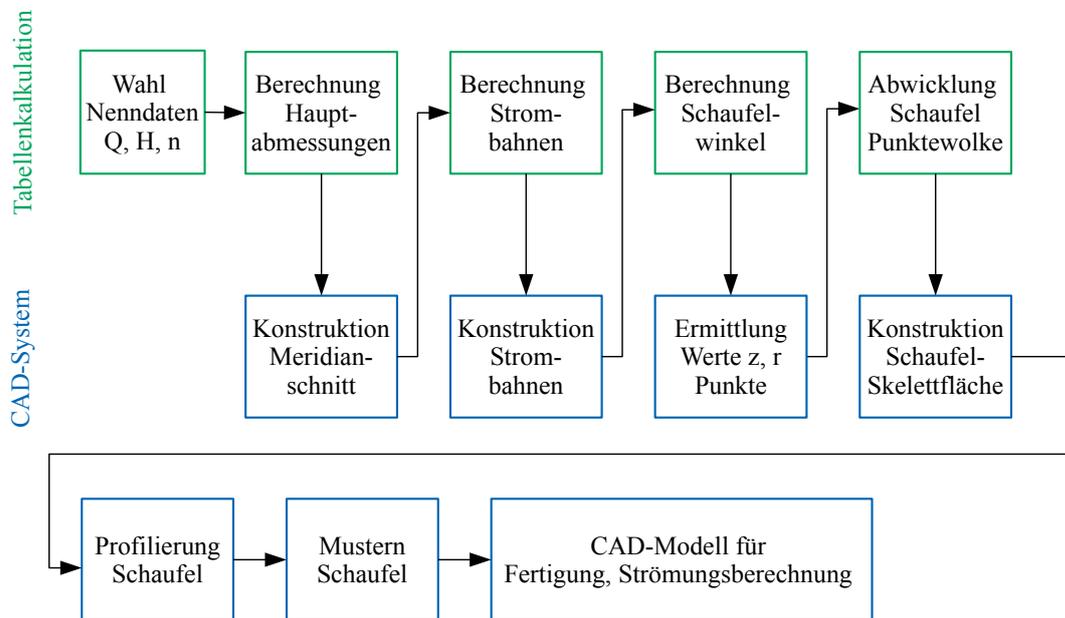


Abbildung 2.12: Ablaufdiagramm des analytischen Auslegungsprozesses

filverlauf und dem Mustern der Schaufeln entsprechend den gewählten Schaufelzahlen steht die hydraulische Geometrie für die Fertigung und die Strömungsberechnung zur Verfügung. Der beschriebene Auslegungsprozess erfordert eine enge Verzahnung der Berechnung im Tabellenkalkulationsprogramm mit der Konstruktion im CAD-System. In der vorliegenden Arbeit wird das Tabellenkalkulationsprogramm Microsoft Excel mit dem CAD-System Creo 4 der Fa. PTC kombiniert, da hier eine hervorragende Kompatibilität existiert. Bezüglich des CAD-Systems wird dessen vollparametrische Arbeitsweise und die ausgeprägte Flexibilität der Flächenmodellierung hervorgehoben. Die Automatisierung des Auslegungsvorganges anhand der hier beschriebenen Vorgehensweise kann in der Arbeit [Nat16] nachgelesen werden. Die hier dargestellte Auslegung wurde bewusst einfach gehalten, da es sich hier nicht um eine perfekte analytische Auslegung handeln soll, sondern um einen guten Startpunkt für die numerische Optimierung. Die dürftige Datenlage bezüglich Pumpen dieser Größe für das spezielle Fluid Blut hätte auch keine aufwändigere Herangehensweise gerechtfertigt.

## 2.2.6 Saugeigenschaften

Ein wichtiger Punkt im Zuge der Auslegung ist die Überprüfung der Saugeigenschaften der Pumpe. Das Auftreten von Kavitation<sup>8</sup> innerhalb der Pumpe muss sicher ausgeschlossen werden, da diese neben der Werkstoffzerstörung auch einen unruhigen Betrieb, verbunden mit Geräuschentwicklung, verursachen kann. Weiterhin kann Kavitation auch einen Beitrag zur Blutschädigung liefern [Ape02]. An dieser Stelle wird eine analytische Überprüfung der Saugeigenschaften anhand von statistischen Angaben vorgenommen. Eine genauere Analyse ist im Vorfeld der Optimierung nicht sinnvoll, die genauen Druckverhältnisse im Saugmund der Maschine werden im Zuge der Optimierung betrachtet. Um den Abstand der lokalen Totaldruckhöhe im Pumpeneintritt zur Dampfdruckhöhe zu charakterisieren, wird die Kennzahl „Net Positive Suction Head“, abgekürzt  $NPSH$ , verwendet. Sie kann für die Anlage ( $NPSH_A$ ) und die Pumpe ( $NPSH_P$ ) berechnet werden, wobei das Kriterium  $NPSH_A > NPSH_P$  gilt, um Kavitation auszuschließen. Sprich: der in der Anlage zur Verfügung stehende  $NPSH$ -Wert muss größer sein als der von der Pumpe benötigte  $NPSH$ -Wert. Der von der Anlage zur Verfügung gestellte Wert wird wie folgt berechnet [Gül13]:

$$NPSH_A = \frac{p_0 + p_{amb} - p_d}{\rho_{Blut} g} + \frac{c_s^2}{2g} \quad (2.48)$$

Der Pumpenvordruck  $p_0$  als Relativdruck wird für die Abschätzung zu null angenommen, der Umgebungsdruck zu  $p_{amb} = 101325 \text{ Pa}$  und der Dampfdruck von Blut zu  $p_d = 6133 \text{ Pa}$  bei  $t = 37 \text{ °C}$  (aus [GRD 94]). Die Meridiangeschwindigkeit im Eintritt beläuft sich auf  $c_s = 0,1954 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ . Damit ergibt sich:

$$NPSH_A = \frac{0 \text{ Pa} + 101325 \text{ Pa} - 6133 \text{ Pa}}{1055 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} + \frac{(0,1954 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2}{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 9,199 \text{ m} \quad (2.49)$$

Der von der Pumpe benötigte  $NPSH$ -Wert kann nach drei verschiedenen Angaben ermittelt werden. Das auch von Gülich angegebene bekannte Verfahren über die Laufradbeiwerte lautet:

$$NPSH_{R1} \approx \frac{\lambda_1 w_1^2}{2g} + \frac{\lambda_2 c_{1m}^2}{2g} \quad (2.50)$$

<sup>8</sup>**Kavitation** ist das Auftreten und Implodieren von dampfgefüllten Gasblasen in Flüssigkeiten bei Unterschreiten des Dampfdruckes, wobei die Implosion werkstoffzerstörende Druckspitzen von mehreren tausend bar erzeugen kann

## 2.2 Analytische Auslegung der Pumpenhydraulik

---

Die Laufradbeiwerte können in erster Näherung zu  $\lambda_1 = 1,2$  und  $\lambda_2 = 0,2$  angenommen werden. Damit ergibt sich:

$$NPSH_{R1} \approx \frac{1,2 (4,9998 \frac{m}{s})^2}{29,81 \frac{m}{s^2}} + \frac{0,2 (1,7246 \frac{m}{s})}{29,81 \frac{m}{s^2}} = 0,43674 m \quad (2.51)$$

Europump ([EUR99]) gibt folgenden Zusammenhang als Zahlenwertgleichung an:

$$NPSH_{R2} \approx 0,4 n \sqrt{Q_{opt}} \text{ mit } n \text{ in } \frac{1}{s} \text{ und } Q_{opt} \text{ in } \frac{m^3}{s} \quad (2.52)$$

$$NPSH_{R2} \approx 0,4 \cdot 133,33 \frac{1}{s} \sqrt{0,0000833 \frac{m^3}{s}} \approx 0,486 m \quad (2.53)$$

Pfleiderers Definition der Saugzahl [PP64] umgestellt ergibt mit  $n$  in  $\frac{1}{s}$  und  $Q_{opt}$  in  $\frac{m^3}{s}$  für eine mittlere Saugzahl von  $S_q = 0,425$ :

$$NPSH_{R3} \approx \frac{1}{g} \left( n \frac{\sqrt{Q_{opt}}}{S_q} \right)^{\frac{4}{3}} \approx \frac{1}{9,81 \frac{m}{s^2}} \left( 133,33 \frac{1}{s} \frac{\sqrt{0,0000833 \frac{m^3}{s}}}{0,425} \right)^{\frac{4}{3}} \approx 0,41458 m \quad (2.54)$$

Die ermittelten Werte unterscheiden sich nur geringfügig, selbst im schlechtesten Fall (nach Europump) verbleibt eine Reserve von  $\Delta NPSH = 8,71 m$ . Dies ist mehr als ausreichend, so dass hier auf eine detaillierte Analyse der Saugeigenschaften der Pumpe verzichtet wird. Im Nachgang der Optimierung wird ohnehin eine Überprüfung des niedrigsten vorkommenden statischen Druckes im Rechengbiet vorgenommen und dieser mit dem Dampfdruck verglichen.

## 2.3 Numerische Untersuchungen

### 2.3.1 Mathematisches Modell

#### 2.3.1.1 Annahmen für die Simulationen

Folgende Annahmen werden für die Simulation getroffen: Die Strömung innerhalb der Pumpe sei

- stationär
- laminar
- dreidimensional
- inkompressibel
- adiabat
- Das Fluid Blut wird als Newtonsche Flüssigkeit modelliert
- Der Einfluss des Erdschwerefeldes wird vernachlässigt

Die getroffenen Annahmen sollen nun begründet werden. Die Strömung innerhalb einer hydraulischen Turbomaschine unter konstanten Betriebsbedingungen ist nur global als stationär anzusehen, lokal können Instationaritäten wie periodische Ablösungen oder Wirbel auftreten. Die numerischen Untersuchungen in der vorliegenden Arbeit werden stationär behandelt, da instationäre Rechnungen einen erheblichen Mehrbedarf an Rechenkapazität und Zeit benötigen, ohne der Optimierung einen wesentlichen Vorteil zu verschaffen.

Der Charakter einer Strömung wird durch die Reynoldszahl beschrieben. Laminare Strömungen zeichnen sich durch die fehlende Querbewegung der Fluidteilchen senkrecht zur Hauptströmungsrichtung aus. Die Reynoldszahl

$$Re = \frac{D_h c}{\nu} \quad (2.55)$$

wird hier im Eintrittsquerschnitt der Pumpe ermittelt. Der hydraulische Durchmesser, hier der Eintrittsdurchmesser der Zulaufdüse, beträgt  $D_h = 0,0233 \text{ m}$ . Aus dem Volumenstrom  $Q_{max} =$

### 2.3 Numerische Untersuchungen

---

$0,0001 \frac{m^3}{s}$  wird die örtliche integrale Geschwindigkeit berechnet:

$$c = \frac{4 Q_{max}}{\pi D_h^2} = \frac{4 \cdot 0,0001 \frac{m^3}{s}}{\pi (0,0233 m)^2} = 0,234 \frac{m}{s} \quad (2.56)$$

Mit einer kinematischen Viskosität<sup>9</sup>  $\nu = 4 \cdot 10^{-6} \frac{m^2}{s}$  für Blut ergibt sich die Reynoldszahl zu:

$$Re = \frac{0,0233 m \cdot 0,234 \frac{m}{s}}{4 \cdot 10^{-6} \frac{m^2}{s}} = 1591,5 \quad (2.57)$$

Die Reynoldszahl liegt weit unter dem für eine Rohrströmung (welche hier zweifelsfrei vorliegt) kritischen Wert von  $Re_{krit} \approx 2200$ , über welchem die turbulente Strömungsform einsetzen kann (siehe [Rot56]). Da die Reynoldszahl so definitiv unterkritisch ist, kann angenommen werden, dass im weiteren Verlauf der Strömung durch die Pumpe kein Umschlag zur turbulenten Strömungsform erfolgen wird. Oertel gibt in [Oer12] an, dass in größeren Gefäßen höchstens eine transitionelle Strömung vorliegen kann. Mit Rücksicht auf die geringe Genauigkeit der Verfahren zur Berechnung der Transition und dem zusätzlichen Rechenaufwand wird auf eine Modellierung derselben verzichtet. Der Umstand, dass die Pumpe laminar durchströmt wird, ist als absolute Ausnahmeerscheinung im Feld der hydraulischen Turbomaschinen zu erwähnen.

Die Annahme einer dreidimensionalen Strömung ist für eine Strömungsmaschine evident.

Inkompressibilität ist für wasserähnliche Fluide wie Blut gerechtfertigt, da bei Wasser für eine Volumenänderung von 1 % eine Druckänderung um 200 bar nötig ist [Sig03]. Die hier betrachtete Druckänderung liegt bei einer Förderhöhe von  $H = 1,027 m$  weit unterhalb dieses Wertes.

Die Annahme einer adiabaten Zustandsänderung innerhalb der Pumpe, d. h. kein Wärmestrom über die Systemgrenzen aufgrund eines sehr geringen Temperaturgefälles, ist typisch für hydraulische Turbomaschinen.

In der vorliegenden Arbeit wird das Fluid Blut als Newtonsches Fluid modelliert, d. h. es wird eine lineare Abhängigkeit der Scherspannungen von der Schergeschwindigkeit vorausgesetzt. Blut ist eine nichtnewtonsche Flüssigkeit, die aber in Gefäßen mit größerem Durchmesser und höheren Strömungsgeschwindigkeiten einen eher newtonschen Charakter annimmt (siehe auch [Oer12]). Da das „PulseMag-Heart“ in der aufsteigenden Aorta, der größten Schlagader des menschlichen Körpers, plaziert werden soll, ist die Annahme eines newtonschen Fließverhal-

---

<sup>9</sup>zur Festlegung des Zahlenwertes der kinematischen Viskosität siehe [BGK16]

tens gerechtfertigt.

Die Vernachlässigung des Erdschwerefeldes ist eine klassische Annahme bei der Berechnung von Turbomaschinen. In der vorliegenden Arbeit kommt hinzu, dass die Lage der Maschine im Bezug zum Vektor der Fallbeschleunigung variieren kann.

### 2.3.1.2 Grundgleichungen der Strömungsmechanik

Die in dieser Arbeit zur Beschreibung der Strömungsgrößen verwendeten Gleichungen sind die Erhaltungssätze für die Masse (die Kontinuitätsgleichung), den Impuls (die eigentlichen Navier-Stokes-Gleichungen) und die Energie (die Energiegleichung), welche jeweils an einem differentiellen Volumenelement gebildet werden. Für ein inkompressibles Newtonsches Fluid mit der Dichte  $\rho$  und der kinematischen Viskosität  $\nu$  ergeben sich daraus fünf Gleichungen zur Bestimmung der Geschwindigkeiten  $u, v, w$ , des Druckes  $p$  und der Temperatur  $T$ . Es lautet die Kontinuitätsgleichung in  $x, y, z$ -Notation:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (2.58)$$

Die Impulsgleichungen für die drei Dimensionen lauten:

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (2.59)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (2.60)$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (2.61)$$

Die Energiegleichung ergibt sich unter Vernachlässigung der Dissipation mit der Temperaturleitfähigkeit  $a$  zu:

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = a \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (2.62)$$

Die Energiegleichung wird für die hier durchgeführten Berechnungen eigentlich nicht benötigt, wird aber durch den Strömungslöser standardmäßig gelöst. Beachtenswert ist, dass der Druck in den Gleichungen 2.59 bis 2.61 nur als Gradient auftritt und daher das Druckniveau im Rechengebiet durch eine Randbedingung festzulegen ist. Das beschriebene Gleichungssystem besteht aus gekoppelten, nichtlinearen Differentialgleichungen und da bis auf wenige Sonderfälle keine analytischen Lösungen desselben bekannt sind, muss die Lösung mittels numerischer Methoden gefunden werden. Die Darstellung der Gleichungen ist [LO18] entnommen, wo auch die Herleitungen zu finden sind.

### 2.3.1.3 Rand- und Anfangsbedingungen

Die oben aufgeführten Differentialgleichungen stellen ein Rand- und Anfangswertproblem dar, zu dessen Lösung wegen der vorliegenden elliptischen Strömungsform Randbedingungen an den Rechenrändern und Anfangswerte für den ersten Iterationsschritt vorgegeben werden müssen. Die in dieser Arbeit verwendeten Randbedingungen sind

- Dirichlet-Randbedingung: Vorgabe von Funktionswerten der abhängigen Variable auf dem Randgebiet, z. B. die explizit bekannte Strömungsgröße: integrale Geschwindigkeit am Eintrittsquerschnitt
- Periodische Randbedingung: unter Annahme einer periodisch-rotatorischen Strömung wird nur ein Schaufelkanal vernetzt und berechnet [Nol93]

Im Folgenden werden die in der vorliegenden Arbeit verwendeten Randbedingungen für die Rechengebietsränder aufgeführt. Als Anfangswerte werden für den gesamten Rechenraum eine konstante Geschwindigkeit mit dem Betrag der integralen Geschwindigkeit im Einlass der Pumpe von  $v_{init} = 0,2 \frac{m}{s}$  in Achsrichtung und ein konstanter Druck von  $p_{init} = 101000 Pa$  gewählt. Diese vergleichsweise primitive Initialisierung ergibt eine gute Stabilität der Rechnungen, insbesondere in der kritischen Phase der ersten Iterationsschritte.

**Eintritt** Als Zuströmrandbedingung wird eine konstante Geschwindigkeit von  $v = 0,19544 \frac{m}{s}$  in Achsrichtung als integrale Größe, gebildet aus der Geometrie und dem Optimalvolumenstrom, verwendet. Die Eintrittsgeschwindigkeit wird als vom Radius unabhängig vorgegeben, da die modellierten Einlaufstrecken lang genug für die Ausbildung einer realistischen Geschwindigkeitsverteilung sind. Die Temperatur wird am Eintritt auf 309 K fixiert.

**Austritt** Generell wird am Austritt des Rechengebietes eine Druckrandbedingung verwendet. Der statische Druck wird hier im Mittel zu  $p_{stat} = 101300 \text{ Pa}$  gesetzt. Dies entspricht in etwa dem im CFD-System verwendeten Referenzdruck zuzüglich der geforderten Totaldruckerhöhung. Eine genauere Festlegung ist hier nicht erforderlich, da bei einer inkompressiblen Strömung das Druckniveau nahezu beliebig verschiebbar ist. Daher ist der Absolutwert hier auch nur insofern von Interesse, als das durch ihn die Festlegung des Druckniveaus im Hinblick auf die Kavitation geschieht. Für die Ermittlung der erzielten Totaldruckerhöhung hingegen ist er irrelevant, da in diese nur die Druckdifferenz zwischen Ein- und Austritt einfließt.

Bei einigen Optimierungsläufen wird aus Stabilitätsgründen zusätzlich zu der Druckrandbedingung ein Massenstrom am Auslass vorgegeben. Dies erzeugt zwar eine Überbestimmung des Systems, ist aber bekanntermaßen insbesondere während des Einschwingvorganges des Gleichungssystems förderlich für ein stabiles Konvergenzverhalten.

**Wände** Die Wände als Begrenzungen des Rechengebietes sind als adiabatisch anzusehen, ebenso gilt die Wandhaftbedingung. Bewegte Wände wie die Deckscheibe und der Boden des Laufrades weisen eine aufgeprägte Rotationsgeschwindigkeit auf.

**Periodizität** Die Randbedingung Periodizität wird in allen Rechenmodellen verwendet. Für die Untersuchung und Optimierung der Zuström- und Abströmgeometrie wird ein Viertel des Rechengebietes modelliert. Die Berechnungen der Durchströmung der Pumpenhydraulik nutzen ebenfalls die Periodizität aus, hier entsprechend der unterschiedlichen Schaufelzahlen von Lauf- und Leitrad. Die Vernetzung und Berechnung von nur einem Schaufelkanal erspart erheblichen Modellierungs- und Rechenaufwand ein.

**Interfaces** Die Berechnung der Hauptdurchströmung der Pumpe als rotatorisch periodische Einzelkanalrechnung mit unterschiedlicher Periodizität in Lauf- und Leitrad erzwingt die Verwendung eines Rotor-Stator-Interfaces, welches das drehende vom stehenden Rechengebiet trennt. Hier werden die Strömungsgrößen vom stromaufwärts liegenden Rechengebietsrand (Laufradaustritt) auf den stromabwärtsliegenden (Leitradeintritt) durch eine Mittelung in Umfangsrichtung übertragen. Der in dieser Arbeit verwendete Typ Rotor-Stator-Interface ist das Full Non Matching Mixing Plane, welches eine konservative Erhaltung der Flüsse über das Interface ermöglicht. In den Optimierungsrechnungen unter Einbeziehung der Radseitenräume werden in den durchströmten Spalten ebenfalls Rotor-Stator-Interfaces verwendet, nicht aber an

den Übergängen zwischen Spalt und Hauptströmung, da hier die aufeinanderstoßenden Netze deckungsgleich sind.

**Stoffwerte** In der vorliegenden Arbeit werden zur Berechnung der Pumpendurchströmung die Fluide Wasser und Blut verwendet. Für Wasser werden die programminternen Stoffwerte von Numeca FINE/Turbo ([Num19]) verwendet. Das Fluid Blut wird modelliert, indem die Stoffeigenschaften von Wasser in Bezug auf die Dichte, die kinematische Viskosität und die spezifische Wärmekapazität entsprechend den getroffenen Festlegungen (Kapitel 2.2) modifiziert werden (siehe auch [vdi06]). Die verwendeten Stoffwerte sind in Tab. 2.3 aufgelistet.

Tabelle 2.3: Verwendete Stoffwerte

Stoffeigenschaft	Größensymbol	Wasser	Blut	Einheit
Dichte	$\rho$	1001	1057	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
Kinematische Viskosität	$\nu$	$1,01 \cdot 10^{-6}$	$4,0 \cdot 10^{-6}$	$\frac{\text{m}^2}{\text{s}}$
Spezifische Wärmekapazität	$c_p$	4182	3617	$\frac{\text{J}}{\text{kg K}}$

### 2.3.2 Numerisches Modell

#### 2.3.2.1 Diskretisierung

Wie oben bereits erwähnt, sind die Grundgleichungen der Strömungsmechanik nicht geschlossen lösbar. Daher ist es notwendig, die Gleichungen von ihrer kontinuierlichen in eine diskrete Beschreibung zu überführen. Die Variablen der Funktionen werden nur an diskreten Punkten bzw. zu bestimmten Zeitpunkten numerisch berechnet. Hier wird das Finite-Volumen-Verfahren verwendet, welches die Berechnung im Mittelpunkt der Kontrollvolumina, auch Zelle genannt, durchführt und die Ergebnisse auf die Zellränder interpoliert. Das FV-Verfahren zeichnet sich durch große Flexibilität bei guter Genauigkeit aus und erfüllt die Erhaltungssätze prinzipbedingt exakt. Eine zeitliche Diskretisierung findet hier nicht statt, da für die Optimierungsrechnungen aus Zeitgründen nur stationäre Lösungen verwendet werden.

**Vernetzung** Der Rechenraum muss nun durch eine diskrete Aufteilung beschrieben werden; dies geschieht mit Hilfe der Vernetzung oder auch Gitterbildung. Die im Rahmen dieser Arbeit

verwendeten Netztypen sind pseudostrukturierte Hexaeder<sup>10</sup>-Gitter und strukturierte Hexaeder-Gitter. Für die Optimierungsrechnungen werden strukturierte Gitter vorgezogen, da sie automatisch erzeugt werden können und neben einer höheren Genauigkeit der CFD-Rechnung insbesondere eine geringere Rechenzeit benötigen, da bei ihnen die Nachbarschaftsbeziehungen implizit durch die Indizierung bekannt sind. Für die Gittergenerierung wird das Werkzeug Auto-grid 14.2 der Fa. Numeca verwendet, welches sich optimal in die Prozesskette der Optimierung einfügt. Innerhalb dieses Programmes lassen sich Netzschablonen mit der gewählten Topologie und der Anzahl Gitterpunkte erstellen, welche die im Zuge der Optimierung erzeugten Geometrievariationen automatisiert vernetzen können. Auf die Details der Vernetzung der Turbomaschinenströmung wird in Abschnitt 2.3.3 und der Optimierung mit Radseitenräumen (siehe Seite 72) eingegangen. Die Vernetzung der Zu- und Ablaufgeometrie erfolgt aufgrund der komplizierten Geometrie und der Tatsache, dass es sich hierbei um wenige, händisch ausgeführte Optimierungsschritte handelt, mit pseudostrukturierten Hexaedern. Die Verwendung des Programmes Numeca Hexpress ermöglicht eine schnelle Vernetzung hoher Qualität, zur korrekten Auflösung der Grenzschichtphänomene können Zellen mit hohem Seitenverhältnis eingefügt werden. Im Abschnitt 2.3.5 wird genauer auf das verwendete Netz eingegangen.

**Qualitätskriterien** Um die erzeugten Netze hinsichtlich ihrer Qualität beurteilen zu können, wird hier kurz auf die verwendeten wesentlichen Qualitätskriterien eingegangen.

**Orthogonalität** Mit Hilfe der Orthogonalität wird die Winkligkeit der Zellen beurteilt, sie beschreibt den Winkel zwischen den Kanten und einer Hexaederfläche. Als untere Grenze wird hier ein Wert von  $20^\circ$  angestrebt. Im Laufrad wird dieser Wert aufgrund der Schrägstellung der Austrittskante im Grundriss teilweise leicht unterschritten. Es kann beobachtet werden, dass dieser Sachverhalt keine Auswirkungen auf die Stabilität des Strömungslösers hat.

**Seitenverhältnis** Das Seitenverhältnis (englisch Aspect Ratio) beurteilt das Längenverhältnis der Zellseiten untereinander. Der Strömungslöser EURANUS (siehe 2.3.2.2) toleriert Seitenverhältnisse bis 5000, die hier generierten Netze weisen durchwegs geringere Werte auf.

**Ausdehnungsverhältnis** Das Ausdehnungsverhältnis (englisch Expansion Ratio) ist das Verhältnis der Kantenlänge benachbarter Zellen, dessen hier gewählter maximaler Wert von 3,5

---

<sup>10</sup>Hexaeder: Sechsfächner mit 8 Knoten

von keinem Netz überschritten wird.

### 2.3.2.2 Lösungsalgorithmen

Der für die Optimierungsrechnungen auf den strukturierten Netzen verwendete Löser ist Euranus („EUROpean AeROdynamic NUmerical SIMulator“) der Fa. Numeca. Er beherrscht Multi-Block-Strategien, verwendet das Zentrale-Differenzen-Verfahren als Diskretisierungsschema und ein explizites Runge-Kutta-Verfahren mit Pseudo-Zeitschritten als Lösungsverfahren. Als Konvergenzbeschleunigungstechniken werden das Multigrid-Verfahren, implizite Residuen-Glättung und der „CFD-Booster“, welcher mit einer CFL<sup>11</sup>-Zahl von 1000 arbeitet, verwendet. Das Multigrid-Verfahren ist eine Methode, bei der die Rechenschritte auf Gittern unterschiedlicher Netzfeinheit, die durch systematisches Auslassen von Gitterpunkten erzeugt werden, erfolgen und damit eine schnelle Informationsausbreitung bei gleichzeitiger Verminderung numerischer Fehler gewährleistet. Die im Rahmen dieser Arbeit verwendeten Gitter weisen alle einen Multigrid-Level von mindestens 3 auf. Da Euranus ein Löser für kompressible Gleichungen ist, wird für inkompressible Fluide ein Preconditioning nach Merkle durchgeführt, das quasi eine künstliche Kompressibilität einführt. Damit kann die schlechte Konvergenzrate eines kompressiblen Löser bei Berechnung inkompressibler Strömungen mit niedriger Machzahl verbessert werden. [Num19]

Für die manuellen Optimierungsrechnungen der Zu- und Ablaufgeometrie muss wegen der unstrukturierten Vernetzung der Strömungslöser Hexstream benutzt werden. Er verfügt über die gleichen Eigenschaften wie der Löser Euranus.

### 2.3.2.3 Fehlerarten

Da numerische Lösungen prinzipbedingt keine exakten Lösungen liefern, wird hier ein kurzer Blick auf die möglichen Fehlerarten, ihre Ursachen und der Umgang damit geworfen.

**Modellfehler** Der Modellfehler entsteht durch Abweichungen zwischen der realen Strömung und der exakten Lösung des mathematischen Modells [FP08]. Die auftretenden Unterschiede können gewollter Natur sein, wie z. B. der Verzicht, die Radien am Übergang der Schaufeln

---

<sup>11</sup>Courant-Friedrichs-Lewy-Zahl: Stabilitätskriterium Zeitschrittweite als Verhältnis von Ausbreitungsgeschwindigkeit und diskretem Zeitschritt zu diskretem Ortsschritt

zu Nabe und Gehäuse zu modellieren, um eine einfachere Vernetzung zu gewährleisten. Ein ungewollter Fehler kann im Zuge der Geometrieaufbereitung zur Vernetzung auftreten, hier muss die Genauigkeit der Flächendarstellung ausreichend sein.

**Diskretisierungsfehler** Der Diskretisierungsfehler resultiert aus der Differenz zwischen der exakten Lösung der Differentialgleichungen und der Lösung der diskretisierten Differentialgleichungen. Da erstere nicht zur Verfügung steht, kann der Diskretisierungsfehler, welcher bei einem gegen Null strebenden Gitterabstand verschwände, nur durch Abschätzungen quantifiziert werden.

**Iterationsfehler** Der Iterationsfehler ist als Differenz zwischen der iterativen und der exakten Lösung diskretisierter Differentialgleichungen zu verstehen [FP08] und lässt sich quantifizieren. Zur Beendigung des Prozesses der iterativen Lösung der Gleichungen ist ein adäquates Abbruchkriterium nötig.

**Rundungsfehler** Die endliche Genauigkeit der Zahlendarstellung des Rechners erzeugt den Rundungsfehler, der mit zunehmender Anzahl von Iterationen wachsen kann. Hier wird mit doppelter Genauigkeit (64-Bit-Darstellung) gerechnet, was den Rundungsfehler vernachlässigbar klein werden lässt [LO18].

### 2.3.2.4 Konsistenz, Stabilität und Konvergenz

Das zur Lösung des Strömungsproblems eingesetzte Verfahren muss gewissen Bedingungen genügen, von denen die drei wichtigsten im Folgenden erläutert werden.

**Konsistenz** Konsistenz beschreibt die Eigenschaft, dass mit einem gegen Null strebenden Zeit- oder Raumschritt der Diskretisierungsfehler verschwindet. Die Bedingung Konsistenz ist nicht ausreichend, die diskrete Lösung muss bei kleinen Schrittweiten nicht notgedrungen identisch mit der differentiellen werden, dazu muss die nächste Bedingung Stabilität vorliegen.

**Stabilität** Stabilität wird die Eigenschaft eines numerischen Verfahrens genannt, den Fehler zwischen der numerischen und der exakten Lösung nicht unkontrolliert anwachsen zu lassen.

Stabilität lässt sich für komplexe Probleme schwer vorhersagen; sie kann mit z. B. der vereinfachenden Methode nach von Neumann untersucht werden, welche meist plausible Aussagen ermöglicht [Hir00].

**Konvergenz** Wenn für einen gegen Null strebenden Raumschritt die Lösung der diskretisierten Gleichungen zur Lösung der exakten Gleichungen wird, bezeichnet man das Verfahren als konvergent. Konvergenz ist bei nichtlinearen Problemen nur schwerlich nachweisbar, üblicherweise wird sie durch Berechnungen auf geometrisch ähnlichen Gittern unterschiedlicher Netzfeinheit nachgewiesen. Dabei zeigt sich, dass, wenn Konsistenz und Stabilität vorausgesetzt werden können, die Lösung mit steigender Knotenzahl gegen eine netzunabhängige Lösung konvergiert [FP08].

**Konvergenzkriterium** Um die Anzahl notwendiger Iterationen zu begrenzen, benötigt man ein Abbruchkriterium. In der vorliegenden Arbeit wird das Niveau der globalen normierten gemittelten Residuen mit einer Änderung von 3 bis 4 Größenordnungen als Abbruchkriterium für die äußeren Iterationen verwendet. In Verbindung mit einer erfahrungsgestützten maximalen Anzahl von Iterationsschritten kann insbesondere für die Optimierungsrechnungen eine Begrenzung der Rechenzeit erreicht werden. Eine händische Überprüfung der Konvergenzverläufe, insbesondere der Größen Totaldruckerhöhung, Wirkungsgrad und Volumenstromdefekt<sup>12</sup> wird für einzelne, herausragende Ergebnisse vorgenommen, um sicherzustellen, dass nur auskonvergierte Ergebnisse in die Optimierung einfließen.

### 2.3.2.5 Hard- und Software

Die für die Berechnungen verwendeten Rechenmaschinen sind eine Fujitsu Esprimo P920 mit Intel i5-Vierkernprozessor mit 3,7 GHz Taktfrequenz und 32 GB RAM als Controllermaschine und 8 Stück HP Z400 mit Intel Xeon W3550 Vierkernprozessor mit 3,33 GHz Taktfrequenz und 20 GB RAM als Arbeitsmaschinen. Sämtliche Maschinen sind über einen eigenen Gigabit-Switch vernetzt. Als Betriebssystem wird Linux CentOS 7.7 verwendet. Für die numerischen Berechnungen wird die Software Numeca Fine verwendet, da es ein umfangreiches Programmpaket für die Berechnung der Strömung in Turbomaschinen zur Verfügung stellt. Die einzelnen Programmbestandteile sind Autoblade 14.1 zur Geometrieerzeugung, Autogrid 14.1 zur struk-

---

<sup>12</sup>**Volumenstromdefekt:** Prozentuale Differenz der Volumenströme zwischen Ein- und Auslass des Rechengebietes

turierten Vernetzung, Fine/Turbo 14.1 für die numerische Berechnung, Fine/Design3D 14.1 für die automatische Optimierung, Hexpress 6.2 für die unstrukturierte Vernetzung und Fine/Open für die numerische Berechnung der unstrukturierten Netze.

### 2.3.3 Netzunabhängigkeitsstudie

Durch die Netzunabhängigkeitsstudie werden die notwendige Gitterfeinheit und die Vernetzungstopologie für die in allen numerischen Berechnungen verwendeten Gitter ermittelt. Die Wahl der Knotenzahl ist stets ein Kompromiss zwischen einem geringen Bedarf an Rechenzeit und Speicherplatz und der adäquaten Abbildung der Strömungsphänomene. Die Netzfeinheit kann als optimal angesehen werden, wenn sich die betrachteten Strömungsgrößen mit weiterer Verfeinerung der Gitter nicht mehr ändern, die Lösung also netzunabhängig geworden ist. Hier wird für die Studie ein Strömungskanal, bestehend aus Lauf- und Leitrad nebst Vor- und Nachlauf der Version V002, verwendet. Der Betriebspunkt ist der des optimalen Volumenstromes. Die Vernetzung wird mit Gittern unterschiedlicher Knotenzahl mit der O4H-Topologie durchgeführt, welche einen O-Block um die zu vernetzende Schaufel legt, umgeben von 4 H-Blöcken. Diese Topologie liefert stabile Netze guter Qualität. Zu Beginn der Netzgenerierung muss die Dicke der ersten Zellschicht an der Wand festgelegt werden. Hier wird ein Wert von  $t = 1 \cdot 10^{-5} \text{ m}$  gewählt. Die laminare Grenzschichtdicke  $\delta$  lässt sich für die längsangeströmte Platte nach Schlichting [SG97] abschätzen zu:

$$\delta = 5 \sqrt{\frac{\nu x}{U_\infty}} \quad (2.63)$$

Mit der kinematischen Viskosität  $\nu = 4,0 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$ , einer Schaufellänge der Laufschaufel von  $x = 0,00411 \text{ m}$  als Plattenauflänge und einer ungestörten Anströmgeschwindigkeit von  $U_\infty = 5,0635 \frac{\text{m}}{\text{s}}$  (entspricht  $w'_{1a}$ ) ergibt sich die Grenzschichtdicke zu:

$$\delta = 5 \sqrt{\frac{4,0 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}} \cdot 0,00411 \text{ m}}{5,0635 \frac{\text{m}}{\text{s}}}} = 0,00028 \text{ m} \quad (2.64)$$

In Verbindung mit der gewählten ersten Zellschichtdicke und einer gedachten, konstanten Expansionsrate von 1,02 im O-Block um die Schaufel ergäbe sich, dass die Grenzschicht von ca. 23 Zellen aufgelöst werden würde. Da die Anzahl Knoten begrenzt werden muss, wird der

O-Block aber mit lediglich 16 Zellen quer zur Schaufeloberfläche und einer höheren Expansionsrate vernetzt. Eine Überprüfung der berechneten Lösung ergibt, dass die in der Welt der CFD oft angewendete Faustregel, welche eine Auflösung der laminaren Grenzschicht mit mindestens 10 Zellen empfiehlt, selbst für die dünnere Grenzschicht auf der Druckseite der Schaufelprofile eingehalten wird. Um geometrisch ähnliche Netze und damit vergleichbare Topologien zu generieren, wird ein Stufenfaktor  $f$  definiert, welcher die Knotenzahl  $n$  der Netze steuert:

$$f = \sqrt[3]{\varphi_n} \text{ mit Stufensprungfaktor } \varphi_n = \frac{n_{+1}}{n} \quad (2.65)$$

Der Stufenfaktor wie der Stufensprungfaktor sind nicht konstant, die Anzahl an Knoten ist nicht frei wählbar, da die Knotenanzahl stets den Vorgaben des Multigrid-Verfahrens genügen muss. Die Ergebnisse der Netzunabhängigkeitsstudie sind in Kapitel 3.2.1 aufgeführt.

### 2.3.4 Benchmark

Durch ein kurzes Benchmark des aufgebauten Clusters anhand des Entwicklungsstandes V003 wird das Skalieren der Rechenzeit mit der zunehmenden Anzahl Prozesse pro Rechenmaschine untersucht, um hier die optimale Konfiguration zu ermitteln. Die Ergebnisse des Benchmarks sind in Kapitel 3.2.2 zu finden.

### 2.3.5 Optimierung der Zulauf- und Ablaufgeometrie

Wie bereits im Kapitel 2.1 erwähnt, werden die Verluste, die bei der Durchströmung der Zulauf- und Ablaufgeometrie entstehen und die die Pumpe zusätzlich zu der festgelegten Förderhöhe aufbringen muss, lediglich mit dem Betrag der Totaldruckverluste als Zuschlag zur geforderten Totaldruckerhöhung berücksichtigt. Diese Vorgehensweise ermöglicht es, die Rechenzeit der einzelnen Optimierungsrechnungen signifikant zu reduzieren, da die Geometrie des Zu- und Ablaufes weder vernetzt noch berechnet werden muss. Um den Zuschlag zur Förderhöhe zu minimieren und damit den Wirkungsgrad zu maximieren, wird eine Optimierung mit der Zielgröße minimaler Totaldruckverlust vorgenommen. Dabei wird auf eine automatische Geometrieoptimierung verzichtet, da der dafür notwendige Aufwand der automatisierten Geometrieerzeugung, Vernetzung und numerischer Berechnung in keinem Verhältnis zu der erzielbaren Reduzierung an Totaldruckverlust steht. Daher wird hier eine manuelle Optimierung vorgezo-

gen, zumal die definitive Geometrie des Zu- und Ablaufes aus konstruktiven Gründen noch nicht abschließend feststeht.

### 2.3.5.1 Vernetzung

Die Geometriedarstellung des durchströmten Raumes von Zu- und Ablauf wird vor der Vernetzung durch Fortlassen konstruktiver Details wie kleine Radien, Zusammenführen von Einzelflächen, etc. vereinfacht. Die Periodizität der magnetischen Lager (siehe Kapitel 1.3) wird ausgenutzt, es wird lediglich ein Viertel des Strömungskanals vernetzt. Um die Vernetzung der unterschiedlichen Optimierungsschritte zu beschleunigen, wird eine Standard-Netztopologie entworfen, welche die Geometrievariationen effizient und sehr ähnlich vernetzen kann. Die unstrukturierte Vernetzung durch pseudostrukturierte Hexaeder erfolgt mit Numeca Hexpress. Die Auflösung der Grenzschicht wird mit dünnen Zellen mit großem Seitenverhältnis analog der in Kapitel 2.3.3 beschriebenen Vorgehensweise realisiert. Exemplarisch für die hier verwendeten Netze ist in Abb. 2.13 die mit ca. 4,33 Millionen Knoten vernetzte Ursprungsgeometrie des Zulaufs dargestellt.

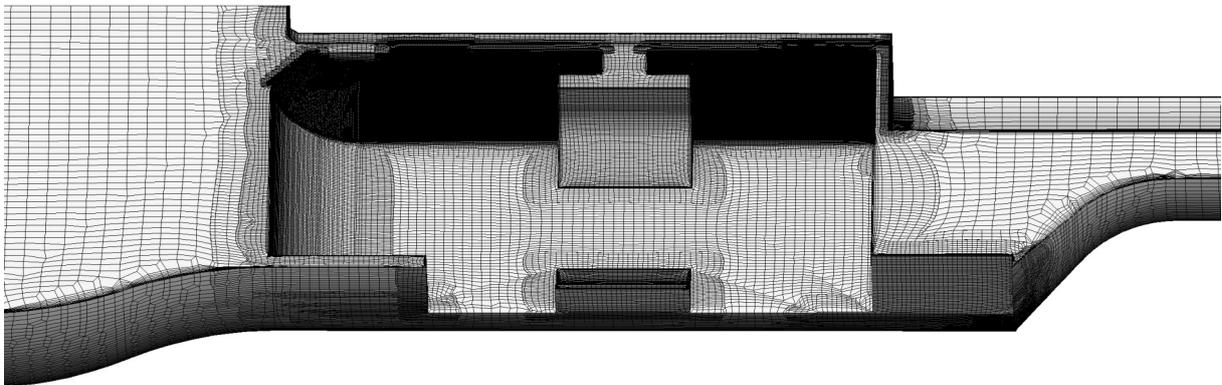


Abbildung 2.13: Oberflächennetz des Zulaufs, Optimierungsschritt 2

### 2.3.5.2 Berechnung

Als Randbedingungen für die Berechnung der Druckverluste in Zu- und Ablauf wird eine Geschwindigkeitsrandbedingung mit dem Betrag der integralen Geschwindigkeit, berechnet aus

dem optimalen Volumenstrom  $Q_{opt}$  und den geometrischen Abmessungen, am Eintritt und eine Druckrandbedingung am Austritt verwendet. Die periodischen Ränder werden mit einer Periodizitäts-Randbedingung versehen. Die Strömungsgleichungen werden durch den in Kapitel 2.3.2.2 beschriebenen Löser Hexstream berechnet.

### 2.3.5.3 Manuelle Optimierung

Das Ziel der Optimierung der Zu- und Ablaufgeometrie ist ein geringer Totaldruckverlust und eine möglichst uniforme Geschwindigkeitsverteilung im Zuströmbereich des Laufrades. Wie bereits erwähnt, wird hier auf eine automatische Optimierung zugunsten einer manuellen Optimierung verzichtet, da der Aufwand zur Erstellung einer parametrischen Geometrieprepräsentation in keinem Verhältnis zu den erzielten Resultaten stehen würde. Die manuelle Optimierung wird anhand der Beurteilung der Strömungsverhältnisse der berechneten Geometrievarianten und allgemeinen Designrichtlinien für Turbomaschinen vorgenommen. Als Grenzen für die Auswertung des Totaldruckverlustes werden diejenigen Punkte auf der äußeren und inneren Strombahn festgelegt, ab denen die Meridiankontur keinen konstanten Radius mehr darstellt. Somit ist sichergestellt, dass der Einfluss der Düsen bzw. Diffusoren berücksichtigt wird. Die durchgeführten Geometrieänderungen und die resultierenden Beträge des Totaldruckverlustes sind in Tab. 2.4 für den Zulauf und in Tab. 2.5 für den Ablauf aufgeführt.

Die Ergebnisse der manuellen Optimierung der Zulauf- und Ablaufgeometrie sind in Kapitel 3.2.3 aufgeführt. Hier muss als für den weiteren Optimierungsverlauf relevant erwähnt werden, dass aufgrund der Anrechnung der Verluste auf die zu erbringende Förderhöhe der Pumpe dieselbe auf  $\Delta p_{perf} = 11409 \text{ Pa}$  erhöht wird.

### 2.3.5.4 Auswirkungen auf die spezifische Drehzahl der Pumpe

Die notwendige Erhöhung der Förderhöhe der Pumpe bewirkt eine Erniedrigung der spezifischen Drehzahl und damit auch der Maschinenabmessungen. Um dem entgegenzuwirken, wird die Drehzahl auf  $n = 8435 \frac{1}{\text{min}}$  erhöht. Daraus resultiert eine gleichbleibende spezifische Drehzahl von  $n_q = 71,5 \frac{1}{\text{min}}$  bei geringsten Geometrieunterschieden. Bezogen auf die neuen Betriebsbedingungen müsste der optimale Laufradaustrittsaussendurchmesser  $D_{2a}$  um 1,7 % kleiner sein. In Anbetracht der Tatsache, dass die analytische Auslegung auf einer für diese Anwendung nicht optimalen Datenlage basiert und die Geometrie ohnehin nur den Startpunkt für die automatische Optimierung darstellt, wird auf eine geometrische Anpassung verzichtet. Für

Tabelle 2.4: Optimierung Zulauf, Änderungsmaßnahmen und Resultate

Optimierungsschritt	Beschreibung der Änderungen	Totaldruckverlust [Pa]
0	Ursprüngliche, nur in Hinsicht auf elektromechanische Belange konstruierte Geometrie	4537
1	wie 1, Magnetlager vom Pumpensaugmund weg verschoben, somit Querschnittsvergrößerung der Einlaufdüse	721
2	gegenüber 1: kontinuierlich Ausrundung des Übergangs der zylindrischen Aussenwandung zur Einlaufdüse, elliptische Verrundung des Wellenendes, Verrundung der eckigen Front des Magnetlagers	492
3	Strömungsgünstiger Neuentwurf, Magnetlageraußenfläche als symmetrisches, gleichdickes Profil mit zugeschärfter, stumpfer Hinterkante und elliptischer Verrundung der Profilnase (dadurch leichte Verlängerung des Magnetlagers weg vom Saugmund der Pumpe), elliptische Verrundung der rotierenden Pumpennabe, stetiger Übergang der zylindrischen Außenwandung zur Einlaufdüse	472
4	wie 3, jedoch Profil verlängert in Richtung Saugmund der Pumpe, dadurch kann die Hinterkante dünner ausgeführt werden, spitze Ausführung der Profilnase, um Staupunkteinfluss zu verringern	413

die weiteren Schritte wird die vorhandene Geometrie V001 mit den neuen Betriebsbedingungen für die Drehzahl und die Förderhöhe verwendet.

### 2.3.6 Optimierung der hydraulischen Geometrie

In diesem Abschnitt wird die automatische Optimierung der hydraulischen Geometrie mit dem Programmpaket Fine Design3D der Fa. Numeca beschrieben.

Tabelle 2.5: Optimierung Ablauf, Änderungsmaßnahmen und Resultate

Optimierungsschritt	Beschreibung der Änderungen	Totaldruckverlust [Pa]
0	Ursprüngliche, nur in Hinsicht auf elektromechanische Belange konstruierte Geometrie	870
1	Strömungsgünstiger Neuentwurf, Magnetlageraußenfläche als symmetrisches, gleichdickes Profil mit zugeschärfter Hinterkante (dadurch leichte Verlängerung des Magnetlagers bei gleichbleibender Kanallänge), elliptische Verrundung des Wellenendes	424
2	gegenüber 1: schlankere und damit längere Zuschärfung bei gleichbleibender Kanallänge, so dass Profilhinterkante weiter in den Abströmkanal ragt; Überströmen des Axiallagers durch Verschiebung des Profiles in Richtung Pumpenleitrad ermöglicht, so dass der Nabenstern des Magnetlagers vom Axiallager verdeckt wird, dadurch Verringerung eines Totwassergebietes	422
3	wie 2, jedoch Profilnase spitz ausgeführt und Einfügen eines Störkörpers zwischen Axiallager und Magnetlagernabe, dadurch Totwassergebiet weiter verringert	403
4	wie 3, jedoch Diffusor am Austritt des Magnetlagers als konischer Diffusor durch konische Außenwandung ausgeführt, dadurch besserer Druckrückgewinn, Zuschärfung Profil mit geringerem Winkel und größeren Übergangsradien ausgeführt, dadurch Profil länger, Dicke der stumpfen Hinterkante $t_{HK} = 0,4 \text{ mm}$	365

### 2.3.6.1 Beschreibung der Prozesskette Optimierung

Voraussetzung für eine automatische Optimierung ist eine funktionierende Prozesskette, die von der Wahl der Parameterwerte über die Geometrieerzeugung und Vernetzung bis hin zur numerischen Berechnung und Ergebnisauswertung ohne Eingriff des Benutzers vollständig automatisiert abläuft. Die dafür notwendigen einzelnen Programmbestandteile und ihr Zusammenwirken sind in Abb. 2.14 gezeigt. Die einzelnen Komponenten werden im Folgenden kurz beschrieben. Die Angaben im folgenden Abschnitt stammen aus [Num19] und [Thi22].



**Surrogate Model** Das Surrogate Model ist als analytisches Ersatzmodell zu verstehen, welches anhand der vorgegebenen Parameterwerte die Zielwerte der Optimierung abschätzt. Es wird bei der Auswahl der Parameterwerte verwendet, ebenso in der inneren Optimierungsschleife des genetischen Optimierungsalgorithmus, welche vor der Festlegung der definitiven Parameterwerte durchlaufen wird. Die Stärke des Ansatzes, innerhalb der Optimierung ein Ersatzmodell zu verwenden, liegt darin, dass Kombinationen von Parameterwerten, die keine erfolgsversprechenden Ergebnisse erwarten lassen, von vornherein ausgeschlossen werden. Die zeit- und rechenkapazitätsintensive CFD-Berechnung kann somit auf die erfolgsversprechenden Exemplare begrenzt werden.

**Geometrieerzeugung** Die Umsetzung des Parametersatzes in eine Geometrieprepräsentation geschieht mittels des Programmbestandteils Numeca Autoblade. Die folgende Beschreibung des Geometriemodells bezieht sich ausschließlich auf das letzte, in den Optimierungsläufen V006\_opt\_10 bis V007\_SP\_n verwendete, stabil laufende Modell. Die begrenzenden Wände von Nabe und Gehäuse werden aus abschnittsweise definierten C-Splines und geraden Linien zusammengesetzt. Durch den Verzicht auf einen stetigen Übergang der Kurvenabschnitte werden Ecken dargestellt. Die Parametrisierung der Meridiankontur ist in Abb. 2.15 dargestellt. Bedingt durch die Rücksichtnahme auf die Restriktionen durch die umliegenden Komponenten ergibt sich eine recht hohe Anzahl an Parametern.

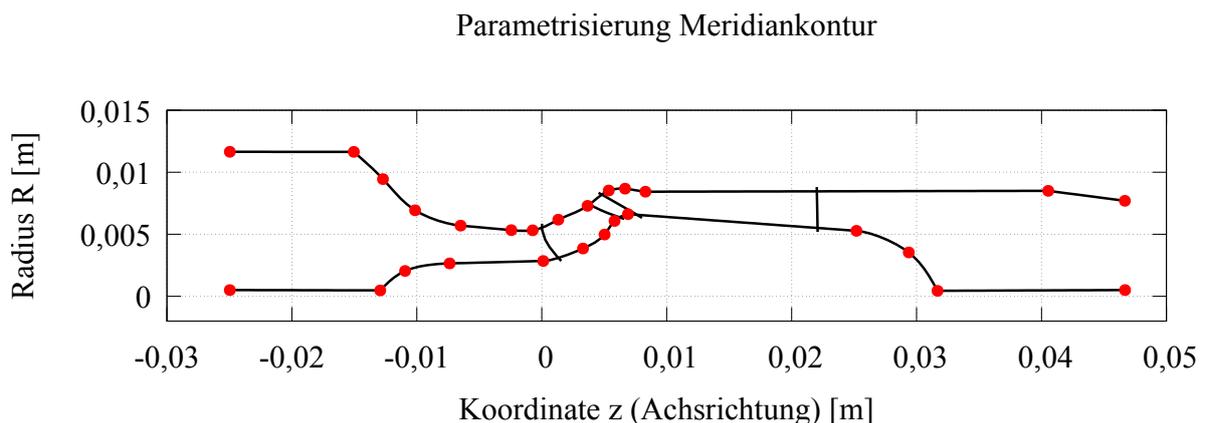


Abbildung 2.15: Parametrisierung der Meridiankontur: die roten Punkte stellen die parametrisch veränderbaren Koordinaten dar. Zur Orientierung sind die Eintritts- und Austrittskanten von Lauf- und Leitrad mit eingezeichnet

Die Konstruktion der Schaufelschnitte geschieht auf nur 3 Strombahnen, da in Numeca Autob-

lade kein automatischer Querabgleich möglich ist und eine Konstruktion auf mehr als 3 Strombahnen damit keine stetig gekrümmten Schaufelflächen hervorbringt. Die Lage der 3 Strombahnen wird zu 10 % der Kanalbreite ausserhalb der Konturen von Nabe und Gehäuse und auf der mittleren Strombahn liegend definiert. Zwei zusätzliche, für die Konstruktion irrelevante parametrische Strombahnen bei 25 % und 75% verbessern die Genauigkeit der Geometriedarstellung. Die meridionale Lage der Ein- und Austrittskante des Laufrades wird als Kurve definiert, deren Endpunkte über die z-Koordinate und die Bedingung, dass diese Punkte auf der Meridiankontur liegen müssen, gesteuert. Zusätzlich werden die Schnittwinkel zwischen den Kanten und der Meridiankontur als Parameter definiert. Die Krümmung dieser Bezierkurve dritter Ordnung wird durch zwei dimensionslose Parameter kontrolliert, die die Lage der Bezierpunkte als prozentualen Wert der Kanalbreite festlegen. Die tangentielle Lage der Ein- und Austrittskante im Grundriss wird über eine Bezierkurve zweiter Ordnung und damit nur durch die Winkel zwischen der Eintrittskante und der Senkrechten definiert. Diese, insbesondere in der meridionalen Lage aufwändige Konstruktion, die eine recht hohe Parameteranzahl bedingt, lässt für die Optimierung genügend Freiraum in den Variationsmöglichkeiten der Geometrie bei guter Stabilität des Geometrieerzeugungsprozesses. Die Ein- und Austrittskante des Leitrades wird meridional als gerade Verbindung zweier Punkte auf der Meridiankontur festgelegt, tangential ist nur die Angabe eines Neigungswinkels gegen die Senkrechte notwendig. Exemplarisch ist die Parametrisierung der Eintrittskante des Laufrades in Abb. 2.16 dargestellt.

Die Auffädelerung der einzelnen Profilschnitte geschieht bei der Laufschaufel entlang der Austrittskante, bei der Leitschaufel an der Eintrittskante. Das Auffädeler an sich zwei gegenüberliegenden Kanten (Austritt am Laufrad, Eintritt am Leitrad) hat den Vorteil, dass der Abstand zwischen den beiden Schaufeln nicht zu klein werden kann. Das ist nicht nur hydrodynamisch zur Vermeidung von Schwingungsinduzierungen notwendig, auch muss bei der Vernetzung hier genügend Platz zur Positionierung des Rotor-Stator-Interfaces vorgehalten werden. Die Skelettlinie der Profile in ihren einzelnen Schnitten wird in einer Ebene konstruiert, welche durch die meridionale Lauflänge  $m$  und den Schaufelwinkel  $\beta$  aufgespannt wird. Der Verlauf der Skelettlinie als Bezierkurve wird durch drei gleichverteilte Kontrollpunkte definiert, deren Parameterwerte jeweils den Winkel der Skelettlinie über die Lauflänge angeben. Die Schaufeloberfläche der Druck- und Saugseite wird auf den einzelnen Profilschnitten durch Auflegen einer symmetrischen Dickenverteilung über die Skelettlinie erzeugt. Die Profilnase wird rund mit konstantem Radius definiert, die Hinterkante stumpf von konstanter Stärke und rechtwinklig zur Skelettlinie. Die Krümmung der Dickenverteilung wird einerseits durch die Angabe des Winkels zu einer Parallelen zur Skelettlinie am Übergang in den Nasenradius und am Punkt der Stärke der Hinterkante gesteuert, andererseits durch Angabe der Profildicke bei der halben Profillaufänge.

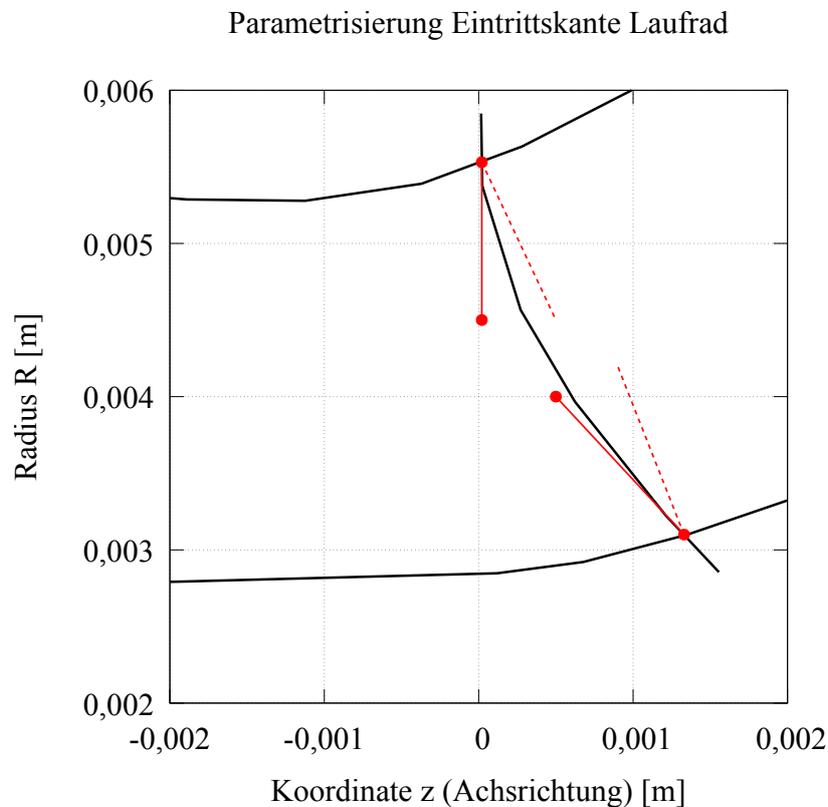


Abbildung 2.16: Meridionale Parametrisierung der Eintrittskante Laufrad: die roten Punkte stellen die parametrisch veränderbaren Koordinaten dar, die roten durchgezogenen Linien die Steigung der auf der Meridiankontur liegenden Punkte, die roten gestrichelten Linien die Senkrechte zur Meridiankontur

Die Parametrisierung der Schaufflächen ist exemplarisch anhand der Laufschaufel im Mittelschnitt in Abb. 2.17 als Konforme Abbildung<sup>13</sup> dargestellt.

Für jede Schaufelreihe wird ein eigenes parametrisches Modell mit identischer Meridiankontur erstellt. Diese beiden Modelle werden unter Verwendung der jeweiligen gewählten Parameterwerte mit Hilfe eines externen Skriptes automatisiert zu einer Geometrierepräsentation im nativen Numeca geomTurbo-Format<sup>14</sup> zusammengesetzt. Dieses Format kann vom Vernetzer direkt importiert und weiterverwendet werden. Der Grund für dieses verhältnismäßig aufwändige Vorgehen ist, dass dadurch eine voneinander unabhängige Veränderung von Merididankon-

<sup>13</sup> **Konforme Abbildung:** Abwicklung einer im allg. dreidimensionalen Darstellung auf einer zweidimensionalen Ebene, entspricht einer winkelgetreuen, aber nicht längengetreuen Darstellung

<sup>14</sup> **geomTurbo-Format:** programmeigenes Dateiformat zur Geometrierepräsentation von Turbomaschinen als ASCII-Code, verwendet neben diskreten Koordinaten auch CAD-Komponenten

Skelettlinie Schaufel Laufrad mit Dickenverteilung

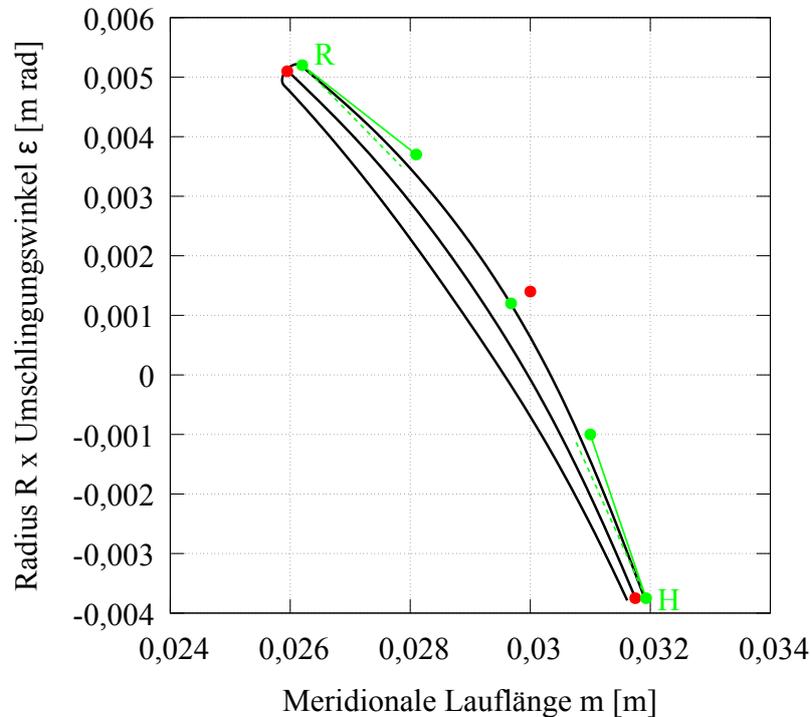


Abbildung 2.17: Parametrisierung der Schauffelflächen der Laufschaufel in der  $m$ - $R\varepsilon$ -Ebene im Mittelschnitt: die roten Punkte stellen die parametrisch veränderbaren Bezier-Koordinaten der Skelettlinie dar, die grünen Punkte die Koordinaten der Dickenverteilung, die grünen durchgezogenen Linien die Tangenten an die Dickenverteilung, die grünen gestrichelten Linien die Parallelen zur Skelettlinie

tur, Laufschaufel und Leitschaufel möglich ist. Die im Programmsystem Fine3D vorgesehenen Standard-Lösungen für die Mehrreihenoptimierung engen die Geometrieerzeugung stärker ein. Es ergeben sich in diesem nach der obigen Beschreibung aufgebauten Modell insgesamt 137 Parameter. Eine Teilmenge davon sind 36 vollständig fixierte Parameter, wie z. B. Anfangs- und Endpunkte der Meridiankontur, die äußere Randbedingungen, z. B. aus der Konstruktion, einhalten. Des Weiteren sind die Werte für den Nasenradius und die Hinterkantenstärke unveränderlich. Einige Parameter sind einseitig begrenzt, wie z. B. die Profildicke, welche das in den Tabellen 2.1 und 2.2 festgelegte Mindestmaß nicht unterschreiten darf. Auch auf der Meridiankontur gibt es Parameter, die nur in eine Richtung variabel sind, um so Größenlimitationen einhalten zu können. Die Anzahl der freien Parameter beträgt 101 Stück. Dieser Wert ist hoch und bedingt einen hohen Rechenaufwand, stellt aber für das hier beschriebene Problem, dessen

optimale Geometrie im Vorfeld nur schematisch bekannt ist, eine ausreichende Flexibilität der Geometriedarstellung zur Verfügung.

**Vernetzung** Die automatisierte Vernetzung der Geometrievarianten wird mit einem, dem im Kapitel 2.3.3 vorgestellten sehr ähnlichen, Netz-Template<sup>15</sup> vorgenommen. Das vom Geometriegenerator erstellte geomTurbo-File ersetzt die Standard-Geometrie in der Vorlage, die neue Geometrie wird entsprechend der gewählten Netztopologie und Knotenzahlen vernetzt. Das neu erstellte Netz wird im CGNS-Format<sup>16</sup> abgelegt und, teilweise bereits mit Randbedingungen versehen, an den CFD-Löser übergeben. Die Knotenzahlen des Netzes werden während des Optimierungsverlaufes angepasst, um die Qualitätskriterien der Netzqualität möglichst innerhalb der vorgegebenen Grenzen zu halten. Dies ist notwendig, da die Geometrie sich während des Optimierungsprozesses doch entscheidend verändert. Insbesondere die zunehmende Schrägstellung der Austrittskante des Laufrades im Grundriss führt zu wiederholten Anpassungen. Die gewählte Topologie des Netzes bleibt während allen Optimierungsläufe unverändert.

**CFD-Berechnung** Die für die Optimierungsläufe verwendeten Rand- und Anfangsbedingungen entsprechen denen aus Kapitel 2.3.1.3. Die Stoffwerte entsprechen denen in Tab. 2.3 für Blut aufgeführten, die Einstellungen des Löser Euranus entsprechen denen aus Kapitel 2.3.2.2. Als Konvergenzkriterien werden gewählt: ein Fallen der globalen normierten Residuen um nur 2 Größenordnungen und eine maximale Anzahl Iterationen auf dem feinsten Gitter von 500 Stück. Diese vergleichsweise niedrigen Anforderungen werden auf Anraten von [Thi22] gewählt, sie stabilisieren den Optimierungsprozess, da sich eine abgebrochene Rechnung in der kontinuierlich erweiterten Datenbank stärker negativ auswirkt als ein punktuell schlechtes Rechenergebnis. Die Maschinenkonfiguration entspricht der aus Kapitel 2.3.3.

**Postprozessor** Der während des Optimierungsprozesses verwendete Postprozessor ist Nume-ca CFView. Als relevante globale Größen werden für jedes Modell ermittelt:

- Totaldruckerhöhung
- Wirkungsgrad

---

<sup>15</sup>**Template:** Vorlage, hier als Programm-Vorschrift zur Vernetzung unterschiedlicher Geometrien gleicher Topologie zu verstehen

<sup>16</sup>**CGNS:** CFD General Notation System, plattformübergreifender, freier, binärer Format-Standard zur Speicherung und Abruf von CFD-Daten

- Drehmoment
- minimaler statischer Druck im Rechengbiet
- Massenstrom am Einlass sowie Auslass

Als lokale Größen werden ermittelt:

- an Ein- und Auslass auf drei Strombahnen:
  - Temperaturen
  - statische und totale Drücke
  - absolute und relative Geschwindigkeiten in alle Richtungen, meridional
  - Drall
- in der Meridionalebene:
  - Drücke und Geschwindigkeiten als Konturplot
- An Ein- und Auslass von Nabe zu Gehäuse:
  - Verlauf der Drücke und der Geschwindigkeiten als Diagramm
- Von Schaufel zu Schaufel im Mittelschnitt:
  - Drücke und Geschwindigkeiten als Konturplot
- Vernetzung meridional und dreidimensional als grafische Abbildung

Die pro Exemplar erfassten Zahlenwert-Größen sowie die verwendeten Parameterwerte lassen sich sowohl während des Optimierungslaufes als auch im Nachhinein durch ein programminternes Beobachtungswerkzeug analysieren. Insbesondere der Verlauf der physikalischen Größen gibt gute Hinweise auf die Konvergenz des Optimierungsvorgangs, ebenso der Verlauf der Parametergrenzen im Hinblick auf notwendige Erweiterungen derselben.

### 2.3.6.2 Verwendete Optimierer

Die Optimierung der hydraulischen Geometrie wird in der vorliegenden Arbeit als eine Einzel-Ziel-Optimierung im Betriebspunkt des optimalen Volumenstromes durchgeführt. Es werden

im Laufe der Optimierungsarbeit zwei verschiedene Optimierungsalgorithmen verwendet. Bei dem anfangs verwendeten Optimierer DESO handelt es sich um einen programminternen, evolutionären genetischen Optimierungsalgorithmus, der mit einer standardmäßigen Populationsgröße von 50 Individuen, begrenzter Fortpflanzungsrate, Elitismus und Mutation arbeitet. Auf Anraten von [Thi22] wird ab dem Optimierungslauf V006\_opt\_10 auf den ebenfalls genetischen Algorithmus Minamo der Fa. Cenaero gewechselt, welcher die Fitness der Population durch Selektion, Neukombinierung und Mutation verändert. Aufgrund seiner Mächtigkeit erzielt dieser nicht nur in Sachen Konvergenzgeschwindigkeit und Auffinden von Optima bessere Resultate, sondern verfügt auch über eloquentere Auswertungsmethoden wie z. B. Self Organizing Maps<sup>17</sup> und Sensitivitätsanalyse<sup>18</sup>.

### 2.3.7 Optimierungsstrategie und -abfolge

In diesem Abschnitt wird ein Überblick über den Ablauf der Optimierung der hydraulischen Geometrie gegeben. Die Ziele sind hier das Erreichen des geforderten Betriebspunktes und die Maximierung des Wirkungsgrades. Es werden nur erfolgreich durchgeführte Rechenläufe aufgeführt, erfolgreich im Sinne eines lauffähigen numerischen Modells. Die Tabelle 2.6 listet die Details der einzelnen Rechen- bzw. Optimierungsläufe übersichtlich auf, die angegebenen Werte für den Totaldruckverlust und den Wirkungsgrad sind die Werte des jeweils besten Exemplares.

In dem Modell **V001** wird der Import der CAD-Geometrie und die strukturierte Vernetzung mit Autogrid erprobt. Numerische Berechnungen werden nicht durchgeführt.

Die Rechnungen **V002** beschäftigen sich hauptsächlich mit der Erprobung der Solvereinstellungen. Alle Rechnungen sind zur Vereinfachung als turbulente Fälle durchgeführt. Als Medien werden Wasser und das in 2.3 definierte Blut verwendet. Eine Erkenntnis ist, dass das in dieser Rechenserie verwendete Netz aus V001 nicht optimal ist und in der folgenden Serie ersetzt wird. Es werden der Einfluss der Position und Netzfeinheit des Rotor-Stator-Interfaces zwischen Laufrad und Leitrad untersucht. Ein erster Einsatz des Boosters (siehe 2.3.2.2) ergibt nicht nur eine geringere Rechenzeit, sondern auch ein stabileres Konvergenzverhalten und eine Verringerung des Volumenstromdefektes. Die Fälle der Netzunabhängigkeitsstudie werden mit diesem

---

<sup>17</sup>**Self Organizing Maps:** Künstliches Neuronales Netz, welches die Darstellung eines mehrdimensionalen Datenraumes auf einer zweidimensionalen Ebene ermöglicht

<sup>18</sup>**Sensitivitätsanalyse:** Identifikation und Bewertung der Stärke des Einflusses eines Parameters auf die Zielfunktion

Modell durchgeführt.

Ab dem Modell **V003** wird nur noch mit dem laminaren Strömungslöser und dem Fluid Blut gerechnet. Das bisher verwendete Netz wird durch ein Netz, welches kürzere An- und Auslaufstrecken aufweist, ersetzt. Des Weiteren werden durch den Verzicht darauf, das rotationssymmetrische Netz im An- und Auslauf bis zum Radius  $R = 0$  zu führen (Butterfly-Netz), Zellen eingespart. Auch hier wird weiter an der Optimierung des Rotor-Stator-Interfaces gearbeitet sowie unterschiedliche Auslass-Randbedingungen (z. B. ein Massenstrom-Auslass) erprobt. Das Resultat dieser Berechnungsreihe ist ein stabiles Rechenmodell, für beide Fluide - Blut und Wasser - wird eine gute Rechengeschwindigkeit erzielt.

Die 7 Fälle des Benchmarks werden mit diesem Modell gerechnet.

Ab dem Modell **V004** wird zur automatischen Optimierung übergegangen. Es werden zwei unabhängige Schaufelmodelle als Autoblade-Modelle generiert, welche die identische Meridiantkontur und jeweils die Schaufelgeometrie von Laufrad oder Leitrad beinhalten. Die Modelle entsprechen im Großen und Ganzen schon den im Abschnitt 2.3.6.1 beschriebenen. Sie werden in die Prozesskette integriert, können also automatisiert verarbeitet werden. Um die Abbildungsqualität der parametrisierten Geometrie zu überprüfen, werden zwei Einzelrechnungen durchgeführt: eine mit der Geometrieprepräsentation aus dem CAD-Modell (V004\_CAD) und eine mit der Autoblade-Geometrie (V004\_AB). Die Ergebnisse sind nahezu identisch, die reparametrisierte Geometrie weist einen um 1,2 % geringeren Wirkungsgrad und eine um 4,8 % geringere Förderhöhe auf, jeweils bezogen auf die Werte der CAD-Geometrie. Ursächlich dafür können neben den aus der Parametrisierung stammenden Geometrieunterschieden auch numerische Ungenauigkeiten sein. Das Resultat der Parametrisierung kann aber als ausreichend genau angesehen werden, da es ohnehin nur den Startpunkt der Optimierung darstellt.

Tabelle 2.6: Abfolge der Optimierungsläufe (Bedeutungen: Db Datenbasis, Opt Optimierungslauf, N Vernetzung, S Screening, E Einzelrechnung, V Validierungsrechnung)

Bezeichnung	Art	geplante Anzahl Exemplare	überlebende Anzahl Exemplare	$\Delta p_{tot}$ [ Pa ]	$\eta$ [ % ]	Kommentar
V001	N	-	-	-	-	Erprobung Netzerzeugung, Import CAD-Modell
V002	E	6	2	7909	58,8	Erprobung Solvereinstellungen
NUA	E	7	7	-	-	Netzunabhängigkeitsstudie
V003	E	21	11	9971	63,67	Optimierung Vernetzung, Erprobung Solver und Randbedingungen (Resultate Wasser)
Benchmark	E	7	7	-	-	Benchmark, Skalierung der Rechenkapazität
V004_CAD	E	1	1	6709	42,73	Nachrechnung der analytisch erzeugten Geometrie
V004_AB	E	1	1	6384	42,22	Nachrechnung der parametrisch erzeugten Geometrie
V004_LA_opt	O	200 Db, 200 Opt	371	-	-	Test Prozesskette, erster Optimierungslauf (nur Geometrie Laufrad)
Fortsetzung siehe nächste Seite						

Tabelle 2.6 – Fortsetzung von vorhergehender Seite

Bezeichnung	Art	geplante Anzahl Exemplare	überlebende Anzahl Exemplare	$\Delta p_{tot}$ [ Pa ]	$\eta$ [ % ]	Kommentar
V004_LA_opt_ompi	O	200 Opt	99	-	-	wie V004_LA_opt_ompi, Test Optimierereinstellungen und MPI
V005_LE_LA	O	311 Db	0	-	-	Testlauf erweiterte Prozesskette LA und LE
V005_LA_opt	O	60 Db, 250 Opt	304	12214	73,21	Optimierung nur Geometrie Laufrad
V005_LA_opt2	O	250 Db, 200 Opt	443	12270	73,31	Neustart von V005_LA_opt mit erweiterten Parametergrenzen
V005_LE_opt	S	1	1	-	-	Test Eintrittsrandbedingung
V005_LE_opt2	O	122 Db, 54 Opt	53	-	-	Optimierung Totaldruckverlust Leitrad
V005_LE_opt2_z5	O	35 Db, 186 Opt	114	-	-	Optimierung Totaldruckverlust Leitrad mit 5 Schaufeln
V006_opt_0	S	1	1	6900	44,65	Test Prozesskette Stufe
V006_opt_1	O	101 Db, 78 Opt	129	9599	54,55	Optimierung Stufe
Fortsetzung siehe nächste Seite						

Tabelle 2.6 – Fortsetzung von vorhergehender Seite

Bezeichnung	Art	geplante Anzahl Exemplare	überlebende Anzahl Exemplare	$\Delta p_{tot}$ [ Pa ]	$\eta$ [ % ]	Kommentar
V006_opt_2	O	101 Db, 120 Opt	69	10739	54,68	Lauf auf Basis Exemplar 75 aus Lauf V006_opt_1 mit erw. Parametergrenzen
V006_opt_3	O	101 Db, 39 Opt	60	11178	56,84	Lauf auf Basis Lauf V006_opt_2 mit geändert. Geometrie konstruktion
V006_opt_4	O	101 Db, 73 Opt	47	12065	60,83	Lauf auf Basis Lauf V006_opt_3 mit erw. Parametergrenzen
V006_opt_5	O	101 Db, 146 Opt	112	11829	56,72	Neue Geometrie konstruktion
V006_opt_6	O	91 Db, 100 Opt	129	12196	58,26	Lauf auf Basis Exemplar 35 aus Lauf V006_opt_5
V006_opt_7	O	91 Db, 100 Opt	149	12406	58,25	Lauf auf Basis Exemplar 63 aus Lauf V006_opt_6
V006_opt_8	O	91 Db, 100 Opt	93	12086	57,72	Lauf auf Basis Exemplar 40 aus Lauf V006_opt_7,
Fortsetzung siehe nächste Seite						

Tabelle 2.6 – Fortsetzung von vorhergehender Seite

Bezeichnung	Art	geplante Anzahl Exemplare	überlebende Anzahl Exemplare	$\Delta p_{tot}$ [ Pa ]	$\eta$ [ % ]	Kommentar
V006_opt_9	O	91 Db, 100 Opt	148	11000	55,75	Lauf auf Basis Exemplar 51 aus Lauf V006_opt_8, $z_{LE} = 5$ , Fehlschlag
V006_opt_10	O	0 Db, 34 Opt	66	12300	58,61	Erster Lauf mit Minamo
V006_opt_11	O	0 Db, 200 Opt	198	12302	58,81	Fortführung mit korrigierter DB aus V006_opt_10
V006_opt_12	O	101 Db, 200 Opt	266	12292	58,07	Lauf auf Basis Exemplar 275 aus Lauf V006_opt_11
V006_opt_13	O	0 Db, 200 Opt	199	12301	58,65	Fortführung von V006_opt_12 mit erweiterten Parametergrenzen
V007_SP	S	1	1	8163	34,93	Test Prozesskette auf Basis Geometrie Exemplar 432 aus V006_opt_13 mit Radseitenräumen
V007_SP	O	125 Db, 222 Opt	300	11436	41,27	Lauf mit Spalten auf Basis Screening V007_SP mit zweifach erweiterten Parametergrenzen
Fortsetzung siehe nächste Seite						

Tabelle 2.6 – Fortsetzung von vorhergehender Seite

Bezeichnung	Art	geplante Anzahl Exemplare	überlebende Anzahl Exemplare	$\Delta p_{tot}$ [ Pa ]	$\eta$ [ % ]	Kommentar
V007_SP_n	O	51 Db, 118 Opt	139	12328	41,57	Lauf mit Spalten auf Basis V007_SP mit erhöhter Drehzahl, zweifach erweiterte Parametergrenzen
V007_SP_n_110	E	1	1	12287	40,81	Nachrechnung Exemplar 110
V007_SP_n_140	E	1	1	12314	40,95	Nachrechnung Exemplar 140
V007_SP_n_153	E	1	1	12314	41,47	Nachrechnung Exemplar 153
V007_SP_n_c1_11 - _c6_21_max_w	E	6	6			Validierungsrechnungen

Mit dem Optimierungslauf **V004\_LA\_opt** wird die Funktionsfähigkeit der erstellten Prozesskette festgestellt. Dieser erste Optimierungslauf ist auf die Parameter des Laufrades beschränkt, welches hier noch auf 5 Flutbahnen konstruiert wird. In dem darauf folgenden Lauf **V004\_LA\_opt\_ompi** wird versuchsweise der MPI<sup>19</sup> OpenMPI verwendet, da der Intel-MPI öfter einen Abbruch der Kommunikation zwischen den Rechenmaschinen verursacht. Wie sich später herausstellen soll, liegt dies nicht am verwendeten Typ MPI, sondern an den Eigenschaften des Betriebssystems. Für diesen Lauf, der hauptsächlich zur Erkundung der Optimierereinstellungen dient, wird die Datenbasis aus V004\_LA\_opt verwendet. Das Resultat dieser beiden Optimierungsläufe ist eine funktionsfähige Prozesskette mit einer parametrisch veränderbaren Laufschaufelreihe und einem fixierten Leitrad. Das ist natürlich nur als Zwischenstand zu sehen, Laufrad wie Leitrad sind beide gemeinsam zu optimieren.

Im Optimierungslauf **V005\_LE\_LA** wird erstmals versucht, die Stufe zu optimieren. Dafür wird die Prozesskette so erweitert, dass die Parameter des Leitrades in die Parameterliste des Laufrades integriert werden. Dieses Vorgehen ist zu diesem Zeitpunkt Stand der Technik im Numeca Fine Design. Das Resultat ist allerdings unbefriedigend: eine lauffähige Prozesskette kann so nicht aufgesetzt werden, von den 311 Exemplaren der Datenbasis überlebt keines. Dies resultiert aus dem geometrischen Problem, dass die Meridiankontur, welche von der ersten Reihe gesteuert wird, nicht zur Schaufel der zweiten Reihe passt. Es entstehen aufgrund der Schrägstellung der Schaufeln im Grundriss Spalten zwischen Meridiankontur und den Schaufelgrenzen. Dies ist aufgrund der relativen Freiheit der Parameter der Meridiankontur auch mit in Richtung Nabe und Gehäuse verlängerten Schaufeln nicht prozesssicher abbildbar. Daher wird als Lösung die Einzeloptimierung beider Reihen durchgeführt. Dies hilft der späteren Optimierung beider Reihen im Verbund insofern weiter, als dass beide Komponenten näher an ihr Optimum (Punkt besten Wirkungsgrades) gebracht werden können, was auch ein stabileres Konvergenzverhalten mit sich bringt. Numerische Stömungsberechnungen weisen abseits des Punktes des besten Wirkungsgrades, also unter Off-Design-Bedingungen, häufig ein schlechteres Konvergenzverhalten auf.

Daher wird im Lauf **V005\_LA\_opt** nur das Laufrad optimiert. Die Zuströmrandbedingung wird als Volumenstromeinlass beibehalten, auf der Fläche des Rotor-Stator-Interfaces wird eine Druckrandbedingung gesetzt. Die Totaldruckerhöhung wird unter der Annahme von 5 % Totaldruckverlust im Leitrad auf 11977 Pa ( $H_{soll} \times 1,05$ ) festgesetzt. Die Zielgrößen sind hier das Erreichen der Totaldruckerhöhung und die Maximierung des Wirkungsgrades. Die variablen Pa-

---

<sup>19</sup>**MPI:** Message Passing Interface, Protokoll zum Austausch von Nachrichten unter den parallel rechnenden Maschinen

parameter erstrecken sich auf die der Laufschaufel, die Meridiankontur wird in Richtung Auslass fixiert, da hier der geometrische Anschluss an das Leitrad erhalten bleiben muss. Ein Lauf im Screening-Modus ergibt eine funktionierende Prozesskette. Der erste der beiden Optimierungsläufe ergibt eine Steigerung der Totaldruckerhöhung von 12085 Pa auf 12214 Pa bei einer Steigerung des Laufradwirkungsgrades von 72,64 % auf 73,21 %. Der zweite Lauf **V005\_LA\_opt2**, als Neustart mit neuer Datenbasis und erweiterten Parametergrenzen, ergibt mit 12270 Pa Förderhöhe bei 73,31 % Laufradwirkungsgrad nur eine unwesentliche Steigerung gegenüber dem ersten. Der zweite Optimierungslauf ergab, dass die erweiterten Parametergrenzen nirgendwo mehr tangiert werden, die Optimierung also als auskonvergiert betrachtet werden kann. Das Ergebnis bedeutet, dass das Laufrad in der Lage ist, die für die geforderte Totaldruckerhöhung benötigte Energie an das Fluid zu übertragen. Der sich ergebende Wert des Laufradwirkungsgrades ist als gut zu bezeichnen. Im Umkehrschluss lässt dieses Ergebnis die Vermutung zu, dass der Grund für die zu geringe Förderhöhe in den Läufen V004 in einem ungünstig gestalteten Leitrad zu finden ist. Die Geometrie des besten Exemplars aus dem zweiten Lauf wird als Basis für die Optimierungsreihe V006 genommen.

Die Einzeloptimierung des Leitrades geschieht in der Reihe **V005\_LE\_opt**. Begonnen wird damit, das Leitrad mit 7 Schaufeln und einer Meridiankontur, deren Parameter nur im Bereich der Beschaukelung frei sind, zu modellieren. Als Randbedingung wird auf der Zuflussseite das aus V005\_LA\_opt2 erhaltene Geschwindigkeitsprofil am Austritt des Laufrades als umfangsgemittelter Winkel vorgegeben, d. h. die Geschwindigkeitsverteilung von Nabe zu Gehäuse bleibt erhalten, in Umfangsrichtung nicht. Dies ist eine günstig umzusetzende Möglichkeit, die eine adäquate Abbildungsgenauigkeit bietet, da die Umfangskomponente in den Rechnungen mit vollständiger Schaufelreihe durch das Rotor-Stator-Interface ebenfalls gemittelt wird. Am Auslass des Rechengbietes wird eine Druckrandbedingung verwendet. Es wird eine Rechnung V005\_LE\_opt im Screening-Modus durchgeführt, um die Korrektheit der Eintrittsrandbedingung erfolgreich zu überprüfen.

Nun wird im Optimierungslauf **V005\_LE\_opt2** die Zielgröße Totaldruckverlust minimiert. Auf die Vorgabe einer Bedingung für den Drall am Austritt wird verzichtet, in natura stellt sich der beste Wirkungsgrad einer durchströmten Leitradbeschaukelung nahe dem drallfreien Austritt ein. Der Totaldruckverlust kann von 3112 Pa (Ausgangsgeometrie) auf 2552 Pa (bestes Exemplar Lauf) reduziert werden. Um den Einfluss der Schaufelzahl auf die Verluste zu untersuchen, wird im Optimierungslauf **V005\_LE\_opt2\_z5** das gleiche Modell wie in V005\_LE\_opt2, jedoch nur mit 5 Schaufeln, verwendet. Im Allgemeinen lässt eine niedrigere Schaufelzahl aufgrund der geringeren Oberfläche und Versperrung geringere Verluste erwarten, wenn die Schau-

fein dabei nicht überlastet werden und die geforderte Umlenkung realisiert werden kann. Der Totaldruckverlust wird von 3112 Pa auf 2552 Pa reduziert. Dieses, der obigen Aussage scheinbar widersprechende, Ergebnis sollte aufgrund der hohen Anzahl abgebrochener Rechnungen (Hauptgrund Netzgenerierung) mit Vorsicht betrachtet werden. Es ist, wie in Abb. 2.18 zu sehen, auch noch ein gewisser Restdrall am Schaufelaustritt vorhanden. Fragwürdig ist auch hier die Übernahme der Zuströmrandbedingung aus V005\_LE\_opt, da hier die stromaufwärtige Rückwirkung des Leitrades auf die Laufraddurchströmung fehlt und der Leitradverlust aufgrund des fehlenden Einflusses der Laufradströmung unterschätzt werden kann.

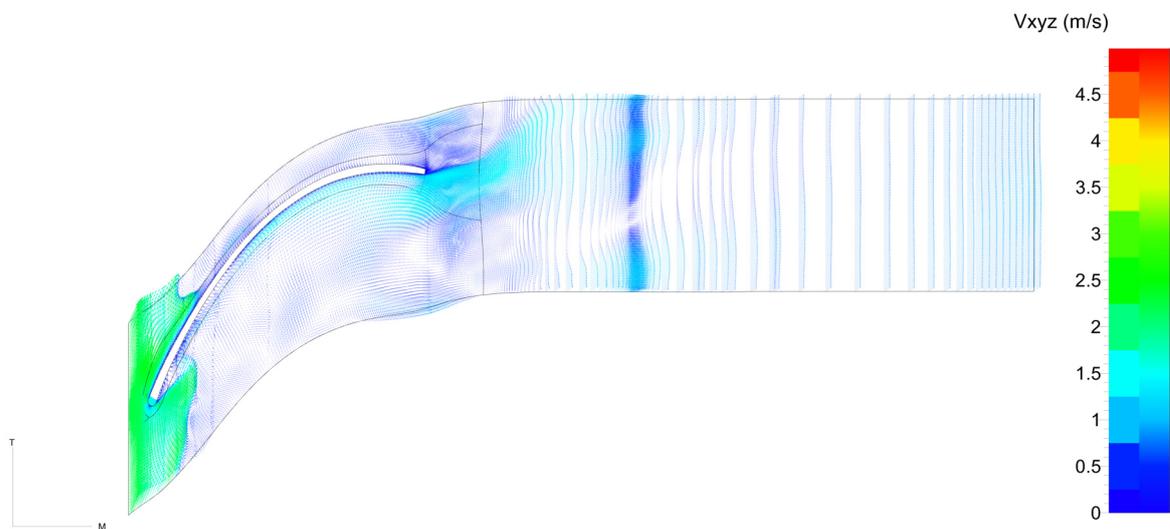


Abbildung 2.18: Exemplar 133 aus Lauf V005\_LE\_opt2: vekorielle Geschwindigkeitsverteilung auf projiziertem Mittelschnitt (50 % Kanalhöhe) im Leitrad, Größe der Vektoren übertrieben dargestellt

Als Resultat der Einzeloptimierungen von Lauf- und Leitrad kann gesagt werden, dass diese Vorgehensweise hier an ihre Grenzen stößt. Die Limitierungen dieses Modells (die im Ringraum zwischen Lauf- und Leitrad fixierte Meridiankontur und die ungenaue Zuströmrandbedingung zum Leitrad) machen den Optimierungserfolg fragwürdig. Insbesondere die Fixierung der Laufradaustrittsbreite  $b_2$ , mit welcher die Leitradtrittsbreite stark korreliert, ist nicht zielführend. Gülich schreibt hierzu, dass die Schaufelzahl, die Laufradaustrittsbreite und der Laufradaustrittswinkel nicht unabhängig voneinander gewählt werden können, wenn eine stabile Kennlinie und ein guter Wirkungsgrad gefordert sind. Zieht man dazu noch in Betracht, dass der optimale Wertebereich des Austrittswinkels relativ klein ist, wird klar, dass die hier existierende Limitierung der beiden Größen Laufradaustrittsbreite und Schaufelzahl kontraproduktiv ist. Bekanntermaßen führt auch die Kombination einzeln optimaler Komponenten nicht notwen-

digerweise zu einem optimalen Gesamtergebnis. Ein positiver Aspekt der Einzeloptimierungen ist, dass die Komponenten Lauf- und Leitschaufel nun etwas näher am Design-Punkt liegen, was ein verbessertes Konvergenzverhalten erwarten lässt.

Konsequenterweise wird daher für die Optimierungsläufe **V006\_opt** wieder die gesamte hydraulische Kontur optimiert. Die Koppelung der Einzelgeometrien wird für die insgesamt 13 Optimierungsläufe über ein neues, angepasstes Skript durchgeführt. Diesem werden die zu erstellenden Parameterkombinationen übergeben und daraus in Autoblade Einzelgeometriemodelle von Lauf- und Leitrad mit identischer Meridiankontur erstellt. Die Resultate in Form der nativen Geometriebeschreibung als .geomTurbo werden dann in Autogrid zu einer gemeinsamen Geometrie zusammengesetzt und anhand der Vorgaben des Vernetzer-Templates wird das Rechennetz erstellt. Dieser Vorgang läuft komplett automatisiert ohne Eingriff des Bedieners ab. Die große Herausforderung dabei ist es, eine änderungsresistente Geometrie konstruktion zu finden. Generell kann bei einem Großteil der abgebrochenen Berechnungen der Abbruch auf eine ungenügende Geometrie zurückgeführt werden. Das Versagen des Vernetzers ist ebenfalls hauptsächlich auf eine fehlerhafte Geometriebeschreibung zurückzuführen, die zwar die abschliessende Überprüfung in Autoblade erfolgreich passiert hat, aber nicht vernetzbar ist. Das Versagen des Lösers und des Postprozessors ist selten und meist auf eine ungenügende Netzqualität zurückzuführen. Diese ist routinemäßig händisch anhand ausgewählter guter Exemplare eines Rechenlaufes zu überprüfen, um sicherzustellen, dass die Vernetzungstopologie noch zur Geometrie passt und die Qualitätskriterien eingehalten werden. Als Hilfsmittel zur Konvergenzstabilisierung wird bis zum Optimierungslauf V006\_opt\_8 die Schaufelzahl im Lauf- wie Leitrad gleich  $z = 6$  gewählt, dadurch wird die Fläche des Rotor-Stator-Interfaces deckungsgleich und der Volumenstromdefekt über selbiges verringert sich wesentlich. Das ist nur ein Hilfskonstrukt, welches keinen physikalischen Sinn ergibt. Die Randbedingung der zu erreichenden Totaldruckerhöhung wird für den Optimierer auf 12250 Pa bis 12330 Pa festgelegt. Bezogen auf den Höchstwert von 12330 Pa ergibt sich damit eine Sicherheitsreserve von 8 % zur Förderhöhe  $H_{soll}$ , welche für das sichere Erreichen der Förderhöhe vorgehalten wird. Analog zu dieser Vorgehensweise ist das geringfügige Vergrößern des Eintrittsdurchmessers im Auslegungsprozess von Wasserturbinen, das ein sicheres Umsetzen der Energie im Laufrad garantiert. Auch in Anbetracht der bisher unbekanntenn Kennlinie der Pumpe wird damit eine Reserve bezüglich der Förderhöhe bei maximalem Volumenstrom  $Q_{max}$  geschaffen. Ausgangspunkt der Optimierungsreihe V006\_opt ist die Laufradgeometrie aus V005\_LA\_opt und das Leitrad aus V005\_LE\_opt2 mit 6 Schaufeln. Diese Kombination ergibt einen Wirkungsgrad von 44,65 % bei einer Totaldruckerhöhung von 6900 Pa.

In den Optimierungsläufen **V006\_opt\_1** bis **V006\_opt\_9** wird dieses Modell hinsichtlich seiner Geometrie konstruktion optimiert und es werden die Parametergrenzen solange erweitert, bis kein Parameter seine Grenzen mehr verletzt. Ausgenommen davon sind natürlich Parameter, die geometrischen Restriktionen unterliegen, wie z. B. die Außendurchmesser im Leitrad. Ab **V006\_opt\_5** wird die Konstruktion der Schaufelschnitte nur noch auf 3 Strombahnen durchgeführt, unterstützt von zwei parametrischen Schnitten auf 25 % und 75 % Kanalhöhe, die eine problemlose Verlängerung der Schaufeln ermöglichen. Der Grund für diese Änderung ist, dass die Annahme, das Programm *Autoblade* würde zum Erzielen einer stetigen Schaufeloberfläche einen Querabgleich der Schaufelschnitte vornehmen, sich als ein Irrtum herausstellt. Das Resultat ist in *Abb. 2.19* zu sehen, meridional wie im Grundriss ist der Verlauf mit unstetiger Krümmung der Hinterkante nicht ersichtlich, erst die dreidimensionale Ansicht zeigt das Problem. Mit nur drei Schaufelschnitten ist die Stetigkeit der Krümmung der Schaufeloberfläche stets gegeben. In diesem Zuge wird die Auffädung der Schaufelprofilsschnitte auf die Hinterkante gelegt, dies hilft dabei, eine stetige Krümmung derselben zu erhalten.

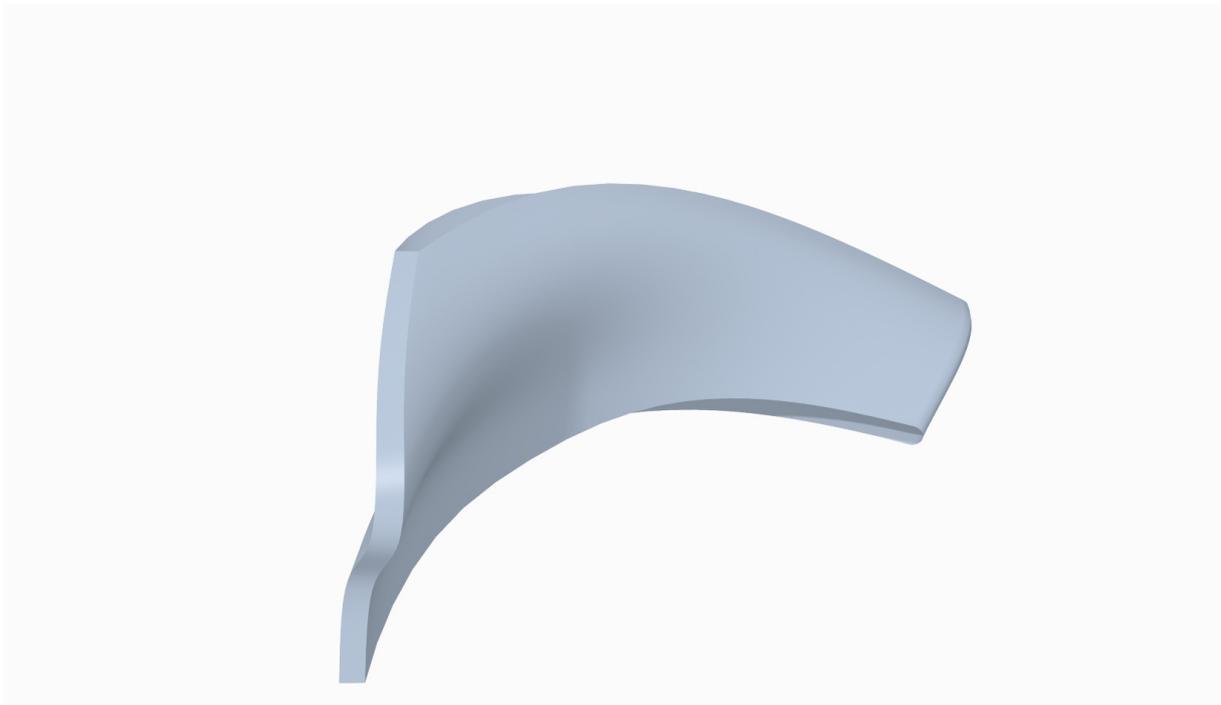


Abbildung 2.19: Laufschaufel von Exemplar 35 aus Lauf **V006\_opt\_4**, unstetiger Verlauf der Profilhinterkante durch Konstruktion auf 5 Flutbahnen

Mit dieser Konfiguration wird bis einschließlich des Optimierungslaufes **V006\_opt\_9** gearbeitet. Ab selbigem wird für das Leitrad auf die endgültige Schaufelzahl  $z_{LE} = 5$  gewechselt, da das Konvergenzverhalten stabiler geworden ist. Die ursprüngliche Schaufelzahl  $z_{LE} = 7$  wird

### 2.3 Numerische Untersuchungen

nicht mehr gewählt, da, wie oben bereits erwähnt, mit geringerer Schaufelzahl auch geringere Verluste zu erwarten sind und das Leitrad, wie in Abb. 2.18 zu erkennen ist, die notwendige Umlenkung prinzipiell leisten kann. Der Lauf V006\_opt\_9 hat sich, wie auch in Abb. 2.20 als Ausreißer zu erkennen, als Fehlschlag entpuppt, da hier die Strafen für die Bewertung der Qualität der Exemplare ungünstig gewählt sind. Die Wahl der Strafen und ihrer Parameter ist bei dem Optimierer DESO recht aufwändig und fehlerträchtig. Dies ist neben dem Hinweis auf die bessere Leistungsfähigkeit ([Thi22]) der Grund, warum ab V006\_opt\_10 auf den Optimierer MINAMO gewechselt wird. Für ersten Lauf mit Minamo, **V006\_opt\_10**, wird eine Datenbasis aus der aus Lauf V006\_opt\_9 erzeugt, da Minamo ein eigenes Datenformat für die Ergebnisdatei benötigt. Ein bemerkenswertes Detail ist, dass ab der Verwendung von Minamo die verlangte Förderhöhe vom Optimierer sehr gut getroffen wird (siehe Abb. 2.20).

Ergebnisse der Optimierungsläufe V006

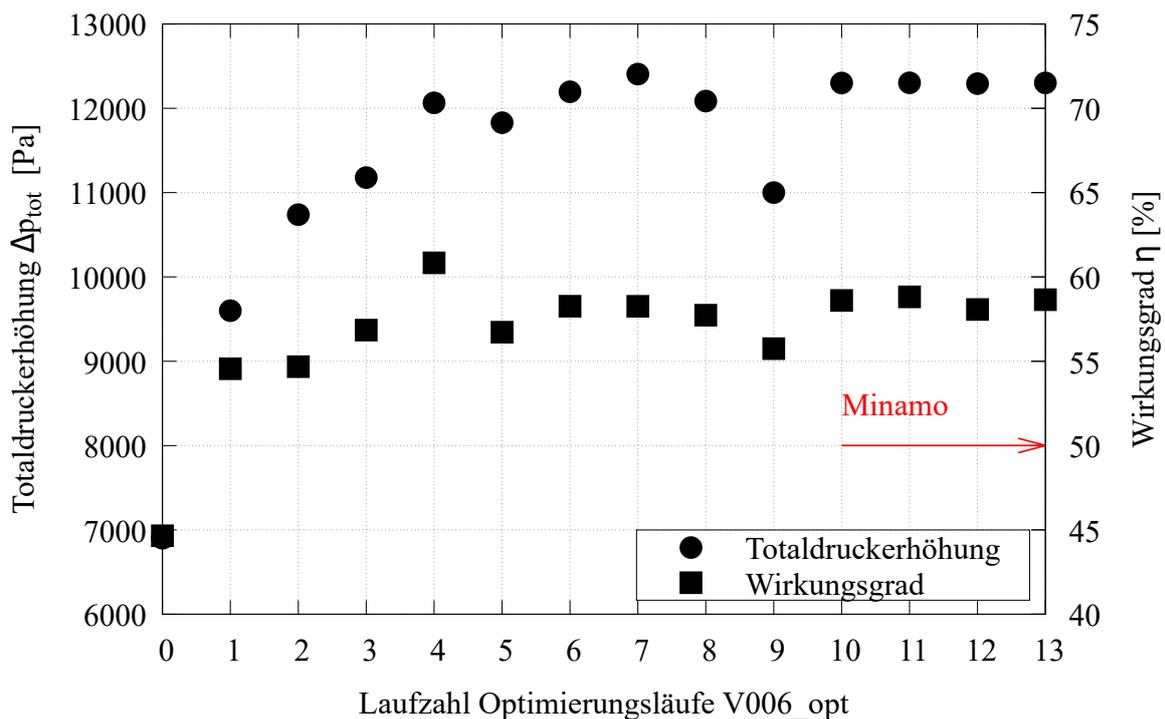


Abbildung 2.20: Ergebnisse der Optimierungsläufe V006\_opt - Verlauf von Totaldruckerhöhung und Wirkungsgrad über Optimierungsfortschritt (jeweils bestes Ergebnis pro Optimierungslauf)

Der Optimierungslauf **V006\_opt\_11** wird mit der Datenbasis aus V006\_opt\_10 durchgeführt, aus der händisch einige Exemplare mit unphysikalischen Ergebnissen entfernt werden. Auf

Basis des Exemplares 275 dieses Laufes wird der Optimierungslauf **V006\_opt\_12** mit neuer Datenbasis aufgebaut. Der Lauf **V006\_opt\_13** ist die Fortsetzung von Lauf V006\_opt\_12 mit erweiterten Parametergrenzen (es werden keine relevanten Parametergrenzen mehr verletzt). Er liefert das finale Ergebnis der Optimierungsreihe V006\_opt: Exemplar 432 mit einer Totaldruckerhöhung von  $\Delta_{p,tot} = 12301 \text{ Pa}$ , bei einem Wirkungsgrad von  $\eta = 58,65 \%$ . Die Resultate der einzelnen Exemplare des letzten Laufes sind in Abb. 2.21 gezeigt. Gut zu erkennen ist die Phase der Datenbankgeneration (Iteration 0 bis 101), in der der Parameterraum abgetastet wird. Daran anschließend befinden sich die 200 Iterationsschritte Optimierung aus V006\_opt\_12 (Iteration 102 bis 302), die hier auch als Datenbasis fungieren. Die Optimierung mit erweiterten Parametergrenzen, also der eigentliche Lauf V006\_opt\_13, findet in den Iterationsschritten 303 bis 503 statt. Insbesondere im Verlauf des Wirkungsgrades der Exemplare ist gut zu sehen, wie gut der Optimierer darin ist, erfolgversprechende Parameterkombinationen auszuwählen. Auch die Vorhersage des Surrogate Models ist sehr gut, insbesondere was die Vorhersage der Totaldruckerhöhung betrifft.

Die Tatsache, dass während der Läufe gelegentlich neue Datenbasen auf der Basis eines guten Exemplars verwendet werden, liegt einerseits an geänderten Geometrie Konstruktionen, die die Bedeutung und den Wertebereich einzelner Parameter verändern können. Andererseits ist das eine Möglichkeit, das „Einschlafen“ des Optimierers durch neues Abtasten des Parameterraumes zu verhindern.

Aus dem Exemplar 432 des Laufes V006\_opt\_13 wird die nächste Optimierungsreihe **V007\_SP** gebildet. Hier werden nun die Radseitenräume als durchströmte Spalte zwischen drehenden und stehenden Komponenten mitmodelliert. Eine analytische Berücksichtigung der Spalte würde zwar Rechenzeit sparen, ist aber, wie der Autor bereits in [Köh10] nachwies, aufwändig und mit Ungenauigkeiten behaftet. Normalerweise werden die Spalte im Zuge einer Optimierungsrechnung vernachlässigt. Das ist eine berechtigte Vorgehensweise, da üblicherweise der Spaltvolumenstrom vernachlässigbar klein und die Radseitenreibung mit dem Fluid Wasser gering ist. Beides ist hier nicht mehr der Fall. Der Spaltvolumenstrom, welcher in der analytischen Auslegung komplett vernachlässigt wird, beträgt 21,2 % des Gesamtvolumenstromes (siehe Kapitel 3.2.5) in der finalen Version V007\_SP\_n\_140! Glück gibt für den Bereich der vorliegenden spezifischen Drehzahl einen Wert für den Spaltvolumenstrom von ca. 1 % des Gesamtvolumenstromes an. Wie Dechant in Ihrer Arbeit [Dec19] und der darauf aufbauenden, projektinternen Untersuchung der Spaltvariationen ([Dec21]) am Modellstand V003 herausfand, hat die Spaltweite hier aufgrund der erhöhten Viskosität des Fluides einen erheblichen Einfluss auf die Höhe der Radseitenreibung. Die Conclusio ihrer Arbeiten war, dass die aufgrund eines größeren

Ergebnisse des Optimierungslaufes V006\_13

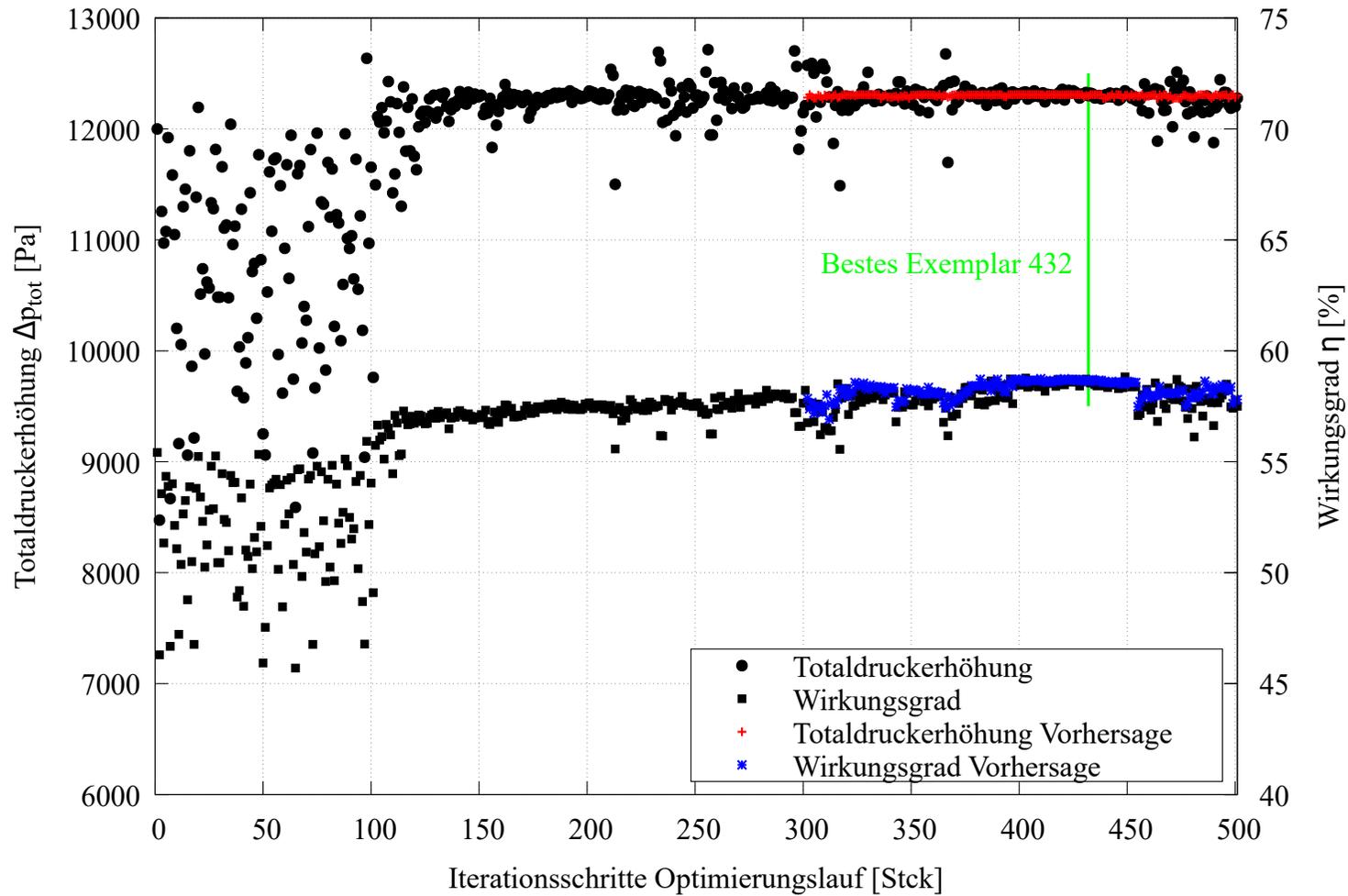


Abbildung 2.21: Optimierungslauf V006\_13 - Verlauf von Totaldruckerhöhung und Wirkungsgrad als Rechenergebnis und Vorhersage des Surrogate Model des Optimierers über Anzahl Rechenfälle

Spaltes verminderte Radseitenreibung den volumetrischen Verlust aufgrund des höheren Spaltvolumenstromes in Bezug auf den Wirkungsgrad mehr als kompensiert. Die Empfehlungen Dechants bezüglich der Spaltgeometrie werden entsprechend den geometrischen Möglichkeiten umgesetzt, das Resultat ist in Abb. 2.22 zu sehen. Zur Vermeidung von Totwassergebieten werden die Übergänge von horizontalen zu vertikalen Spalten hier mit Radien versehen. Hydraulisch betrachtet wären Ecken aufgrund deren größerem Verlustkoeffizient und dem damit einhergehenden geringeren Spaltvolumenstrom günstiger.

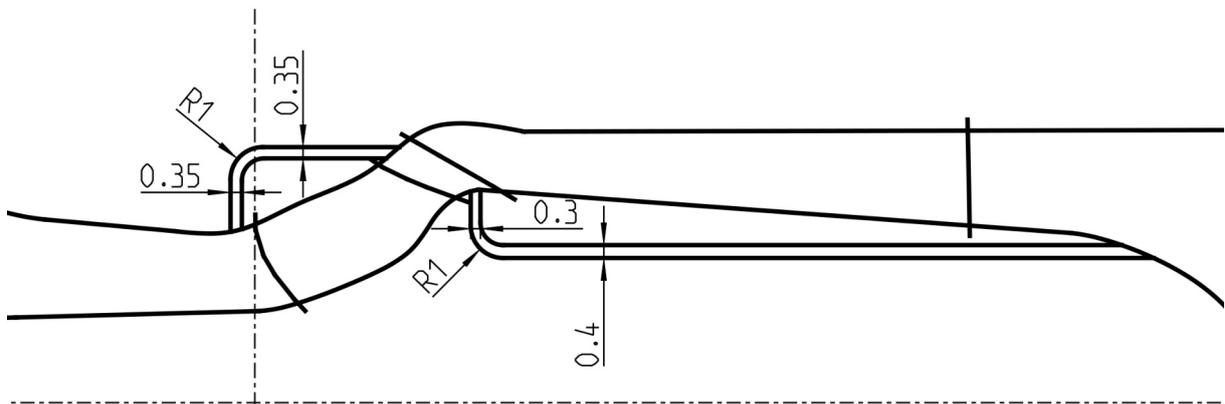


Abbildung 2.22: Spaltgeometrie für Optimierungslauf V007\_SP

Durch das zusätzliche Vernetzen der Spalte wächst die Knotenanzahl des gesamten Netzes auf 7.187.749 Stück. In Abb. 2.23 ist die meridionale Ansicht des nun verwendeten Netzes gezeigt, in Abb. 2.24 das zugehörige dreidimensionale Netz. Die Randbedingungen für die Spalte ergeben sich aus der Zugehörigkeit zu den Reihen: der saugseitige (obere) Spalt ist als rotierender Raum, der druckseitige (untere) Spalt als stillstehender Raum mit der jeweiligen Periodizität modelliert. Jeder Spalt weist ein eigenes Rotor-Stator-Interface auf, welches programmseitig benötigt wird. Drehende Wände sind mit einer radiusabhängigen Umfangsgeschwindigkeit versehen und einem Marker, der die korrekte Berechnung der Axialkraft ermöglicht. An den Übergängen vom Spalt zur Kanalströmung werden Non-Matching-Interfaces verwendet, die es

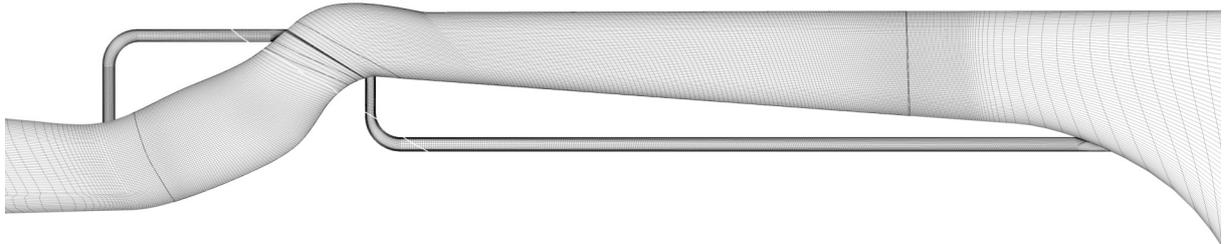


Abbildung 2.23: Meridionale Ansicht des Netzes mit vernetzten Spaltgeometrien für den Optimierungslauf V007\_SP

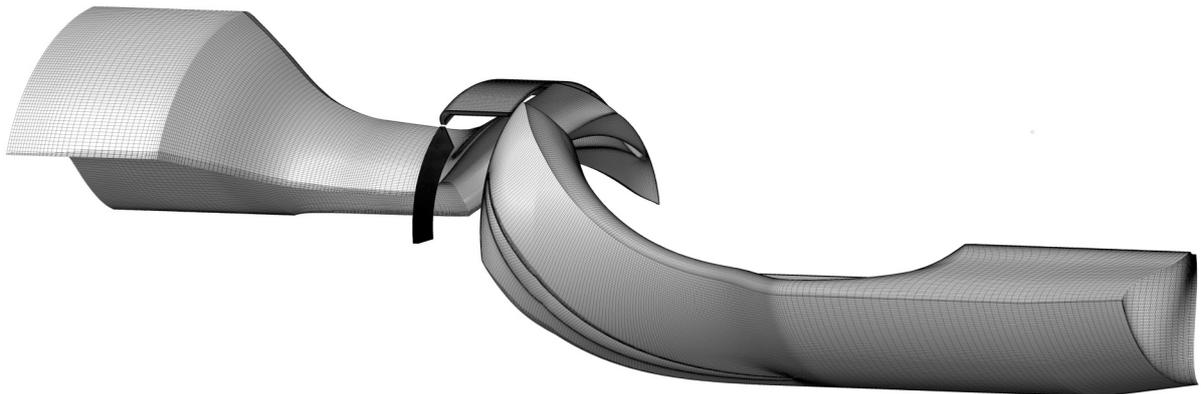


Abbildung 2.24: Dreidimensionale Ansicht des Netzes als Oberflächennetz mit vernetzten Spaltgeometrien für den Optimierungslauf V007\_SP

ermöglichen, die Netzparameter auf beiden Seiten der Interfaces unabhängig voneinander zu wählen. Aufgrund der im Programm Autoblade gegebenen Restriktionen, die ein automatisiertes, parametergesteuertes Erzeugen der Geometrie der Radseitenräume verhindern, müssen die Parameter der Meridiankontur fixiert werden. Diese Vorgehensweise ist aber durchaus gerechtfertigt, da die meridionale Strömung im Kanal nur wenig von den Spaltströmungen beeinflusst wird. Lediglich der Bereich des Laufrades wird mit einem um die Summe der Spaltvolumenströme vergrößerten Volumenstrom beaufschlagt. Da die Geometrie der Laufschaufel in den nachfolgenden Optimierungsreihen noch verändert werden wird, kann der Einfluss der Spalte zumindest teilweise noch ausgeglichen werden.

Initial wird ein Screening-Fall mit der neu aufgesetzten Konfiguration berechnet. Vergleicht man dessen Ergebnisse mit dem Exemplar 432 aus V006\_13, welches die identische hydraulische Geometrie aufweist, wird der Einfluss der Spaltströmungen deutlich. Ohne Spalte beträgt die Totaldruckerhöhung 12301 Pa bei einem Wirkungsgrad von 58,65 %, mit Spalten reduziert sich die Totaldruckerhöhung auf 8163 Pa bei einem Wirkungsgrad von 34,93 %, Dies bedeutet eine Verminderung der Totaldruckerhöhung um -33,6 % und des Wirkungsgrades um -40,4 %, jeweils bezogen auf die Werte ohne Spalteinfluss. Diese gravierende Veränderung untermauert eindrücklich die Annahme, dass für diese spezielle Pumpe die Spalte während der Optimierung mit berechnet werden müssen! Der Spaltvolumenstrom beträgt für den druckseitigen Spalt  $Q_{SP,ds} = 1,2625 \cdot 10^{-5} \frac{m^3}{s}$ , für den saugseitigen Spalt  $Q_{SP,ss} = 2,7625 \cdot 10^{-6} \frac{m^3}{s}$ . In Summe betragen die  $Q_{SP} = 1,5388 \cdot 10^{-5} \frac{m^3}{s}$  des Spaltvolumenstromes 18,48 % des Gesamtvolumenstromes!

Das Resultat der Optimierungsreihe V007\_SP ist das beste Exemplar 283 mit einer Totaldruckerhöhung von 11436 Pa bei einem Wirkungsgrad von 41,27 %. Die Pumpe kann die Verluste aufgrund der, relativ betrachtet, sehr großen Spaltweite nicht decken, die geforderte Druckerhöhung kann mit den in dem Optimierungslauf realisierbaren Geometrien nicht mehr erreicht werden. Betrachtet man die Turbinenhauptgleichung, werden die möglichen Optionen sichtbar:

$$Hg \frac{1}{\eta_{hyd}} = u_2 c_{2u} - u_1 c_{u1} \quad (2.66)$$

Um die Förderhöhe  $H$  zu steigern, muss der erste Term rechts vom Gleichheitszeichen wachsen (der zweite Term ist bei drallfreier Zuströmung gleich Null) oder der hydraulische Wirkungsgrad  $\eta_{hyd}$  steigen. Dem Betrag des hydraulischen Wirkungsgrades sind nach oben hin Grenzen des Machbaren gesetzt (siehe [Gül13]). Die Umfangsgeschwindigkeit  $u_2$  ist nur durch eine Erhöhung der Drehzahl oder des Durchmessers zu ändern. Die Einflussgrößen auf die Abso-

lutkomponente der Umfangsgeschwindigkeit  $c_{2u}$  sind die meridionale Geschwindigkeit  $c_m$  und der relative Strömungswinkel  $\beta_2$ . Beide können nur durch geometrische Änderungen beeinflusst werden. Der mögliche Wertebereich des Strömungswinkels ist bekanntermaßen durch die Forderung eines hohen Wirkungsgrades stark eingengt. Der einzig mögliche Ausweg, welcher nicht mit einer Vergrößerung der Laufradabmessungen einhergeht, ist eine weitere Erhöhung der Drehzahl. Die Affinitätsgesetze<sup>20</sup> können hier einen Hinweis darauf geben, welches Drehzahlniveau nötig ist, um die geforderte Totaldruckerhöhung zu erreichen.

Das Affinitätsgesetz, welches den Zusammenhang von Drehzahländerung zu Förderhöhenänderung beschreibt, lautet ([Sig06]):

$$\frac{H_2}{H_1} = \left( \frac{n_2}{n_1} \right)^2 \quad (2.67)$$

Die Förderhöhe  $H$  ist hier wegen  $\Delta p_{tot} = \rho g H$  direkt durch  $\Delta p_{tot}$  zu ersetzen. Für die bei der Drehzahl  $n_1 = 8435 \frac{1}{min}$  erreichbare Totaldruckerhöhung  $\Delta p_{tot,1}$  wird ein Wert von 11400 Pa eingesetzt, der sich im Zuge der letzten Optimierungsreihe als sicher realisierbar erwiesen hat. Damit ergibt sich für die geforderte Totaldruckerhöhung  $\Delta p_{tot,2} = 12330 Pa$  folgender Wert für  $n_2$ :

$$n_2 = \sqrt{\frac{\Delta p_{tot,2}}{\Delta p_{tot,1}}} n_1 = \sqrt{\frac{12330 Pa}{11400 Pa}} 8435 \frac{1}{min} = 8772 \frac{1}{min} \quad (2.68)$$

Natürlich ist die Verwendung des Affinitätsgesetzes hier nicht korrekt, es findet bei dessen Anwendung auch eine hier unerwünschte Betriebspunktverschiebung des Optimalpunktes hin zu größeren Volumenströmen statt. Der Optimalpunkt der Laufradgeometrie liegt nun bei einem höheren Volumenstrom als dem Auslegungsvolumenstrom. Dieses Problem wird im Zuge der letzten Optimierungsreihe behoben werden. Das Affinitätsgesetz zeigt aber auf, bei welcher Drehzahl das Laufrad die geforderte Energieübertragung leisten kann. Daher wird die neue Drehzahl mit einem Sicherheitsabstand zu

$$n_2 = 8780 \frac{1}{min} \quad (2.69)$$

---

<sup>20</sup>**Affinitätsgesetze:** Spezialfälle der Modellgesetze zur Umrechnung der Betriebsdaten von hydraulischen Turbomaschinen bei Drehzahländerung

gesetzt.

Die Optimierungsreihe **V007\_SP\_n** basiert auf dem letzten Modell V007\_SP mit der nun angepassten Drehzahl. Eine Screening-Rechnung bestätigt die obigen Annahmen vollumfänglich: die Totaldruckerhöhung ergibt sich zu 12448 Pa bei einem Wirkungsgrad von 41,04 %. Der sich nun anschließende Optimierungslauf zeigt auf, dass nur wenige Veränderungen der Parameterwerte notwendig sind, um das optimale Exemplar 110 zu finden und sicherzustellen, dass alle relevanten Parameter an keine Grenzen mehr stoßen. Dies ist auch in Abb. 2.25 anhand des Verlaufes der Größen Totaldruckerhöhung und Wirkungsgrad zu sehen. Das erste Exemplar der Datenbankgeneration (Iterationsschritte 1 bis 69) ist dasjenige aus dem Screening-Lauf. Während der Optimierungsphase (Iterationsschritte 70 bis 169) wird die geforderte Totaldruckerhöhung problemlos erreicht, die Vorhersage ist auch meist zutreffend. Die Vorhersage des Wirkungsgrades hingegen liegt meist über dem erzielten Ergebnis. Eine nennenswerte Steigerung des Wirkungsgrades ist nicht zu beobachten. Im Umkehrschluss lässt sich sagen, dass das Ergebnis aus V007\_SP schon sehr gut ist. Der Optimierer wählt das Exemplar 110 als Optimum aus, die Exemplare 140 und 153 werden händisch als ebenfalls sehr gut identifiziert. Die Entscheidungskriterien für diese Auswahl sind ein hoher Wirkungsgrad und eine Totaldruckerhöhung über der festgelegten unteren Grenze. Die zahlenmäßigen Resultate dieser drei Optimierungsergebnisse sind in Tabelle 2.7 aufgeführt. Eine manuelle Bewertung der besten Exemplare ist notwendig, da z. B. ein höherer Volumenstromdefekt dem Optimierer mitunter einen fälschlicherweise höheren Wirkungsgrad vorspiegelt. Daher werden alle drei als gut befundenen Exemplare in Einzelrechnungen mit Hinblick auf einen minimalen Volumenstromdefekt (Kriterium:  $\Delta Q < 1\%$ ) händisch nachgerechnet. Die Ergebnisse dieser drei Nachrechnungen sind in Abb. 2.26 grafisch aufbereitet dargestellt. Es sind nur geringe Diskrepanzen zu den Ergebnissen aus dem Optimierungslauf zu erkennen.

Tabelle 2.7: Ergebnisse der besten Exemplare 110, 140, 153 aus Optimierungslauf V007\_SP\_n

Exemplar	Totaldruckerhöhung [Pa]	Wirkungsgrad [%]	Volumenstromdefekt [%]
110	12328	41,57	-3,53
140	12263	41,32	-5,32
153	12358	41,27	-3,71

Zur abschließenden Beurteilung der drei besten Exemplare wird eine Überprüfung der Geometrie vorgenommen. Die Meridiankonturen sind in Abb. 2.27 gezeigt. Die Konturen von Nabe und Gehäuse sind deckungsgleich, da deren Parameter fixiert sind. Lediglich bei den Formen

Ergebnisse des Optimierungslaufes V007\_SP\_n

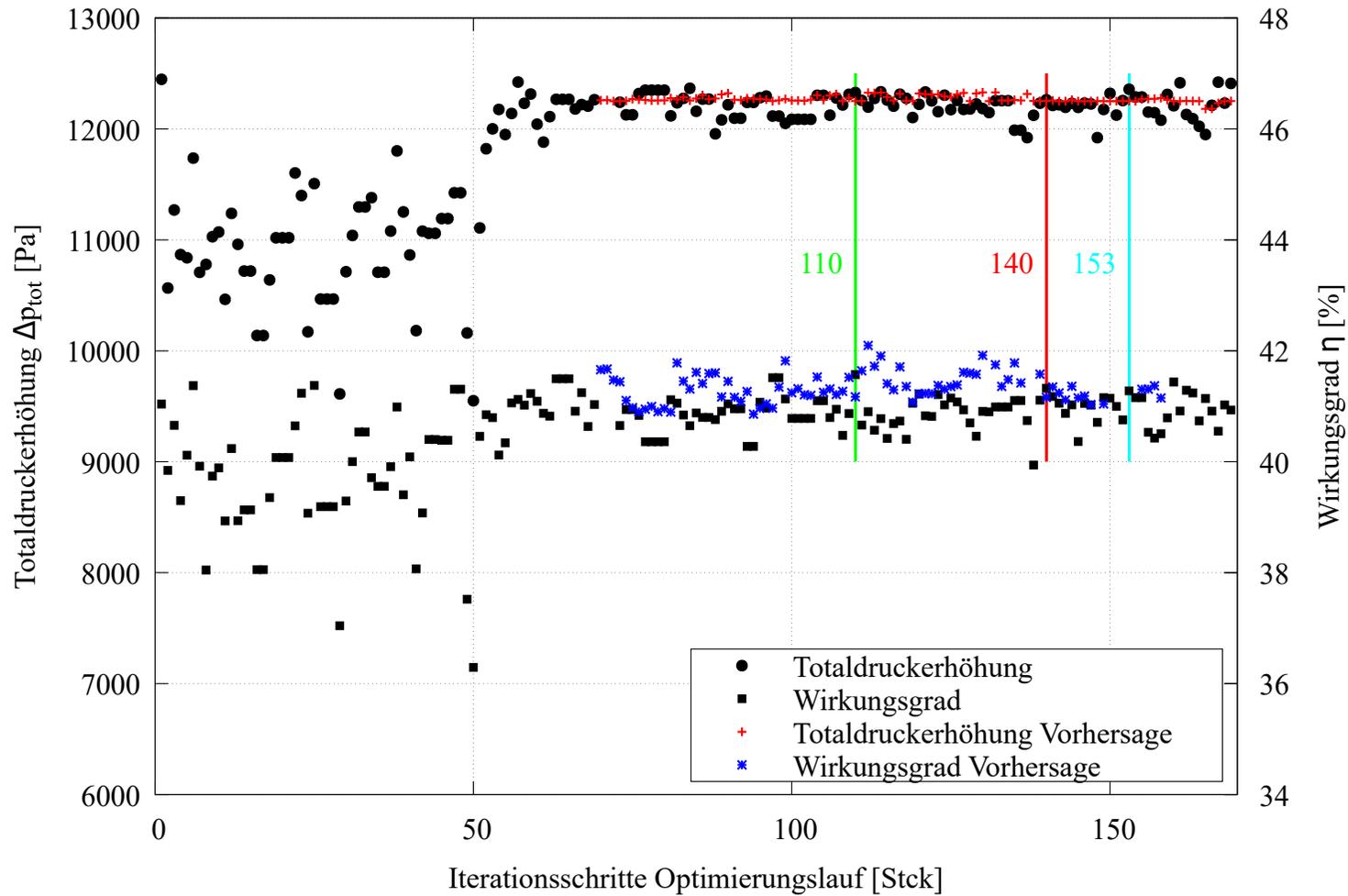


Abbildung 2.25: Ergebnisse des Optimierungslaufes V007\_SP\_n - Verlauf von Totaldruckerhöhung und Wirkungsgrad als Rechenergebnis und Vorhersage des Surrogate Model des Optimierers über Anzahl Rechenfälle

der Ein- und Austrittskanten sind geringe Unterschiede erkennbar, allerdings gleichen sich die Verläufe stark. Die drei Meridiankonturen zeigen keinerlei ungewollte Auffälligkeiten. Ein Vergleich der Schaufelschnitte der Laufschaufel der drei Exemplare bei der repräsentativen Kanalhöhe von 50 % ist in Abb. 2.28 dargestellt. Die symmetrische Dickenverteilung entspricht den Vorgaben aus Abschnitt 2.3.6.1. Die Schaufelschnitte sind nahezu deckungsgleich, bei abweichenden Kanalhöhen sind die Unterschiede zwischen den Exemplaren noch geringer. Da das Konvergenzverhalten des Exemplares 153 eine leichte bleibende Schwingung des Austrittsvolumenstromes aufweist, wird dieses Exemplar als weniger vertrauenswürdig eingestuft und aussortiert. Schliesslich wird das Exemplar 140 als Optimum deklariert, da es im Vergleich zum Exemplar 110 einen marginal besseren Wirkungsgrad bei geringfügig größerer Totaldruckerhöhung liefert (siehe auch Abb. 2.26). Die Ergebnisse der Analyse dieses Exemplares sind in Kapitel 3.2.4 und 3.2.5 aufgeführt, die des Optimierungsprozesses in Kapitel 3.2.6. Mit dieser Geometrie, welche im Rahmen dieser Arbeit als optimal angesehen wird, ohne zu beanspruchen, dass es sich hierbei um ein globales Optimum handelt, werden nun die Validierungsrechnungen durchgeführt.

Vergleich der 3 besten Exemplare aus Optimierungslauf V007\_SP\_n

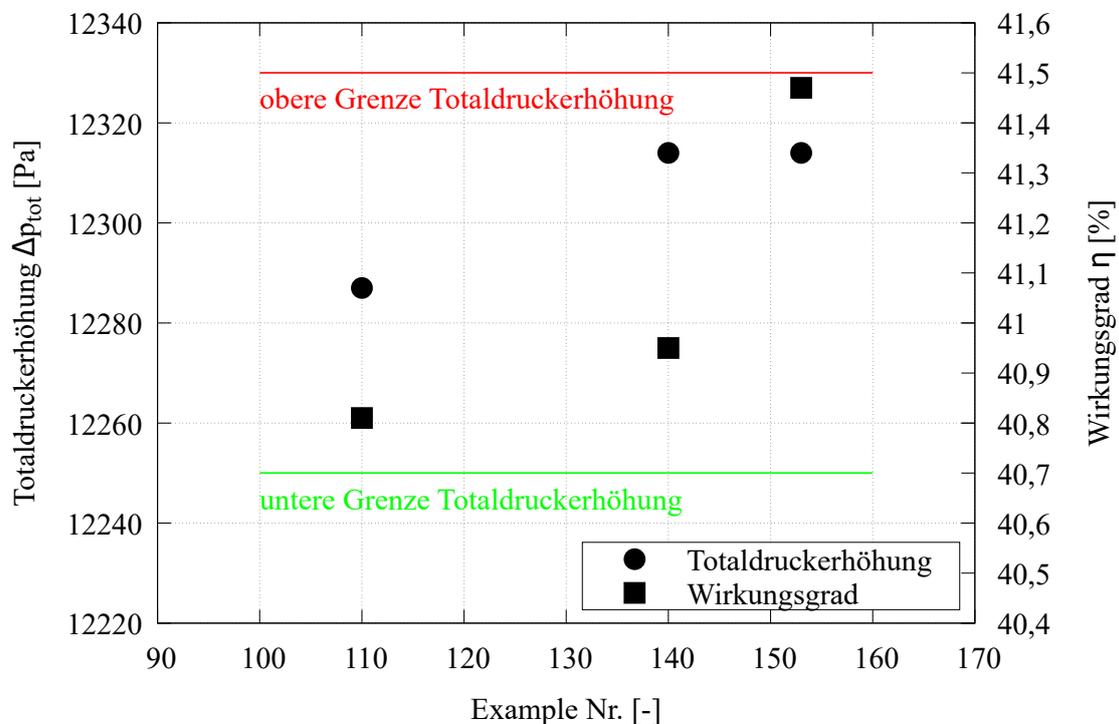


Abbildung 2.26: Auswertung der Nachrechnungen der drei besten Exemplare 110, 140 und 153 anhand von Totaldruckerhöhung und Wirkungsgrad

### 2.3 Numerische Untersuchungen

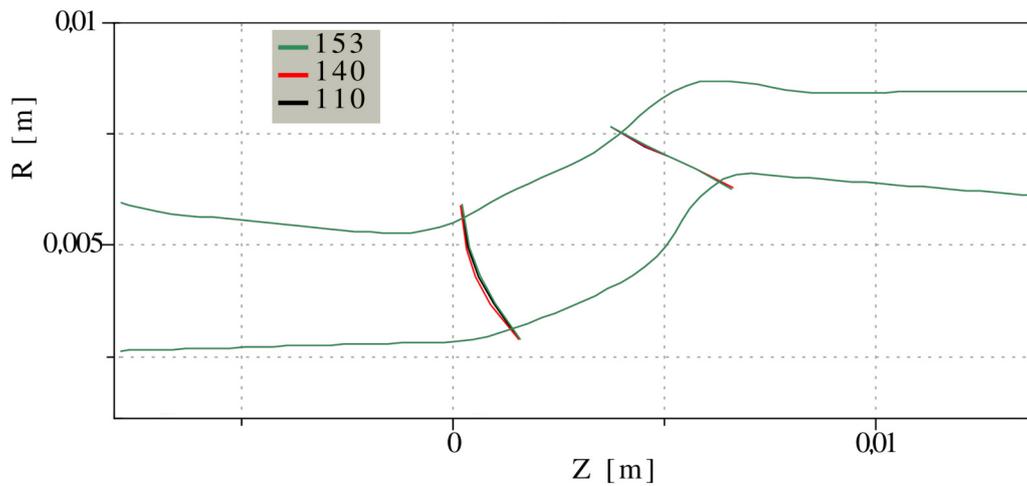


Abbildung 2.27: Geometrieüberprüfung der drei besten Exemplare aus Optimierungslauf V007\_SP\_n - Vergleich der Meridiankonturen

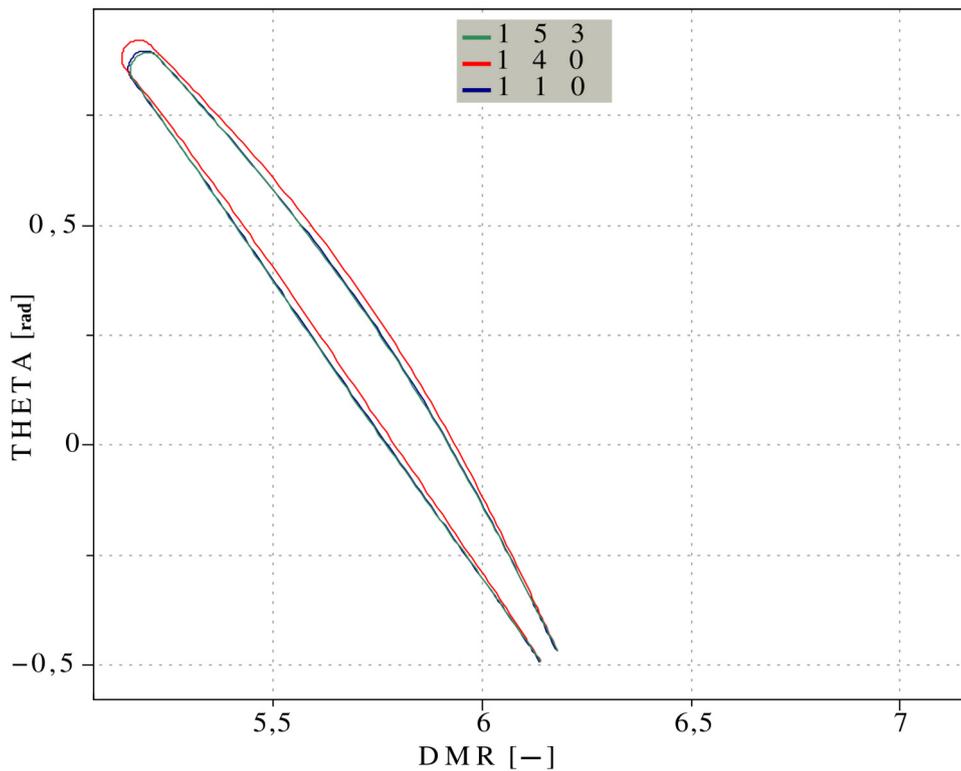


Abbildung 2.28: Geometrieüberprüfung der drei besten Exemplare aus Optimierungslauf V007\_SP\_n - Vergleich der Laufschaufelschnitte bei 50 % Kanalhöhe als konforme Abbildung in der Theta-DMR-Ebene

### 2.3.8 Validierungsrechnungen

Da numerische Berechnungen prinzipiell Näherungslösungen darstellen und um die Richtigkeit der Randbedingungen und Annahmen zu überprüfen, wird die Optimalgeometrie 140 aus dem Optimierungslauf V007\_SP\_n experimentell untersucht. Dies geschieht auf dem eigens dafür erstellten Pumpenprüfstand (siehe Kapitel 2.4). Mit Rücksicht auf die messtechnische Durchführbarkeit, insbesondere die korrekte Erfassung des Laufraddrehmomentes, wird die hydraulische Vermessung der Pumpe in einem Vergrößerungsmaßstab von 2:1 durchgeführt. Der Ansatz, die Pumpe in Originalgröße zu vermessen und damit eine Umrechnung und den Größeneinfluss zu vermeiden, steht in keinem Verhältnis zu dem stark gesteigerten messtechnischen Aufwand und der dabei eher geringeren Messgenauigkeit.

Daher sind nun die für die Validierung notwendigen Rechenfälle im Maßstab 2:1 die Betriebsbedingungen auf die neue Größe umzurechnen. Dazu werden die dimensionslosen Größen Druckzahl und Volumenzahl in folgender, allgemeingültiger Definition verwendet:

$$\Psi = \frac{2 g H}{u_2^2} = \frac{2 g H}{(\pi D_{2a} n)^2} \quad (2.70)$$

und

$$\varphi = \frac{4 Q}{\pi^2 D_{2a}^3 n} \quad (2.71)$$

Für den Betriebspunkt „Opt“ liegen folgende Werte vor:

$$H = \frac{\Delta p}{\rho g} = \frac{12330 \text{ Pa}}{1055 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 1,1914 \text{ m} \quad (2.72)$$

Der Laufradaustrittsaussendurchmesser beträgt  $D_{2a} = 0,01519 \text{ m}$ , die Drehzahl wie in 2.69 berechnet  $n = 8780 \frac{1}{\text{min}}$  und der Optimalvolumenstrom  $Q_{opt} = 8,3333 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$ . Damit lässt sich der Betriebspunkt dimensionslos und größenunabhängig durch 2.70 und 2.71 beschreiben:

$$\Psi = \frac{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 1,1914 \text{ m}}{(\pi \cdot 0,01519 \text{ m} \cdot \frac{8780}{60} \frac{1}{\text{s}})^2} = 0,4789 \quad (2.73)$$

und

$$\varphi = \frac{4 \cdot 8,3333 \cdot 10^{-5} \frac{m^3}{s}}{\pi^2 \cdot 0,01519^3 m^3 \frac{8780}{60} \frac{1}{s}} = 0,0657 \quad (2.74)$$

Für die Ausführung im Maßstab 2:1 verdoppelt sich der Durchmesser zu  $D_{2a} = 0,03039 m$ , die Drehzahl wird mit Rücksicht auf den filigranen Aufbau der komplizierten Drehmomentmessung halbiert, d. h.  $n = 4390 \frac{1}{min}$ . Damit bleibt die Förderhöhe konstant:

$$H = \frac{0,4789 (\pi \cdot 0,03039 m \frac{4390}{60} \frac{1}{s})^2}{2 \cdot 9,81 \frac{m}{s^2}} = 1,1914 m \quad (2.75)$$

Der Optimalvolumenstrom vergrößert sich um den Faktor vier:

$$Q = \frac{0,0657 \pi^2 \cdot 0,03039^3 m^3 \frac{4390}{60} \frac{1}{s}}{4} = 3,3333 \cdot 10^{-4} \frac{m^3}{s} \quad (2.76)$$

Durch die Maßstabsänderung muss das Rechenetz nicht nur neu aufgebaut werden, sondern auch die Netzfeinheit im Bereich der Grenzschicht angepasst werden. Die mit der geometrischen Vergrößerung einhergehende Steigerung der Reynoldszahl bedingt hier, dass die Strömungsform von laminar zu turbulent übergeht. Es wird für die Validierungsrechnungen das bekannte Eingleichungs-Turbulenzmodell nach Spalart-Allmaras verwendet. Dessen Anforderung an den dimensionslosen Wandabstand  $y^+$  beträgt für den Bereich niedriger Reynoldszahlen einen Wert kleiner 5 in den ersten Zellen an den Wänden. Die in den Optimierungsrechnungen verwendeten Netzparameter würden hier ein in der Grenzschicht wesentlich zu fein aufgelöstes Netz ergeben. Die Verwendung des universellen Wandgesetzes bei turbulenter Strömung ermöglicht eine Reduzierung der Anzahl Knoten auf nur noch 3.257.089 (das entspricht nur noch ca. 55 % der ursprünglichen Anzahl). Vermutlich aufgrund der geringeren numerischen Dämpfung des Fluides Wasser ergibt sich bei den Berechnungen mit Wasser ein Konvergenzproblem am Interface zwischen dem Auslass des unteren Radseitenraumes und der Kanalströmung. Hier wird das Netz bezüglich einer beidseitig ähnlicheren Netzfeinheit angepasst. Die Randbedingungen sind identisch mit denen aus den Optimierungsreihen, lediglich die Zahlenwerte für Drehzahl und Volumenstrom werden entsprechend angepasst. Die Ergebnisse der Validierungsrechnungen sind in Kapitel 3.2.7 aufgeführt.

## 2.4 Experimentelle Untersuchungen

### 2.4.1 Umfang der experimentellen Untersuchungen

Die experimentellen Untersuchungen werden auf die Kennfeldermittlung der beiden Geometrien V001 und V007\_SP\_n Exemplar 140 mit den Fluiden Modellblut und/oder Wasser begrenzt. Des Weiteren dienen die Einzelpunktmessungen der Validierung der numerischen Berechnungen. Neben der Ermittlung der Messdaten für das Kennfeld werden die Leerlaufkennlinien der Pumpe als Turbine bei zentrifugaler Durchströmrichtung ermittelt. Aus dieser lässt sich der Durchströmwiderstand bei Ausfall der Pumpe quantifizieren. Die Betriebspunkte werden bei allen Versuchen als stationär behandelt, dynamische Einflüsse werden bei den Kennfeldern also nicht erfasst.

### 2.4.2 Beschreibung des Versuchsaufbaues des Prüfstandes

Die Beschreibung der Konzeption des eigens für die Vermessung der hier vorgestellten Pumpenhydraulik entworfenen Prüfstandes ist in [UV15] zu finden, die anschließende Umsetzung in [UV16]. Die Erweiterung des Prüfstandes um die Möglichkeit der zentrifugalen Durchströmung ist in [FLS16] beschrieben. Die messtechnische Ausstattung des Prüfstandes soll eine maximale Messwertunsicherheit von unter 0,1 % für die Förderhöhe und 0,85 % für den Wirkungsgrad bei kleinen Volumenströmen gewährleisten. Wie bereits in [UV16] erwähnt, befriedigt die ausgeführte einfache Lagerung der Laufradwelle den Anspruch einer genauen Drehmomentmessung nicht. Der Betrag des in der Lagerung auftretenden Reibmomentes entspricht ungefähr der Hälfte des zu messenden Momentes. Es kann daher nicht verlässlich auf das vom Laufrad aufgenommene Drehmoment rückgeschlossen werden. Daher wird vom Autor eine Messvorrichtung konstruiert, welche eine mediengeschmierte Doppellagerung aufweist, in der das Reibmoment größenmäßig erfasst wird und somit eine präzise Berechnung des Laufraddrehmomentes ermöglicht. Diese ist in Abb. 2.29 dargestellt. Die Laufradwelle wird in einem Messrohr gleitgelagert geführt, welches wiederum in einem fest mit dem Prüflingsgehäuse verbundenen Schutzrohr gleitgelagert ist. Das Messrohr nimmt die Drehmomente der Laufradlagerung auf und stützt sich auf einen Kraftsensor, der über einen Hebelarm das Reibmoment misst. Aus der axialen Gleitlagerung des Messrohres eventuell austretendes Fluid wird über eine Spritzkante abgeführt, bei der mediengeschmierten Kugelaxiallagerung (Keramik-Hybrid-Lager) wird dies über einen rotierenden Spritzkragen erreicht. Der Verzicht auf separate Dichtelemente vermindert

hier auf elegante Weise das Reibmoment. Die Abbildung 2.30 zeigt den Prüfstand in seiner für die hier vorgestellten Versuche verwendeten Ausbaustufe.

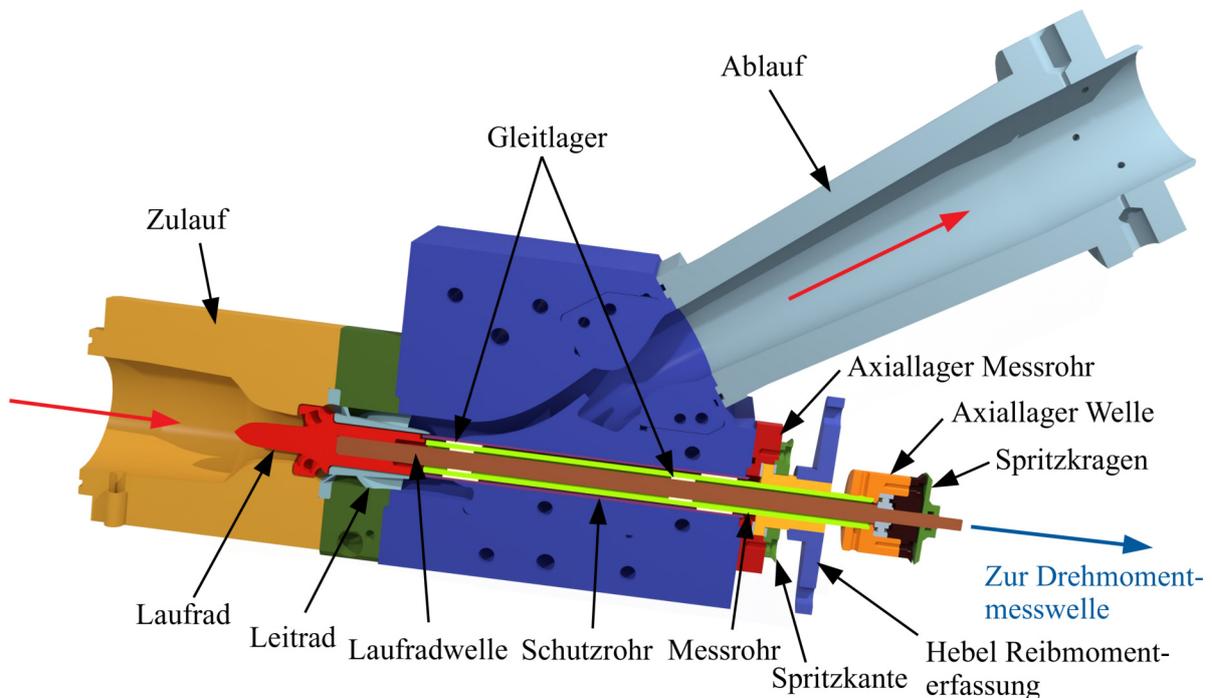


Abbildung 2.29: Geschnittene CAD-Abbildung des Aufbaues der Doppellagerung

Eine absolute Modellähnlichkeit liegt bei diesem Versuchsaufbau nicht vor. Der Zulauf ist als gerade Beruhigungsstrecke ausgebildet, die in die geometrisch ähnliche Düse des Saugmundes übergeht. Der Ablauf ist nicht wie im numerischen Modell gerade ausgeführt. Aufgrund der Tatsache, dass hier die aufwändige Drehmomentenerfassung und die Wellendurchführung platziert werden müssen, knickt der Strömungskanal unter  $45^\circ$  von der Wellenachse ab. Dadurch kann der Spalt auf der Austrittsseite der Pumpe nicht modellähnlich ausgeführt werden. Der Ort der statischen Druckmessung stimmt auf der Saugseite näherungsweise mit dem numerischen Modell überein, auf der Druckseite kann die Druckmessstelle erst nach der Umlenkung platziert werden. Bedingt durch den Umbau des vorhandenen Umlenkblockes auf die neue Doppellagerung entsteht auf den letzten ca. 20 % der Lauflänge der Leitschaufeln ein Spalt zwischen dem Schaufelkopf und der Gehäusewandung von  $4/100$  mm. Wie in Abb. 3.20 zu sehen ist, existiert hier nahezu kein treibendes Druckgefälle über die Schauffel­flächen. Daher wird diese Abweichung so hingenommen, da eine modellähnliche Ausführung einen großen Aufwand bedeuten würde. Das experimentelle Modell ist im Unterschied zu dem numerischen Modell mit Radien zwischen Schauffel­flächen und Gehäuse bzw. Nabe im Laufrad ausgeführt, im Leitrad sind Radi-

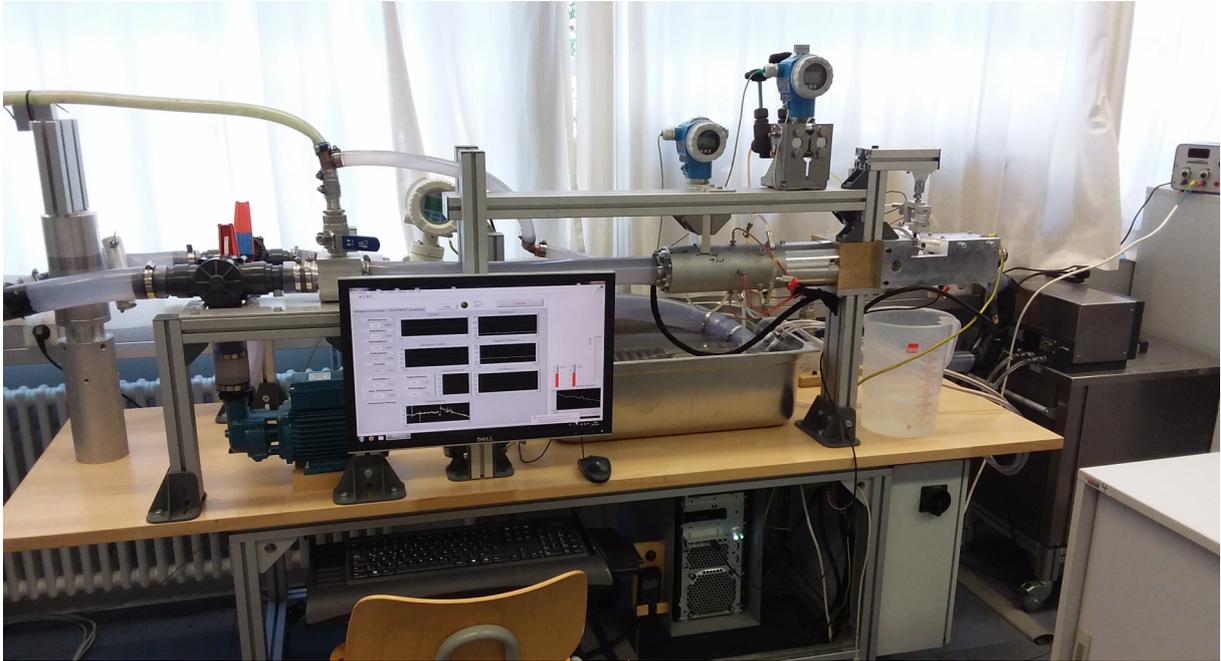


Abbildung 2.30: Ansicht des Prüfstandsaufbaues

en nur zwischen Schaufelflächen und Nabe vorhanden. Der aufwändige Herstellungsprozess der Rohteile mittels des Selektiven Lasersinter-Verfahrens und die anschließende Feinbearbeitung auf einer numerisch gesteuerten 5-Achs-Hochgeschwindigkeits-Fräsmaschine gewährleisten eine exzellente Abbildungsgenauigkeit. Das für die Messungen verwendete Fluid Modellblut ist ein Gemisch aus Ethylenglycol und Wasser. Durch ein Mischungsverhältnis von 51,2 % Ethylenglycol zu 48,8 % Wasser (Angaben in Gewichtsprozent) lässt sich die Dichte des Gemisches auf  $\rho = 1057 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$  einstellen. Bei einer Temperatur des Fluides von  $T = 17,5 \text{ }^\circ\text{C}$  liegt die kinematische Viskosität bei dem geforderten Wert von  $\nu = 4,0 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$ .

### 2.4.3 Beschreibung des Versuchsablaufes

Vor Beginn der messtechnischen Untersuchungen werden die verwendeten Messgeräte, soweit möglich, kalibriert bzw. justiert. Die einzelnen für die Erstellung des Kennfeldes notwendigen Kennlinien werden mit einer innerhalb jeder Kennlinie konstanten Drehzahl gemessen. Die Variation des Volumenstromes und damit der sich einstellenden Förderhöhe wird durch Drosseln erzeugt. Der Vorteil der Methode  $n = \text{const}$  ist, dass damit die Reynoldszahl innerhalb einer Kennlinie relativ konstant bleibt (siehe auch [Int99]).

---

## Kapitel 3: Ergebnisse

### 3.1 Analytische Auslegung

Das Resultat der hier beschriebenen Auslegung ist in Abb. 3.1 zu sehen. Dieser Entwicklungsstand wird mit der Versionsnummer V001 gekennzeichnet. Die Versionierung als fortlaufende Nummerierung ist uns während der Optimierung bereits begegnet. Weitere Resultate sind hier nicht relevant, da es sich hierbei nur um den Startpunkt der Optimierung handelt. Ein Vergleich der Startgeometrie mit dem Optimierungsergebnis folgt unten.

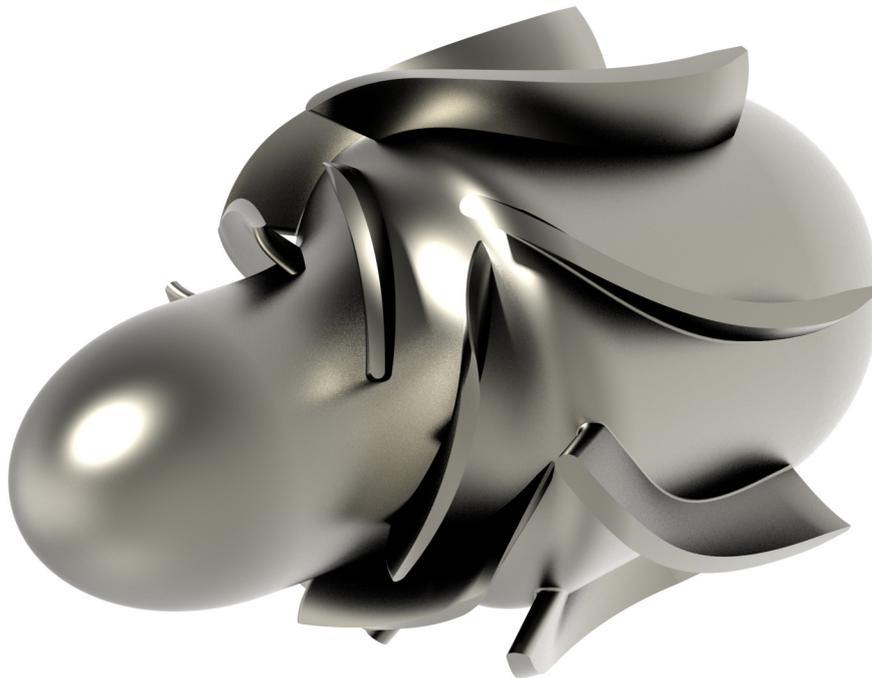


Abbildung 3.1: Hydraulik V001 ohne Gehäuse dargestellt (gerendertes CAD-Modell)

## 3.2 Numerische Untersuchungen

### 3.2.1 Netzunabhängigkeitsstudie

Die Knotenzahlen der generierten Netze und die Ergebnisse der Berechnungen sind in Tabelle 3.1 aufgeführt. In Abbildung 3.2 ist der Verlauf der Förderhöhe und des Wirkungsgrades in Abhängigkeit der Knotenzahl der Netze gezeigt. Es ist gut ersichtlich, dass sich ab einer Knotenzahl von  $n \approx 5000000$  die Ergebnisse durch eine weitere Netzverfeinerung nicht mehr signifikant ändern, es liegt also Netzunabhängigkeit vor. Die Ursachen der geringen Differenzen der Ergebnisse oberhalb  $n \approx 5000000$  sind als der Diskretisierungsfehler und numerisches Rauschen interpretierbar. Die Abbildung 3.3 zeigt die Rechenzeit und den Speicherplatzbedarf in Abhängigkeit der Knotenzahl, welche sehr gut linear mit zunehmender Knotenzahl skalieren.

Tabelle 3.1: Parameter der Netze und Ergebnisse der Netzunabhängigkeitsstudie

Netz	Knoten- zahl	Stufen- faktor	Rechen- zeit	Speicher- bedarf	Förder- höhe	Wirkungs- grad	Massen- stromdefekt
Name	Stück	[-]	[h]	[Mb]	[Pa]	[%]	[%]
01	1625492		7,72	950,80	7909	58,8	0,1439
		1,206					
01a	2850340		13,33	1561,78	7990	59,28	0,4076
		1,099					
02	3787320		17,99	2037,14	8116	59,8	0,0719
		1,102					
02a	5062216		23,52	2669,35	8246	60,75	-0,5395
		1,124					
02b	7183804		35,51	3640,81	8242	60,96	-0,3237
		1,100					
03	9565104		45,38	4755,60	8272	60,97	-0,5275

Die Berechnungen werden als serielle Rechnungen mit einem Prozess auf einer Rechenmaschine durchgeführt. Aufgrund der Ergebnisse der Netzunabhängigkeitsstudie wird nun das für die Optimierungsrechnungen verwendete Netz festgelegt. Mit Rücksicht auf insbesondere die Rechenzeit wird das Netz 02a mit rund 5 Millionen Knoten als Basis gewählt. Hier ist die

Netzfeinheit genügend groß, um netzunabhängige Ergebnisse zu erzielen. Das für die Optimierungsrechnungen verwendete Netz weist eine Knotenzahl von 4650605 Knoten bei gleicher Topologie der Netze um die Schaufeln auf. Die im Vergleich zum Netz 02a etwas geringere Knotenzahl kann durch Verkürzen der ausreichend langen Zu- und Ablaufstrecken und den Verzicht auf die Vernetzung bis auf den Radius  $R = 0$  in den Bereichen, wo sich die Magnetlager befinden, erzielt werden. In Abb. 3.4 ist das Netz als Oberflächennetz gezeigt.

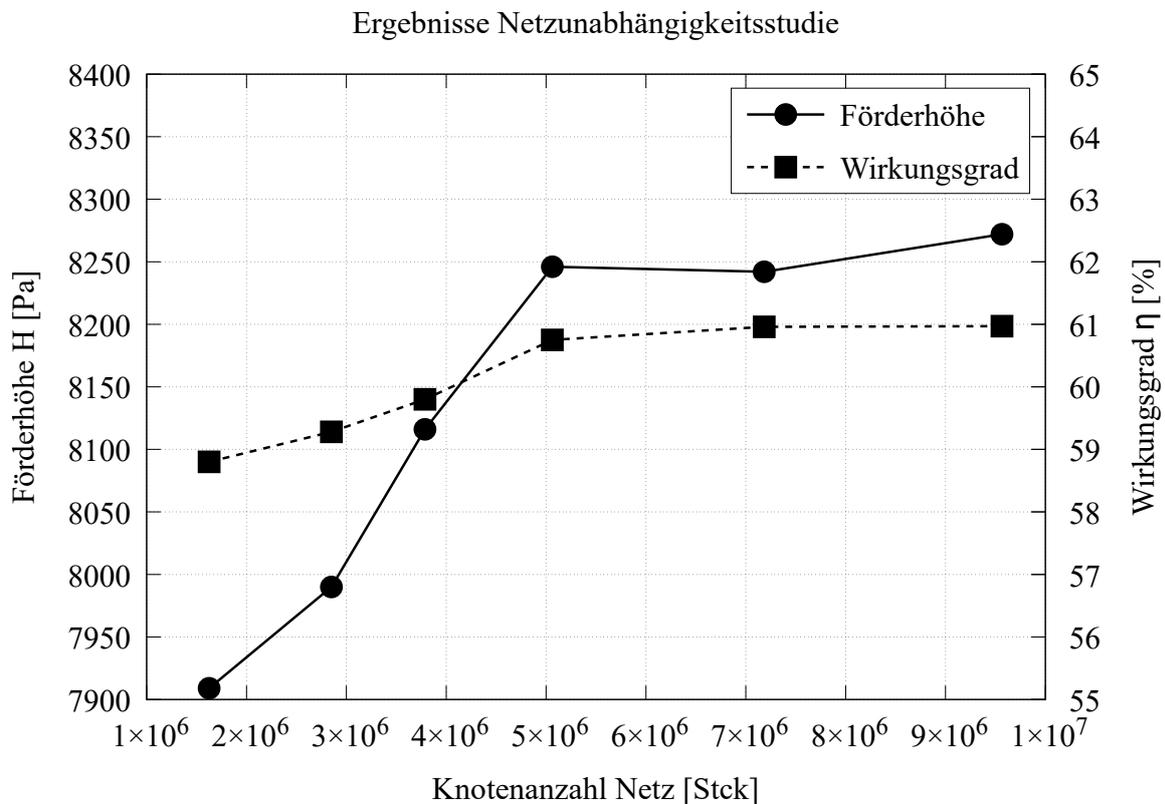


Abbildung 3.2: Ergebnisse Netzunabhängigkeitsstudie - Verlauf von Förderhöhe und Wirkungsgrad über Knotenzahl

#### 3.2.2 Benchmark

Das Ergebnis des Benchmarks ist in Abb. 3.5 abgebildet. Die Berechnung „b“ mit einem Prozess pro Rechenmaschine ist aufgeteilt parallel, das heißt, die Verteilung des Rechengebietes auf die einzelnen Prozesse geschieht nicht blockweise, sondern derart, dass die jedem Prozess zugewiesenen Netzbereiche ähnlich groß sind und somit eine zeitlich günstigere Auslastung der

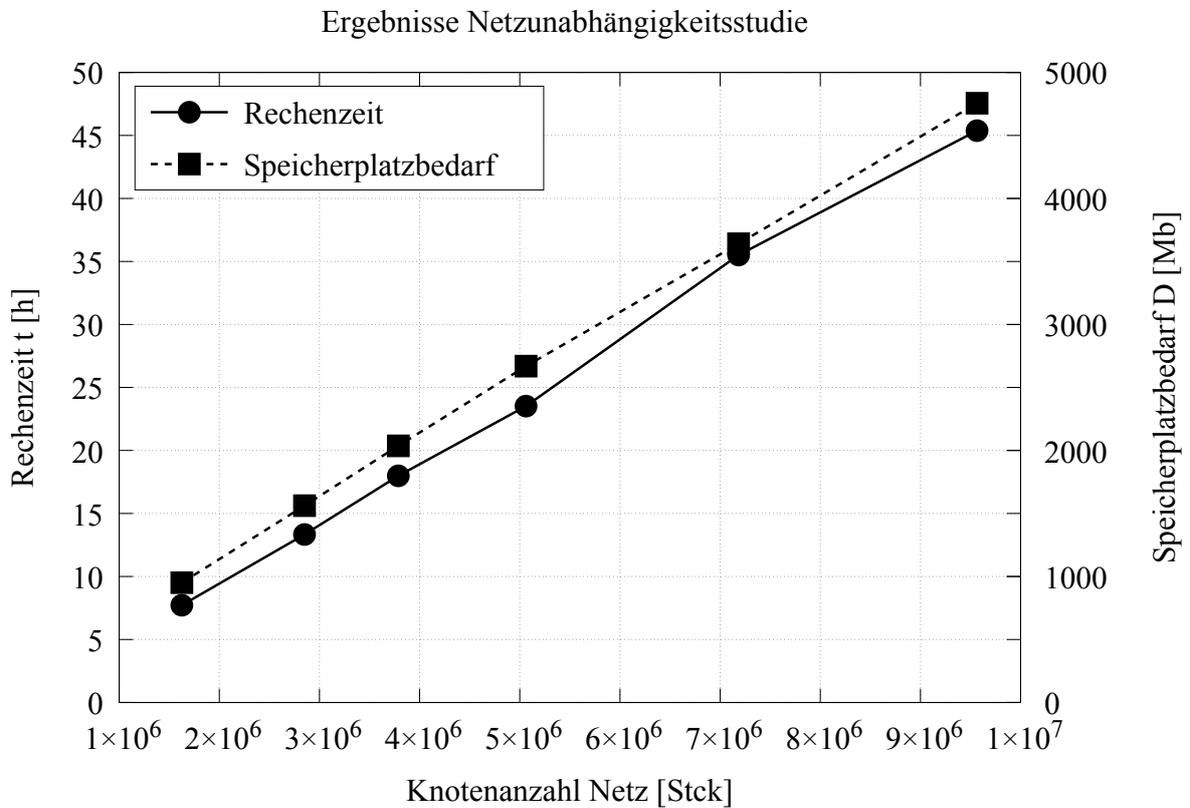


Abbildung 3.3: Ergebnisse Netzunabhängigkeitsstudie - Verlauf von Rechenzeit und Speicherplatzbedarf über Knotenzahl

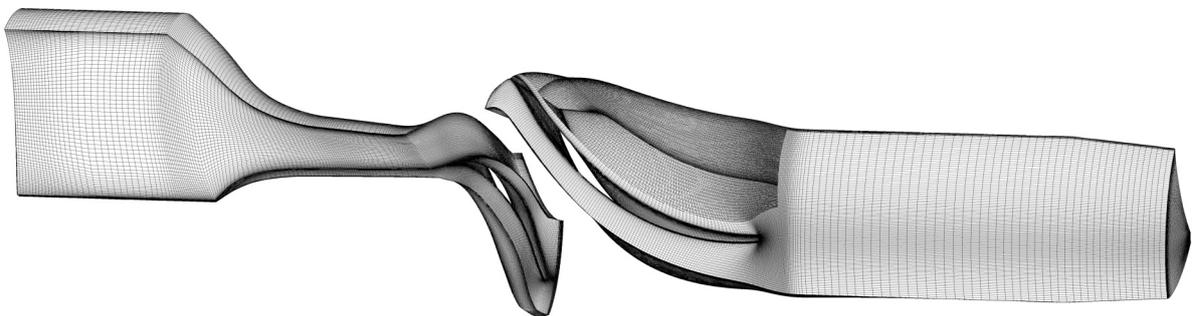


Abbildung 3.4: Für die Optimierungsrechnungen verwendetes Netz als Oberflächennetz

### 3.2 Numerische Untersuchungen

Rechenkapazität ermöglichen. Die Berechnung „a“ ist herkömmlich parallel, also nur blockweise. Der Einfluss der verteilt parallelen Rechenweise ist eindeutig sichtbar, alle folgenden Rechnungen werden daher mit dieser Methode durchgeführt. Der Darstellung 3.5 ist weiterhin entnehmbar, dass eine vollständige Auslastung der Rechenmaschinen (4 Prozesse pro Maschine, insgesamt also 32 Prozesse) die geringste Rechenzeit ergibt. Weiterhin gilt damit der Umkehrschluss, dass die Netzwerkverbindung über Gigabit-Ethernet die Rechengeschwindigkeit nicht limitiert. Eine Erhöhung der Anzahl der Prozesse auf 5 pro Maschine ergibt wieder einen Anstieg der Rechenzeit, da auf den Vierkernmaschinen der zusätzliche Prozess auf die vorhandenen Prozessoren aufgeteilt werden muss. Aufgrund dieser Ergebnisse wird die zukünftig angewendete Konfiguration auf 32 Prozesse, also 4 pro Rechenmaschine, festgelegt.

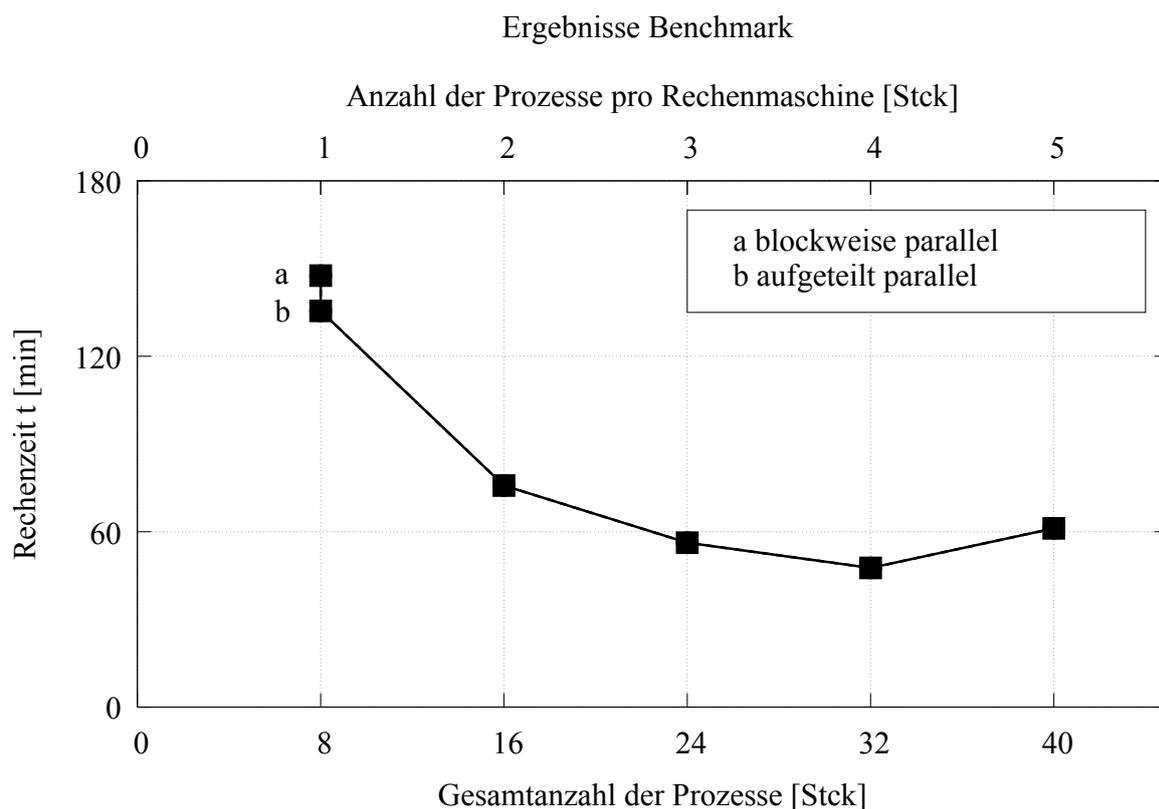


Abbildung 3.5: Ergebnisse Benchmark - Rechenzeit in Abhängigkeit der Anzahl der Prozesse

### 3.2.3 Optimierung der Zulauf- und Ablaufgeometrie

Der Optimierungsverlauf bzw. der Verlauf des Optimierungserfolges anhand der zahlenmäßigen Ergebnisse ist in Abb. 3.6 und Abb. 3.8 dargestellt. In beiden Fällen ist die Reduzierung des Totaldruckverlustes beachtlich. Der Vergleich der optimierten zu den Ausgangsgeometrien ist in Abb. 3.7 für den Zulauf und Abb. 3.9 für den Ablauf dargestellt. Wie in Abb. 3.10 gut ersichtlich ist, bildet sich die Geschwindigkeitsverteilung (hier nur der relevante Anteil in Achsrichtung) gut uniform aus, wenn auch der Einfluss der Nachlaufdüsen der Profile sichtbar bleibt.

Der Gesamttotaldruckverlust in beiden Strukturen beträgt:

$$\Delta p_{tot,v} = \Delta p_{tot,v,zul} + \Delta p_{tot,v,abl} = 413 \text{ Pa} + 365 \text{ Pa} = 778 \text{ Pa} \quad (3.1)$$

Dieser Betrag ist von der Pumpe aufzubringen, da diese Verluste innerhalb der Grenzen des Systems Pumpe auftreten. Bezogen auf die in Gl. 2.2 ermittelte Förderhöhe von  $\Delta p = 10631 \text{ Pa}$  ergibt das einen prozentualen Mehraufwand an Förderhöhe von:

$$\Delta p_{zus} = \frac{\Delta p_{tot,v}}{\Delta p} 100 \% = \frac{778 \text{ Pa}}{10631 \text{ Pa}} 100 \% = 7,318 \% \quad (3.2)$$

Die neue, erforderliche Förderhöhe  $\Delta p_{erf}$  wird nun:

$$\Delta p_{erf} = \Delta p + \Delta p_{zus} = 10631 \text{ Pa} + 778 \text{ Pa} = 11409 \text{ Pa} \quad (3.3)$$

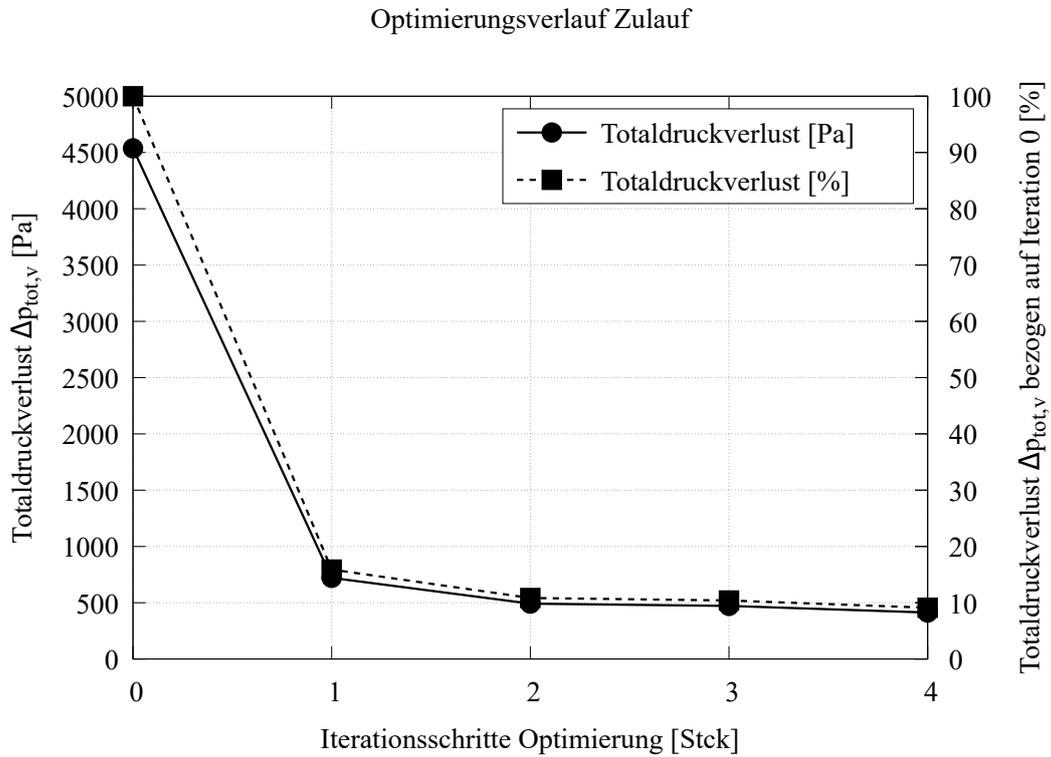


Abbildung 3.6: Optimierungsverlauf Zulauf - Zielgröße Totaldruckverlust über den Optimierungsschritten

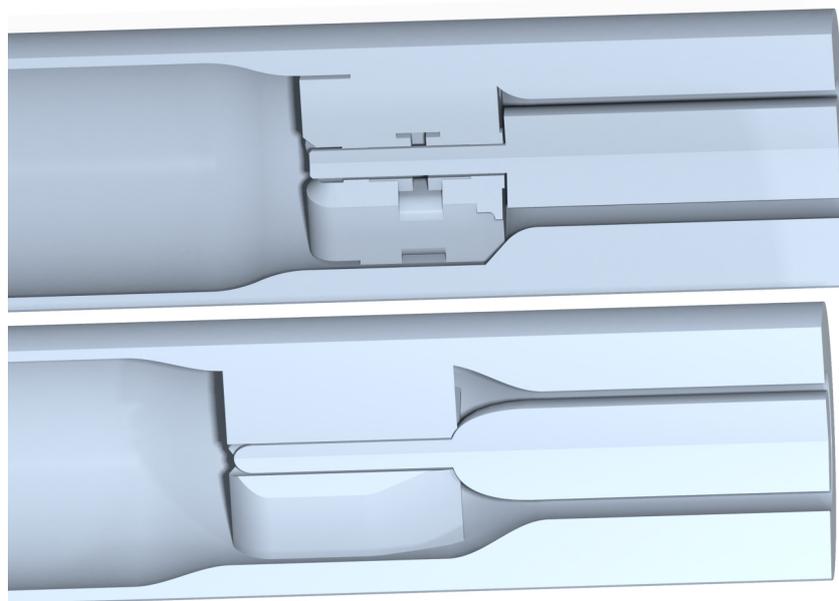


Abbildung 3.7: Vergleich der Geometrien des Zulaufes: im Hintergrund Originalgeometrie, im Vordergrund optimierte Geometrie

### 3 Ergebnisse

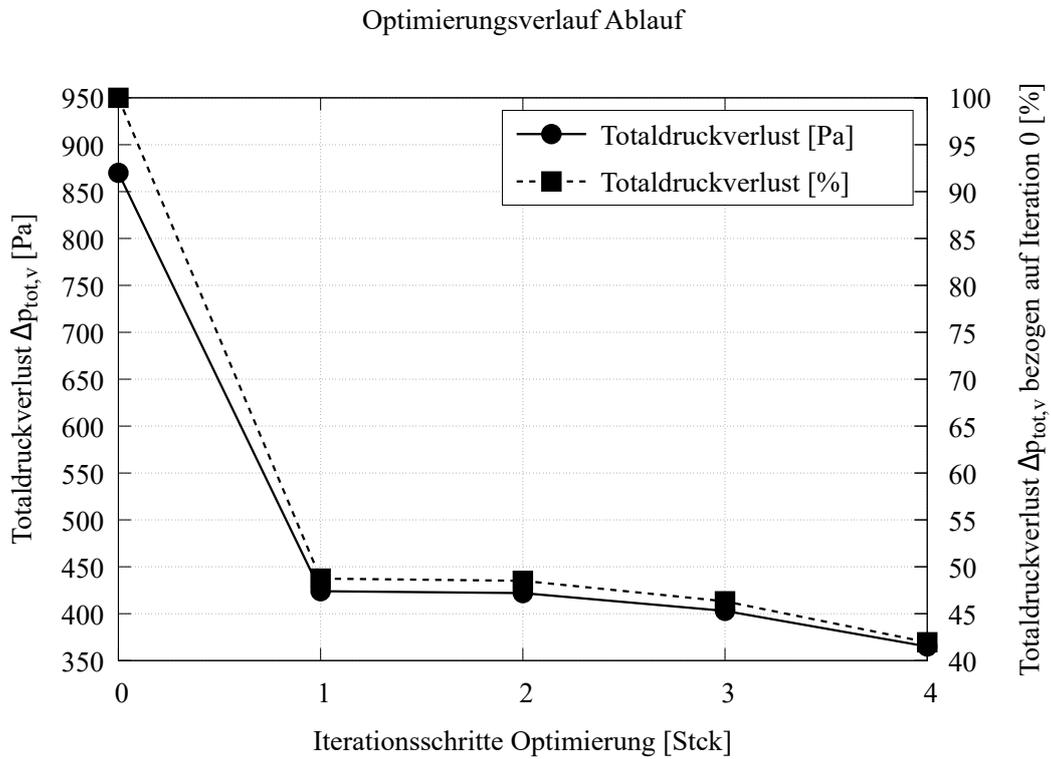


Abbildung 3.8: Optimierungsverlauf Ablauf - Zielgröße Totaldruckverlust über den Optimierungsschritten

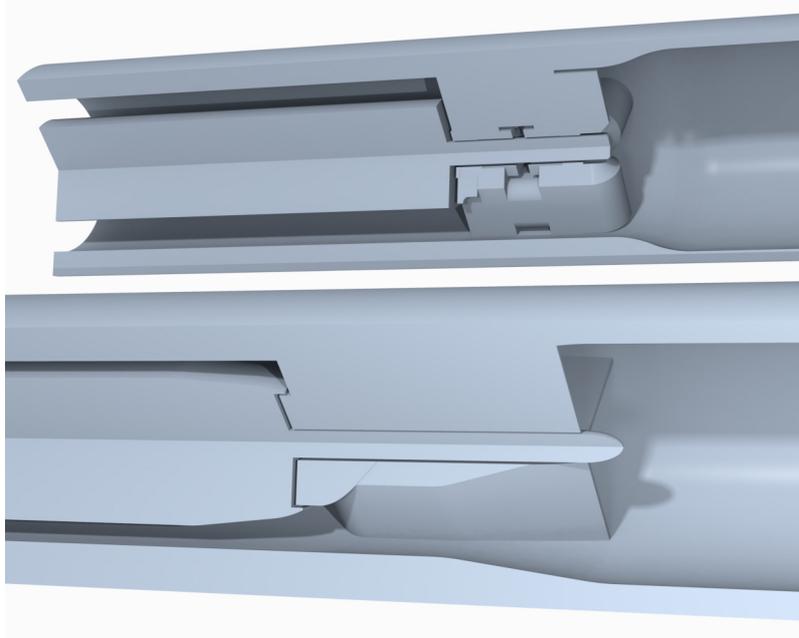


Abbildung 3.9: Vergleich der Geometrien des Ablaufes: im Hintergrund Originalgeometrie, im Vordergrund optimierte Geometrie

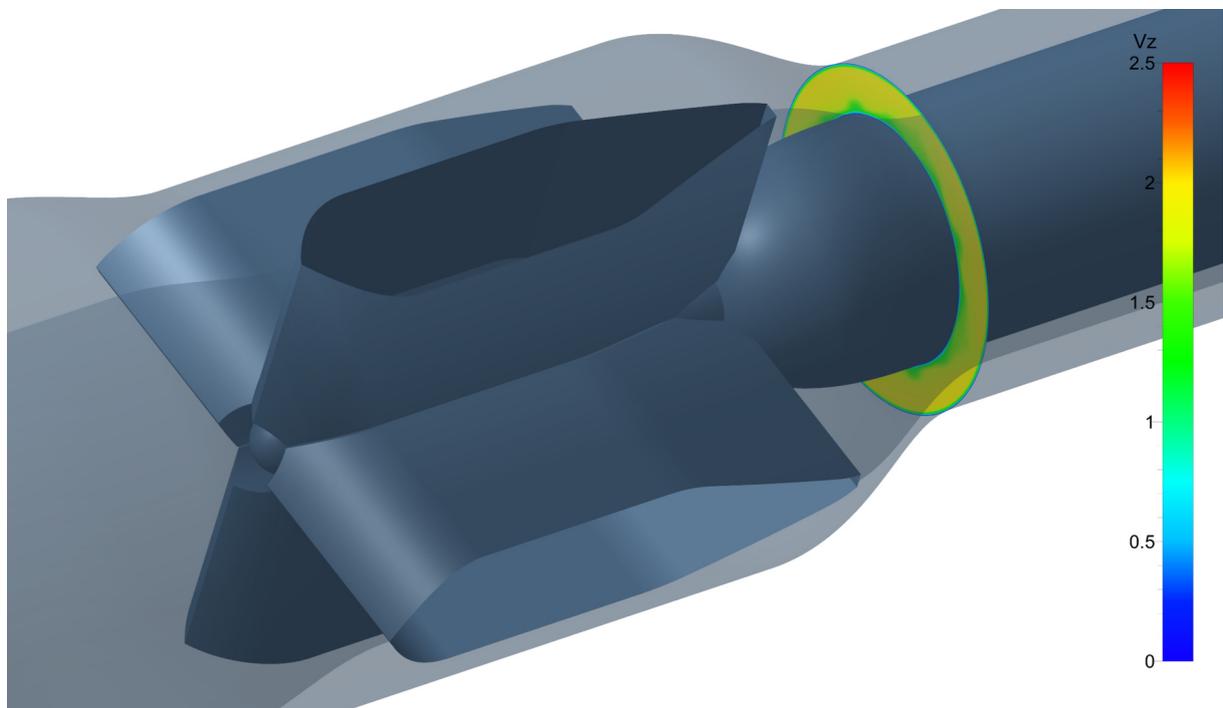


Abbildung 3.10: Axialgeschwindigkeit  $v_z$  in  $\frac{m}{s}$  in der Düse des final optimierten Zulaufes

### 3.2.4 Geometrische Untersuchungen

In diesem Kapitel werden die geometrischen Unterschiede der Version V004\_AB, welche die analytisch erzeugte Geometrie als Ausgangszustand der Optimierung repräsentiert, und dem Exemplar V007\_SP\_n\_140, das das Optimierungsergebnis darstellt, diskutiert. Wenn im Folgenden von V007\_SP\_n gesprochen wird, ist damit das als Optimum ausgewählte Exemplar V007\_SP\_n\_140 gemeint. Der Meridianschnitt als eine der wichtigsten geometrischen Repräsentationen ist für beide Exemplare vergleichend in Abb. 3.11 dargestellt. Es fällt auf, dass schon der Zuströmkanal zum Laufrad bei V007\_SP\_n einen größeren Querschnitt aufweist, ebenso liegt die Gehäuseseite des Laufrades bei größeren Radien. Der Laufradaustrittsaußendurchmesser  $D_{2a}$  ist nur geringfügig größer, was auf die größere geforderte Totaldruckerhöhung und die damit einhergehenden Drehzahlerhöhungen zurückzuführen ist. Der Abstand zwischen Laufradaustrittskante und Leitrad Eintrittskante ist etwas größer geworden, was in Bezug auf mögliche hydraulische Schwingungsanregungen als positiv zu beurteilen ist.

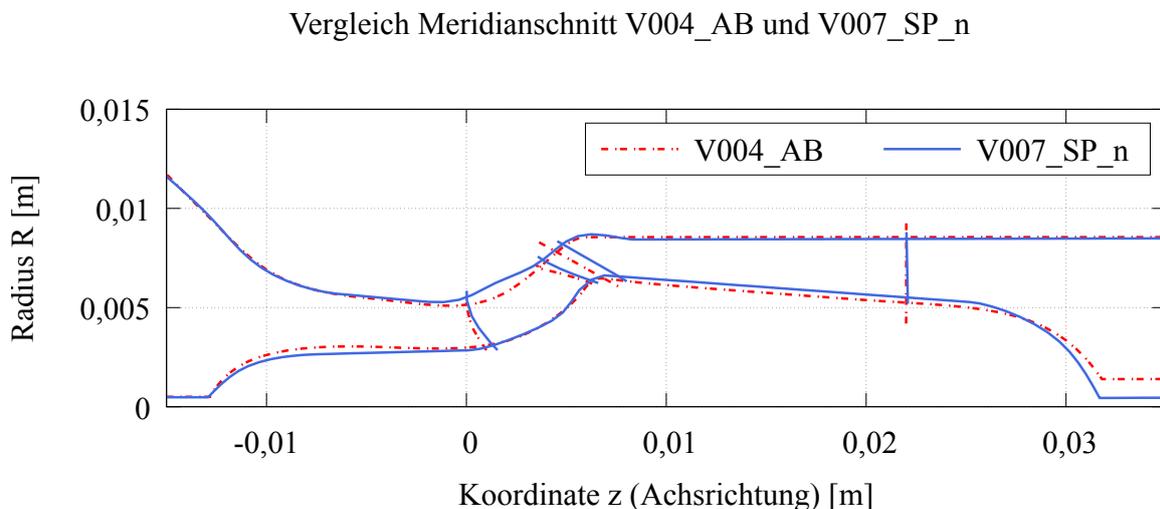


Abbildung 3.11: Vergleich der Meridianschnitte von V007\_SP\_n und V004\_AB

Das Leitrad weist im Vergleich zur analytischen Geometrie einen etwas geringeren Querschnitt, verursacht durch eine größere Nabenkontur, auf. Der nach außen geschwungene Verlauf der gehäuseseitigen Kontur des Leitrades im ersten Fünftel der Schaufellänge ist interessanterweise in der Dissertation von [Ber80] nahezu identisch als charakteristisch für Diagonalpumpen mit veränderbarer Laufschaufelstellung wiederzufinden (siehe Abb. 3.12). Hier ist er natürlich auch als Resultat der vorgenommenen Parametrisierung zu betrachten. In Richtung Laufrad ist die

Kontur als Spline modelliert, an den sich in Richtung Austritt eine Gerade anschließt.

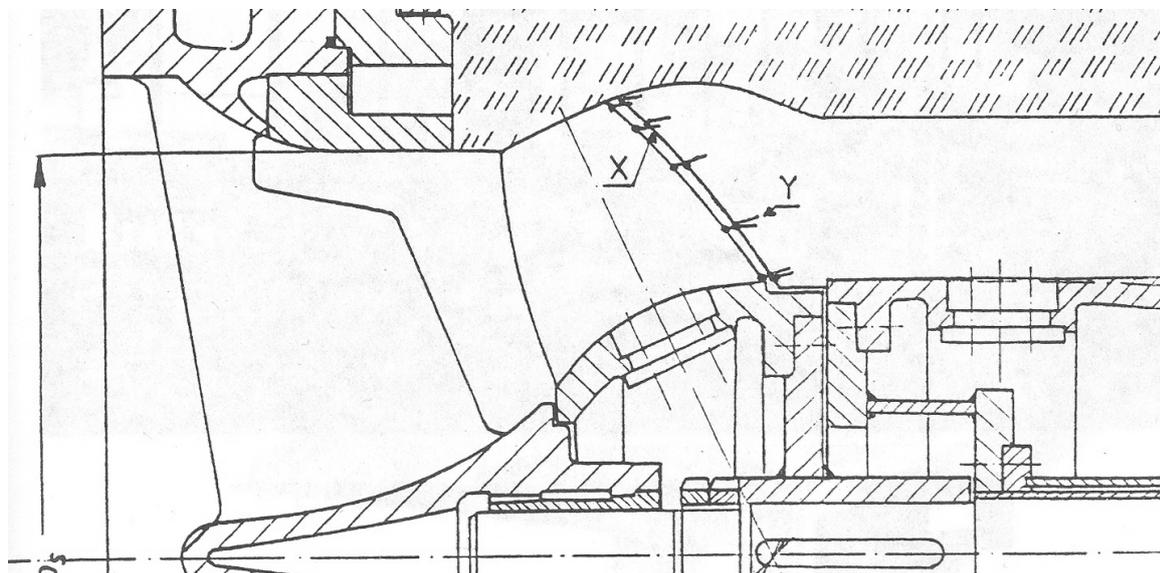


Abbildung 3.12: Meridianschnitt einer Diagonalpumpe mit veränderbarer Laufschaufelstellung (aus [Ber80])

Der Vergleich der Grundrisse als Draufsicht auf den Saugmund der Laufräder ist in Abb. 3.13 dargestellt. Ergänzend muss gesagt werden, dass hier der Vergleich der Differenzen dadurch etwas erschwert wird, dass die Konstruktion bei beiden Exemplaren auf unterschiedlichen Flutbahnen erfolgt. Für das Exemplar V007\_SP\_n sind dies die Kanalhöhen -10 %, 50 % und 110 % mit Stützsektionen bei 25 % und 75 %. Das Exemplar V004\_AB ist auf den Sektionen -10 %, 29 %, 51 %, 74 % und 110 % konstruiert. Im Grundriss zeigen die Laufschaufelschnitte, dass die Eintrittskante stark unterschiedlich ausgeprägt ist. Während bei V004\_AB entsprechend der analytischen Auslegung die Eintrittskante gerade ist, weist V007\_SP\_n eine stark geschwungene Kante auf. Dadurch geht der Umschlingungswinkel auf den mittleren Flutbahnen etwas zurück. Die Position der Laufradaustrittskante ist in Richtung Gehäuse nahezu identisch, an der Nabe ist der Umschlingungswinkel geringfügig kürzer. Der Vergleich der Grundrisse der Leiträder (Abb. 3.14) zeigt geringere Veränderungen als bei den Laufrädern. Auffällig ist hier der nahezu identische Umschlingungswinkel der äußeren Flutbahnen und der tangential geschwungene Verlauf der Leitradaustrittskante. Die Schaufelwinkelverteilung der Laufräder der beiden Exemplare ist in Abb. 3.15 gezeigt. Eventuelle Differenzen der Werte der Schaufelwinkel von V004\_AB zu denen im Kapitel 2.2 liegen an der zur CAD-Definition unterschiedlichen Konstruktion der Dickenverteilung und damit an einem abweichenden Verlauf der Skelettlinie in Autoblade.

Vergleich der Grundrisse der Laufräder V004\_AB und V007\_SP\_n

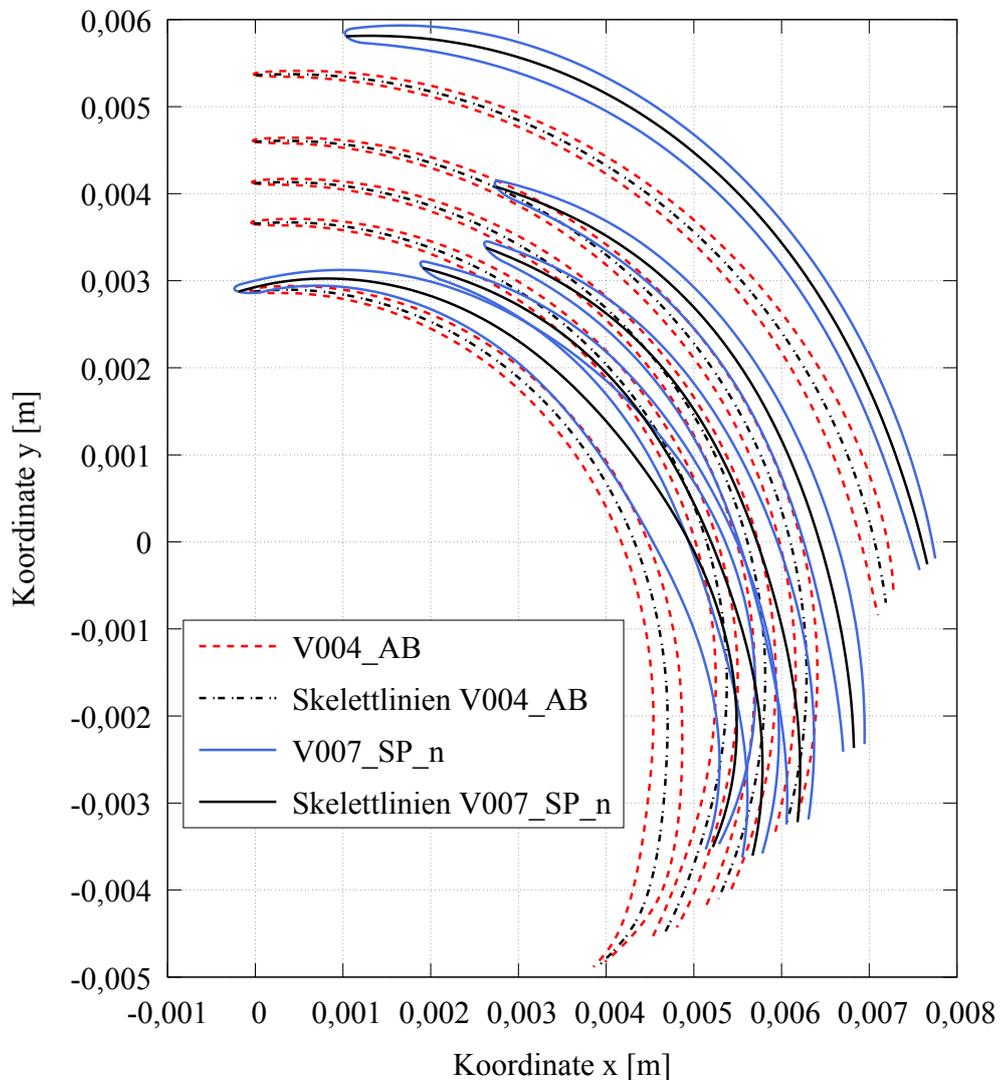


Abbildung 3.13: Vergleich der Grundrisse der Laufräder von V007\_SP\_n und V004\_AB

Wie bereits beschrieben wird die Parametrisierung der Schaufelgeometrie mit größter Sorgfalt durchgeführt, es ist daher von geringsten Unterschieden zwischen der analytischen und parametrisierten Geometrie auszugehen. Die Schaufelwinkelverteilung von V007\_SP\_n entspricht dem idealen Verlauf, sie enthält keine Wendepunkte und weist keine Unter- oder Überschwingungen auf ([Lep06]), welche bei V004\_AB durchaus zu erkennen sind. Der Austrittswinkel liegt mit  $30,2^\circ$  auf dem Mittelschnitt etwas über dem von Gülich als optimal genannten Bereich von  $20^\circ$  bis  $26^\circ$ . Die Schaufelwinkelverteilung der Leiträder (Abb. 3.16) zeigt ein ähnliches Verhalten

Vergleich der Grundrisse der Leiträder V004\_AB und V007\_SP\_n

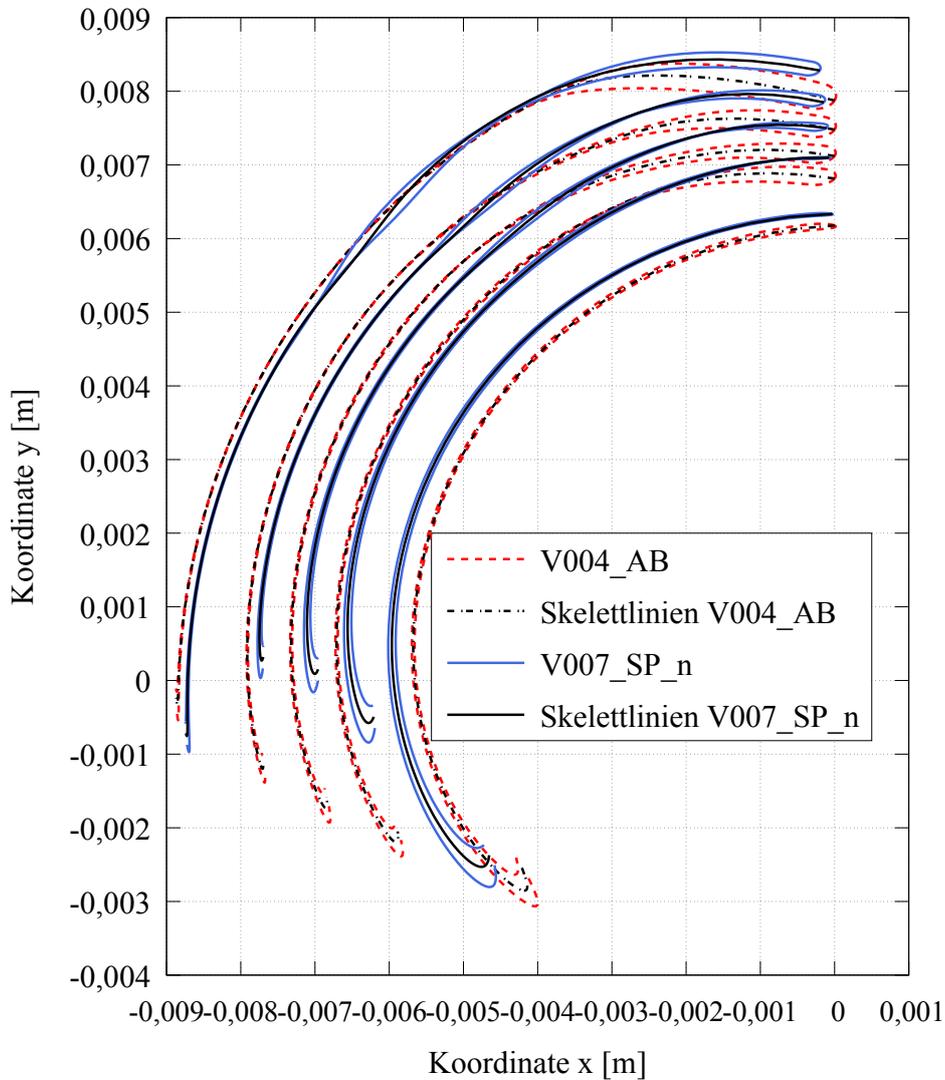


Abbildung 3.14: Vergleich der Grundrisse der Leiträder von V007\_SP\_n und V004\_AB

wie bei den Laufrädern, das Exemplar V007\_SP\_n weist hier sogar den Idealfall einer Geraden auf.

Abschließend wird in Abb. 3.17 der Vergleich der dreidimensionalen Geometrie von V007\_SP\_n und V004\_AB gezeigt. Bei den Laufschaufeln ist der oben beschriebene Sachverhalt der tangential stark geschwungenen Eintrittskante und die größere Kanalhöhe bei V007\_SP\_n gut sichtbar. Bei den Leitschaufeln fällt die etwas weiter in Richtung Austritt gelegene Eintritts-

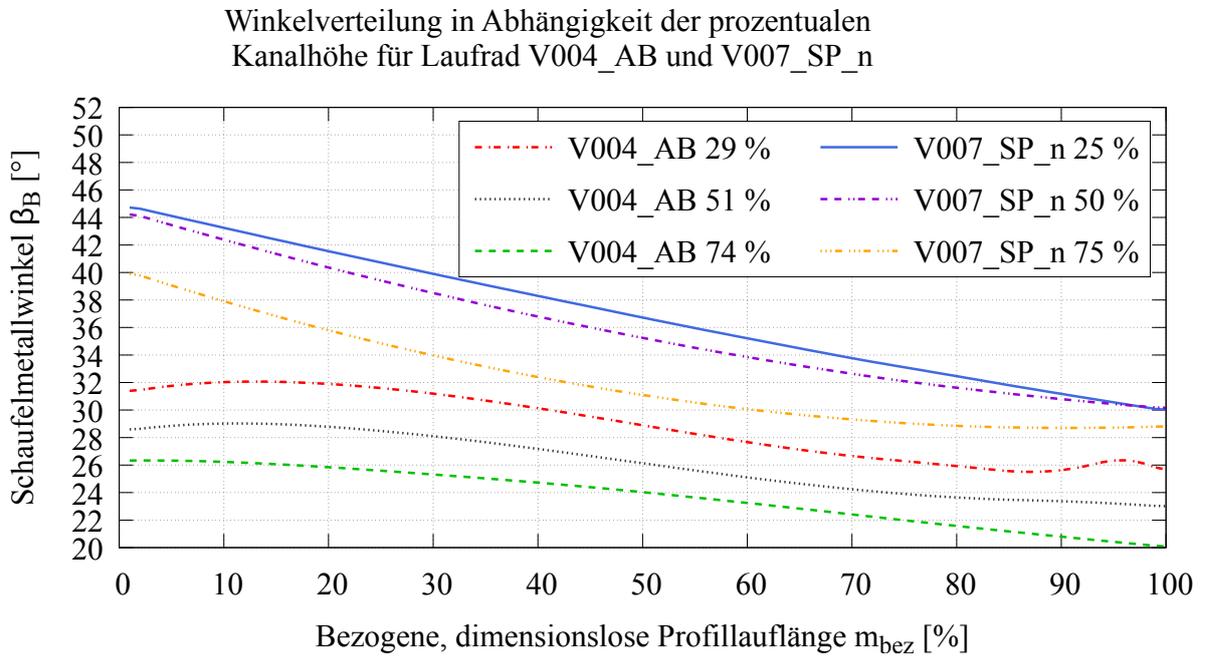


Abbildung 3.15: Vergleich der Winkelverteilung der Laufräder von V007\_SP\_n und V004\_AB

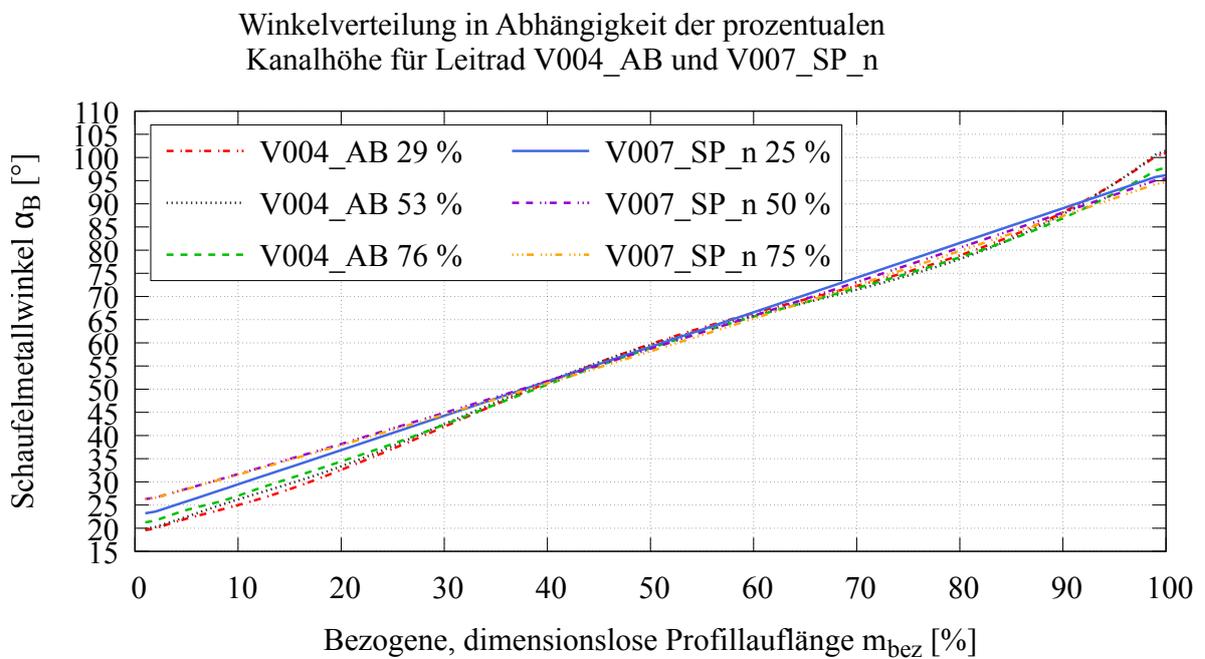


Abbildung 3.16: Vergleich der Winkelverteilung der Leiträder von V007\_SP\_n und V004\_AB

kante von V007\_SP\_n bei einer etwas geringeren Steigung der Schaufel auf.

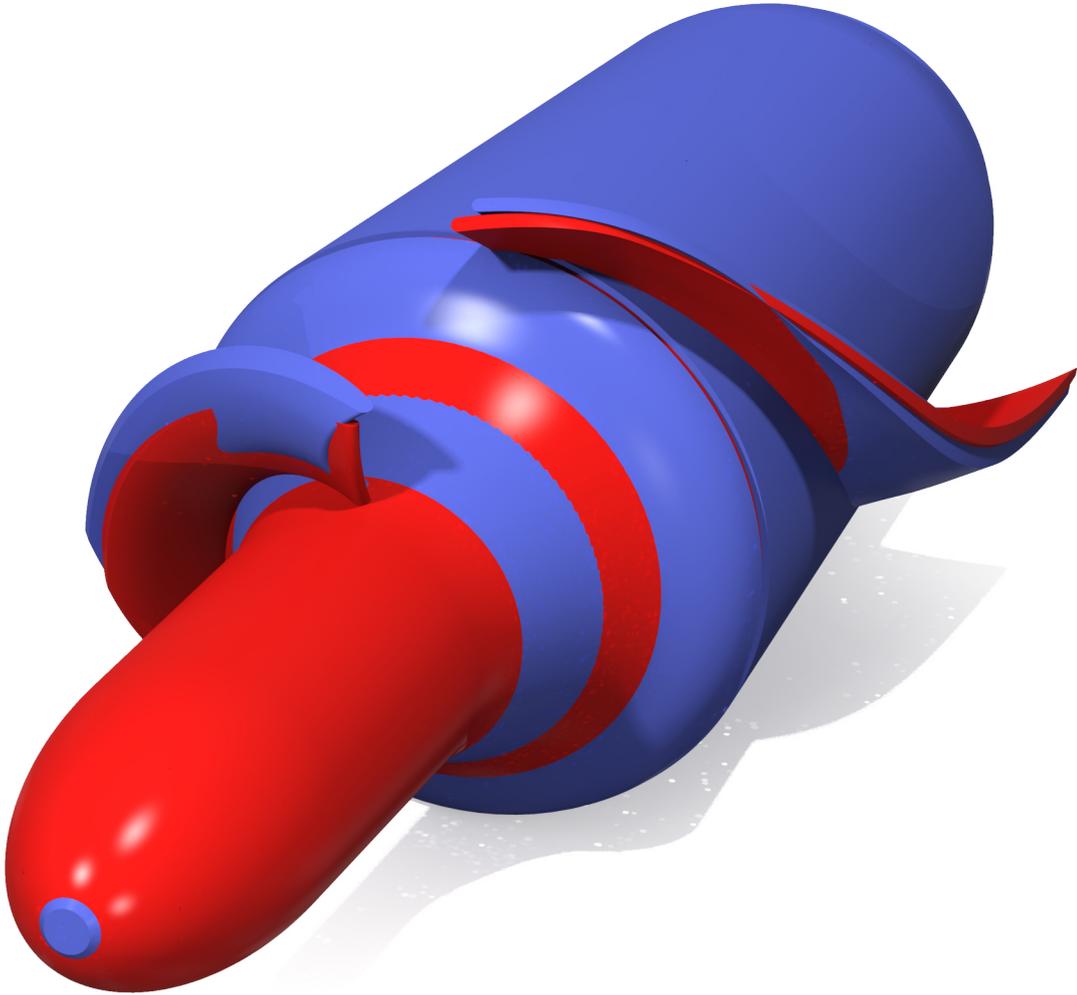


Abbildung 3.17: Geometrieüberprüfung anhand des Vergleiches der dreidimensionalen Geometrien von V007\_SP\_n (blau) und V004\_AB (rot) (ohne Gehäuse dargestellt)

### 3.2.5 Automatisierte numerische Optimierung

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse der numerischen Berechnungen der Exemplare V004\_AB und V007\_SP\_n verglichen. Eine der wichtigsten Bewertungsmöglichkeiten eines Profils ist die Druckverteilung über die Profillaufänge. In Abb. 3.18, der statischen Druckverteilung der Laufräder, zeigt sich der für eine Pumpe typische, hammerkopfförmige Verlauf in Abhängigkeit der Profillaufänge für verschiedene Kanalhöhen. Die unterschiedliche Länge der Profilschnitte der einzelnen Hydrauliken sind gut sichtbar. Dass die Enden der Druckverteilungskurven teilweise hinten nicht zusammentreffen, liegt an der Auftragung über der Koordinate  $z$ : die stumpfe Hinterkante hat, bedingt durch ihre verwundene Lage im Raum, auf der Saugseite eine andere geometrische Koordinate als auf der Druckseite. Der Druckaufbau bei V007\_SP\_n ist ersichtlichermaßen größer, alle Verläufe enden auf einem ähnlichen Niveau, die Werte des statischen Druckes am Profilbeginn sind bei V007\_SP\_n niedriger als bei V004\_AB. Dieser Umstand ist der in beiden Rechnungen identischen Druckrandbedingung am Austritt geschuldet und erlaubt daher keinen Rückschluss auf die Saugfähigkeit der Hydrauliken. Die Saug- und Druckspitzen an der Profilnase, ein Resultat der Lage des Staupunktes, der Beschleunigung aufgrund der Umströmung der Profildicke und damit auch des Anströmwinkels des Profils, sind bei V007\_SP\_n weniger ausgeprägt. Bei 90 % Kanalhöhe ist eine geringe Überschneidung der saugseitigen mit der druckseitigen Verteilung am Profilbeginn zu erkennen. Dies ist ein Hinweis darauf, dass die Schaufel hier zu schwach belastet wird und etwas kürzer gestaltet werden sollte. Generell strebt man füllige Druckverteilungen mit geringen Saug- und Druckspitzen an. Im Vergleich erfüllt V007\_SP\_n diese Anforderung deutlich besser.

Die Druckverteilung der Leiträder ist in Abb. 3.19 gezeigt. Vergleicht man die Kurven für 10 % Kanalhöhe (V007\_SP\_n blau, V007\_AB rot), fällt auf, dass das Leitrad von V007\_SP\_n einen höheren statischen Druckrückgewinn aufweist, ein Indiz für einen geringeren Totaldruckverlust. Auf allen Profilschnitten von V007\_SP\_n kommt es auf der Druckseite zu leichten Saugspitzen, Indizien für eine Fehlanströmung des Profils. Eine Erklärung für dieses bei einem optimierten Profil ungewöhnliche Phänomen mag die Tatsache sein, dass der beste Wirkungsgrad eines Profils nicht bei stoßfreier Anströmung vorliegt, sondern bei einer geringen Inzidenz. Auffällig ist, dass bei allen Profilschnitten von V004\_AB eine Vertauschung der saug- und druckseitigen Verläufe in Laufrichtung nach dem Hammerkopf auftritt. Dies ist ein sicheres Indiz für eine Fehlanströmung aufgrund von Schaufelwinkeln, die nicht zu den vorliegenden Strömungswinkeln passen.

In Abb. 3.20, dem Vergleich der statischen Druckverteilungen für beide Schaufeln auf dem Mit-

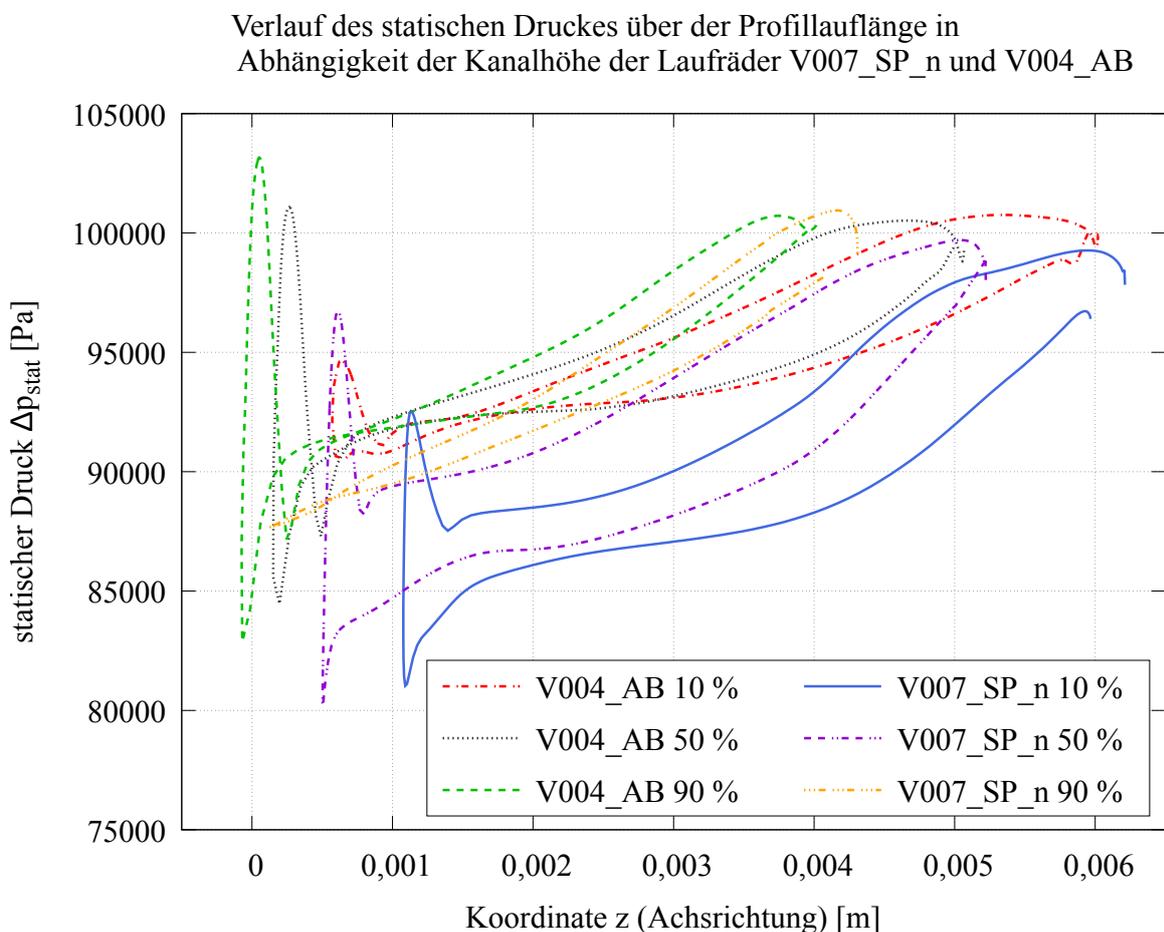


Abbildung 3.18: Verlauf des statischen Druckes über der Profillaufänge in Abhängigkeit der Kanalhöhe der Laufräder V007\_SP\_n und V004\_AB

telschnitt, zeigt sich der bereits oben erwähnte deutlich höhere Druckaufbau von V007\_SP\_n sehr gut. Die Laufschaufel zeigt eine füllige Druckverteilung über die Lauflänge und damit eine relativ konstante Schaufelbelastung. Das Leitrad von V004\_AB ist auf der zweiten Hälfte seiner Länge quasi unbelastet und erzeugt auch keinen Druckrückgewinn mehr.

Auch das Exemplar V007\_SP\_n weist nach dem Austritt aus dem Leitrad einen gewissen Restdrall auf (siehe Abb. 3.21). Dies steht nur scheinbar im Widerspruch zur Aufgabe des Leitrades, den Drall zu entziehen. Durch die mit dem Restdrall verbundene Zuführung von Energie in die Grenzschicht kann eine Stabilisierung der Strömung erfolgen, welche auch nach dem Leitrad den Charakter einer Diffusorströmung aufweist. Bei hydraulischen Turbinen wird der notwendige Betrag des Restdralls bereits im Zuge der Auslegung definiert (siehe auch [Lep06]).

Verlauf des statischen Druckes über der Profillaufänge in  
Abhängigkeit der Kanalhöhe der Leiträder V007\_SP\_n und V004\_AB

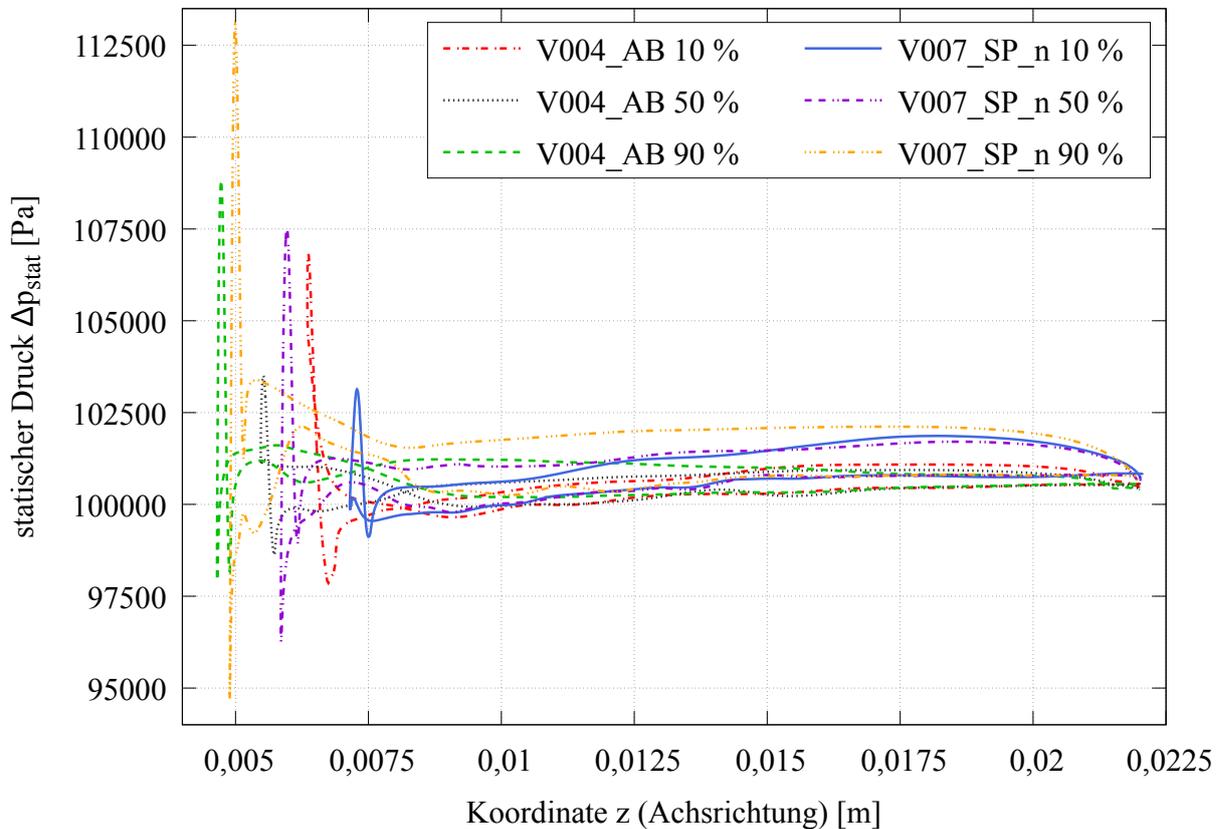


Abbildung 3.19: Verlauf des statischen Druckes über der Profillaufänge in Abhängigkeit der Kanalhöhe der Leiträder V007\_SP\_n und V004\_AB

Einige interessante Details offenbaren sich beim Betrachten der Spaltströmungen des Exemplares V007\_SP\_n. Abb. 3.22 zeigt die Strömungsverhältnisse am Ort des Wiedereintrittes des saugseitigen Spaltvolumenstromes. Die lokale Störung der Strömung am Laufradeintritt wirkt sich nicht nur auf die Grenzschichtdicke aus, sondern führt auch zu einer (räumlich begrenzten) Änderung der Strömungswinkel. Die Strömung im Spalt wird stark von der sich drehenden Wand (rechte Seite) beeinflusst. Die den Volumenstrom hin zu höheren Radien fördernde Wirkung der drehenden Wand, vergleichbar der einer Reibungspumpe (auch Tesla-Pumpe genannt), hier durch das zähere Fluid begünstigt, kompensiert die zentripetale Spaltdurchströmung. Als Resultat findet nahe der drehenden Wand kaum ein nennenswerter Durchfluss statt, die Spaltströmung wird in Richtung der stehenden Wand abgedrängt. Ein ähnlicher Effekt findet am Austritt des druckseitigen Spaltes statt (Abb. 3.23). Hier verstärkt der Einfluss der rotierenden Wand

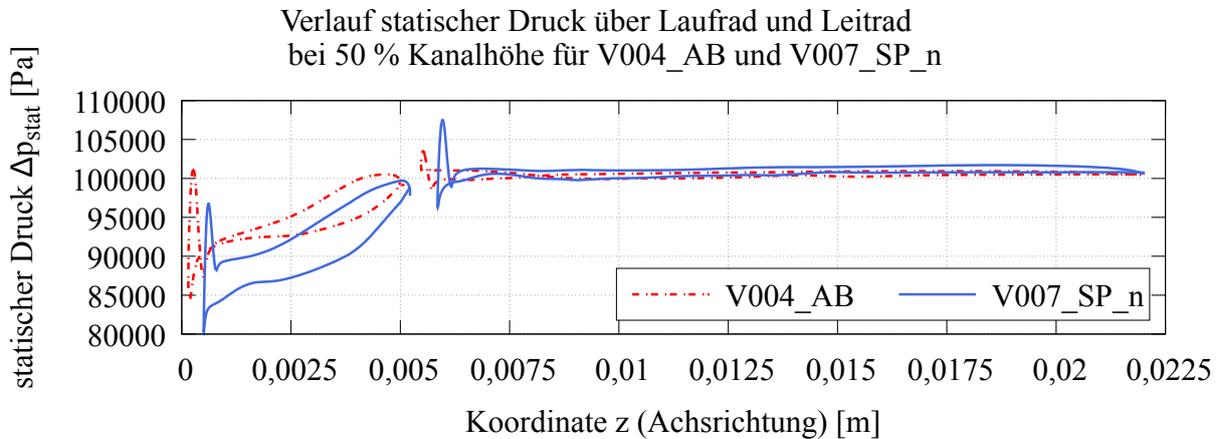


Abbildung 3.20: Verlauf des statischen Druckes über Laufrad und Leitrad bei 50 % Kanalhöhe der Geometrien V007\_SP\_n und V004\_AB

die Durchströmung des Spaltes, da hier die Pumpwirkung und die Durchströmungsrichtung des Spaltes beide zentripetal sind. Dies führt in diesem Spalt sogar dazu, dass an der stehenden Wand (rechte Seite) eine Rückströmung entgegen der im Spalt aufgrund der Druckverhältnisse vorliegenden Hauptströmungsrichtung auftritt.

Die Spaltvolumenströme betragen  $Q_{SP,ds} = 1,4126 \cdot 10^{-5} \frac{m^3}{s}$  für den druckseitigen Spalt und  $Q_{SP,ss} = 3,5468 \cdot 10^{-6} \frac{m^3}{s}$  für den saugseitigen Spalt. In Summe ergibt das einen Gesamtspaltvolumenstrom von  $Q_{SP} = 1,7673 \cdot 10^{-5} \frac{m^3}{s}$ , bezogen beläuft sich das auf 21,2 % des optimalen Volumenstromes  $Q_{opt} = 8,3275 \cdot 10^{-5} \frac{m^3}{s}$ ! Das ist zweifelsohne ein Resultat der hier, relativ betrachtet, extrem großen Spalte. Einfach zu erklären ist der im saugseitigen Spalt um eine Größenordnung höhere Spaltvolumenstrom. Wie auch sehr gut in Abb. 3.20 zu sehen ist das treibende Druckgefälle dieses Spaltes bedeutend höher als das des druckseitigen Spaltes, welcher zusätzlich noch eine wesentlich größere und damit stärker drosselnde Länge aufweist. Die hier genannten Werte liegen noch über denen des oben genannten Screening-Falles V007\_SP, da dieser eine geringere Totaldruckerhöhung und damit ein geringeres treibendes Druckgefälle über die Spalte aufweist.

Die meridionale Totaldruckverteilung des Exemplares V007\_SP\_n zeigt nochmals den Einfluss der saugseitigen Spaltvolumenströmung auf die Kanalströmung (Abb. 3.24). Die Zunahme des Totaldruckes über die Profillaufänge des Laufrades, welche idealerweise zwischen der Eintritts- und Austrittskante kontinuierlich erfolgen sollte, wird hier im oberen Drittel des Schaufelkanales empfindlich gestört. Hier wäre für die Zukunft zu prüfen, ob ein größerer Abstand des

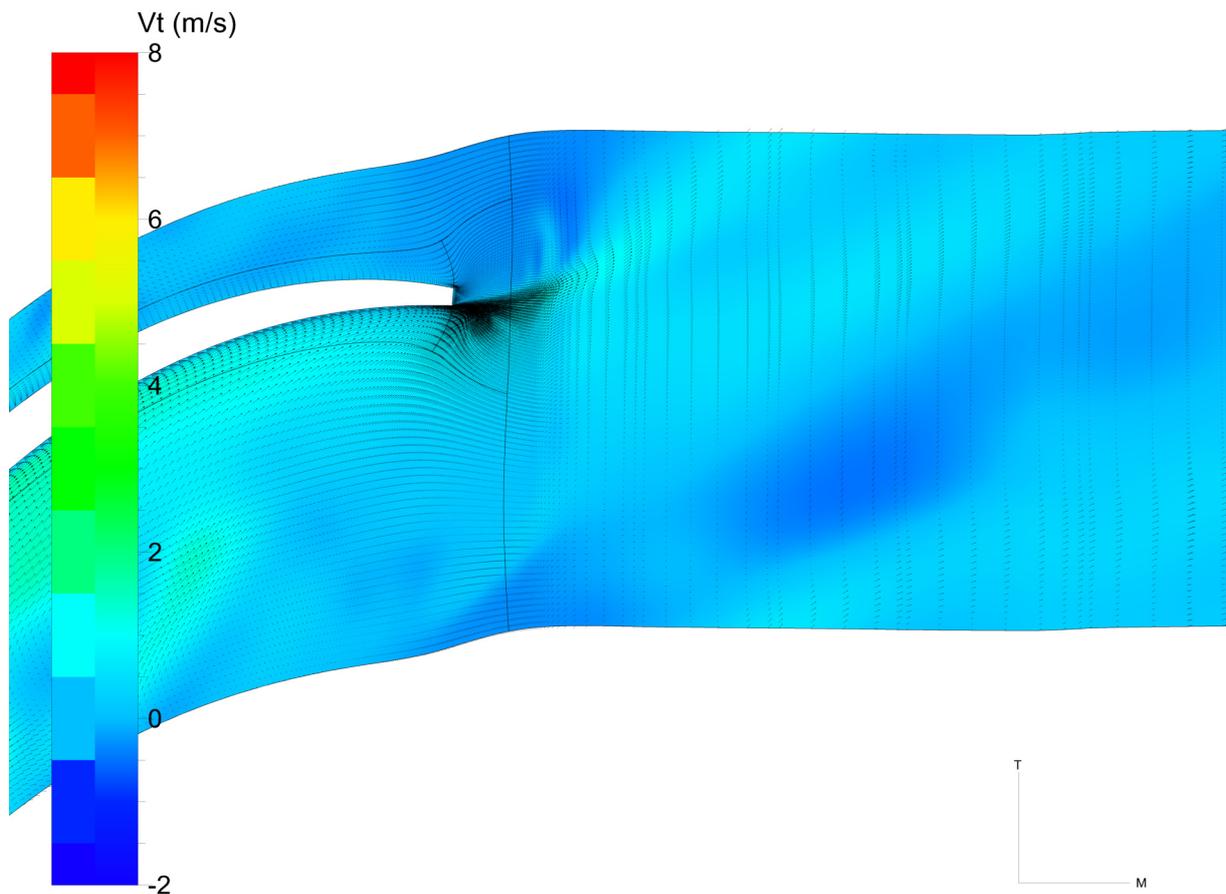


Abbildung 3.21: Geschwindigkeitsverteilung nach Leitrad V007\_SP\_n bei 50 % Kanalhöhe, Geschwindigkeitsvektoren schwarz, Hintergrund Konturplot der Tangentialgeschwindigkeit  $v_t$

Spalteintritts von der Laufradeintrittskante einen positiven Einfluss hätte.

Ein Vergleich der Merididangeschwindigkeiten beider Exemplare ist in Abb. 3.25 dargestellt. Die saugseitige Düse stellt eine erkennbar gute und uniforme Geschwindigkeitsverteilung zur Verfügung. Die Meridiangeschwindigkeit im Laufrad von V007\_SP\_n wird von einer Übergeschwindigkeit nahe der Nabenkontur geprägt (rotes Gebiet). Diese geht vermutlich auf die die Hauptströmung verdrängende Wirkung des vor dem Laufrad eintretenden Spaltvolumenstromes zurück. Sie kann auch ein Resultat der fixierten Meridiankontur und der durch den großen Spaltvolumenstrom gesteigerten Geschwindigkeit im Laufrad sein, das die Optimierung nicht mehr beseitigen kann. Im Leitrad bilden sich zwei Gebiete niedriger Strömungsgeschwindigkeiten ab. Eines befindet sich bei größerer Kanalhöhe an der Eintrittskante, was gut mit der Form

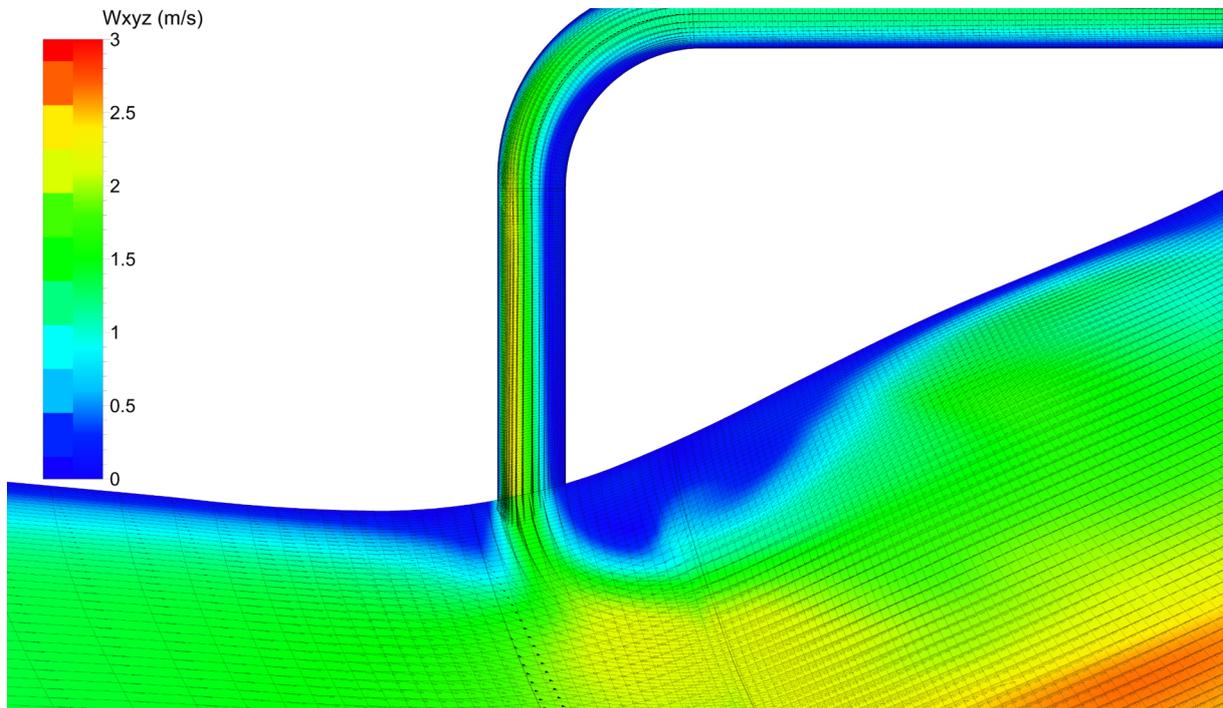


Abbildung 3.22: Detail Austritt saugseitiger Spalt V007\_SP\_n, Relativgeschwindigkeitsvektoren schwarz. Hintergrund: Konturplot der Meridiangeschwindigkeit  $v_m$

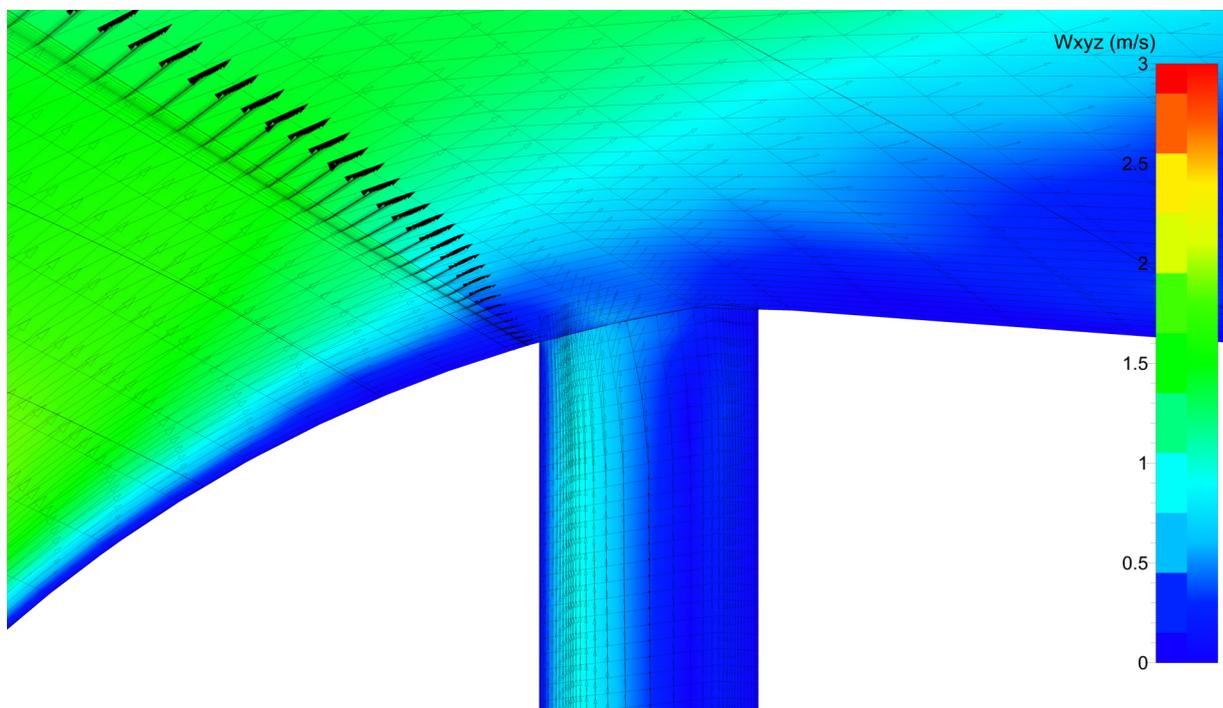


Abbildung 3.23: Detail Austritt druckseitiger Spalt V007\_SP\_n, Relativgeschwindigkeitsvektoren schwarz, Hintergrund Konturplot der Meridiangeschwindigkeit  $v_m$

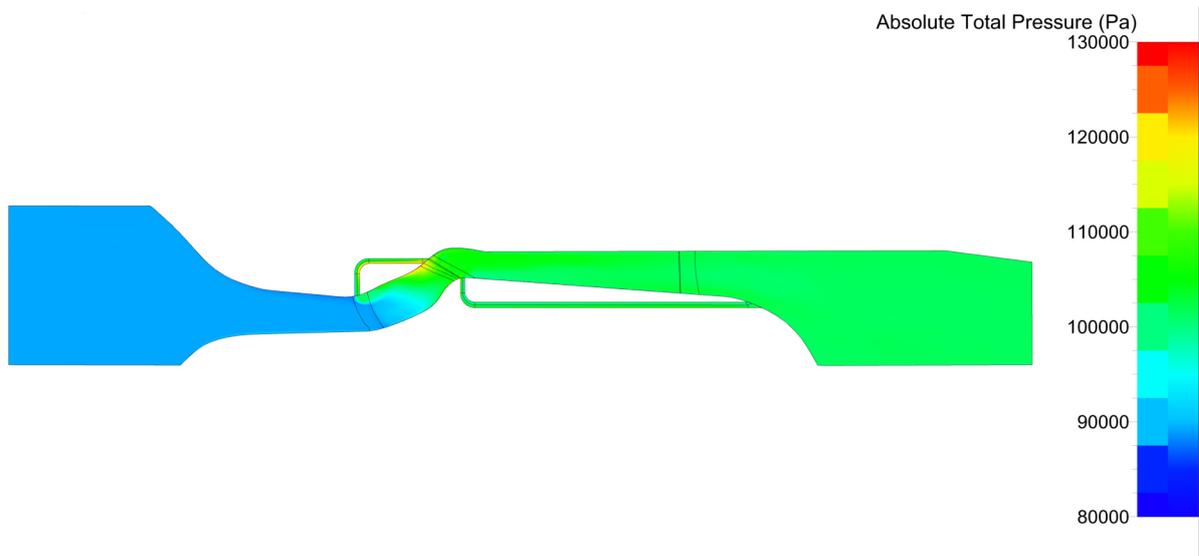


Abbildung 3.24: Meridionale Totaldruckverteilung V007\_SP\_n

der Druckverteilung dort (Abb. 3.19, gelbe Kurve) korrespondiert. Das zweite zeigt sich nahe der Nabenkontur in der ersten Hälfte der Profillänge. Rückströmungen treten bei beiden Gebieten nicht auf. Ähnliche Erscheinungen an den korrespondierenden Orten sind kurioserweise auch bei V004\_AB zu erkennen. Hier wäre für die Zukunft zu prüfen, ob die Modellierung der nabenseitigen Meridiankontur im Leitrad mit einem Spline anstatt einer Geraden Vorteile bietet. Die Durchströmung des sich dem Leitrad anschließenden Raumes, welcher ebenfalls einen Diffusor darstellt, ist bei beiden Exemplaren relativ chaotisch. Hier fehlt aus konstruktiven Gründen der die Strömung führende Einfluss einer Beschaufelung, da sich dort das für die Optimierungsrechnungen nicht modellierte austrittsseitige Magnetlager befindet.

Zu betrachten sind auch die Geschwindigkeitsverteilungen in meridionaler und tangentialer Richtung kurz nach der Austrittskante von Lauf- und Leitrad. In Abb. 3.26 sind die Verhältnisse am Laufradaustritt gezeigt. Die meridionale Geschwindigkeit  $v_m$  sollte uniform über die Kanalhöhe verlaufen, um möglichst eine geringe Scherung zu erzeugen, was der Version V007\_SP\_n ersichtlich besser gelingt. Die tangential Geschwindigkeit  $v_t$  liegt auch hier bei der optimierten Version näher an dem idealen Verlauf, welcher linear mit der Umfangsgeschwindigkeit korrespondierend ist.

Dass die tangential Geschwindigkeit hier an den Kanalgrenzen nicht zu null wird, liegt an den sich hier anschließenden Radseitenräumen. Insgesamt sind die betrachteten Geschwindigkeitsverteilungen am Laufradaustritt zufriedenstellend.

### 3.2 Numerische Untersuchungen

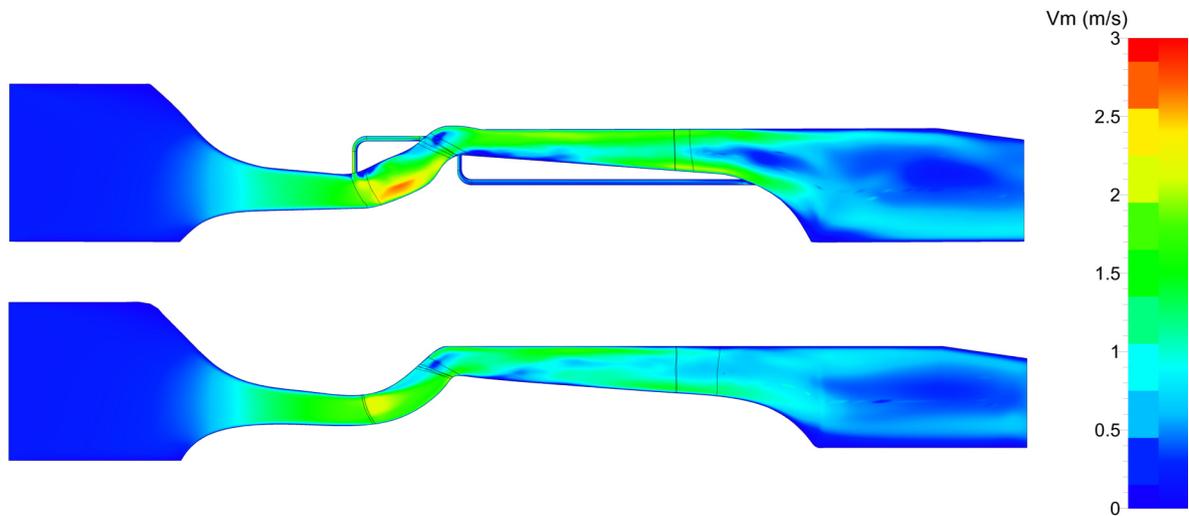


Abbildung 3.25: Verteilung der Meridiangeschwindigkeit  $v_m$  für V007\_SP\_n (oben) und V004\_AB (unten)

Geschwindigkeitsverteilung meridional und tangential kurz hinter Austrittskante Laufrad über Kanalhöhe für V004\_AB und V007\_SP\_n

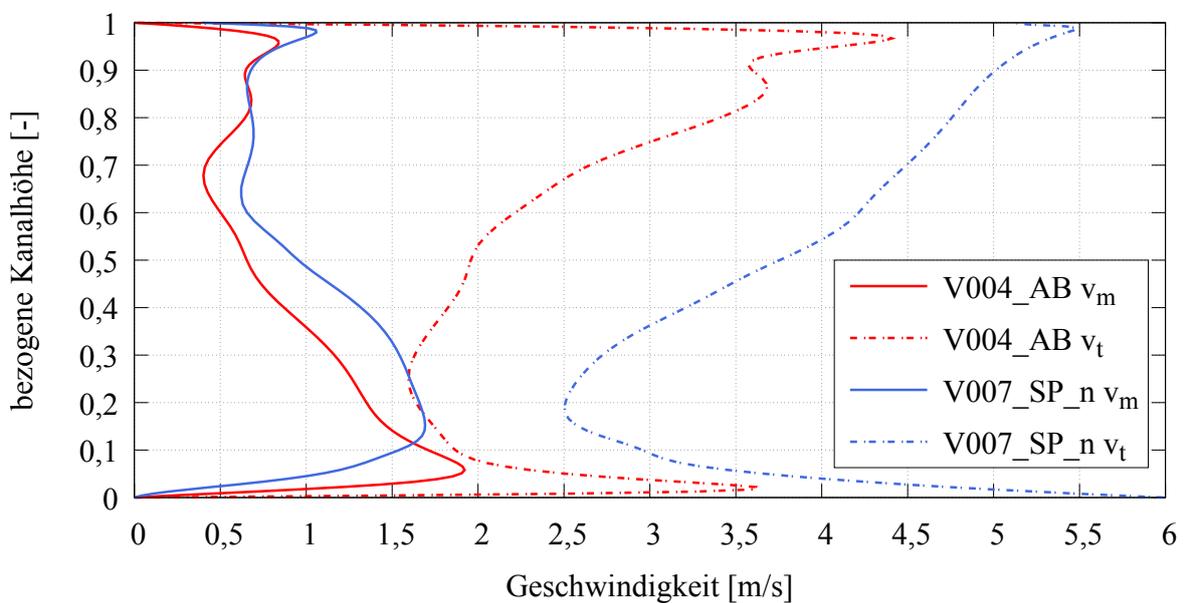


Abbildung 3.26: Verteilung der Meridian- und Tangentialgeschwindigkeit  $v_m$  und  $v_t$  über der Kanalhöhe am Laufradaustritt V007\_SP\_n und V004\_AB

In Abb. 3.27 sind die Verhältnisse am Leitradaustritt dargestellt. Der Verlauf der Meridiange-

schwindigkeit ist hier bei der optimierten Version weniger uniform und unvorteilhafterweise ist die Geschwindigkeit nahe den Wänden höher als in der Mitte der Strömung, was unnötige Reibungsverluste erwarten lässt. Möglicherweise wäre hier eine etwas geringere Kanalhöhe vorteilhafter. Die Tangentialgeschwindigkeit entspricht ungefähr dem mit der Kanalhöhe anwachsenden Ideal, welches eine günstige Restdrallverteilung in den anschließenden Komponenten ergibt. In Richtung der Nabewand kommt es allerdings bei beiden Versionen zu einer unerwünschten Umkehr der Drallrichtung. Die Geschwindigkeitsverteilungen am Leitradaustritt sind hier akzeptabel, ob eine Überarbeitung der Leitradgeometrie eine relevante Wirkungsgradverbesserung bedeuten würde, darf angesichts der hier vorhandenen geringen Geschwindigkeiten angezweifelt werden.

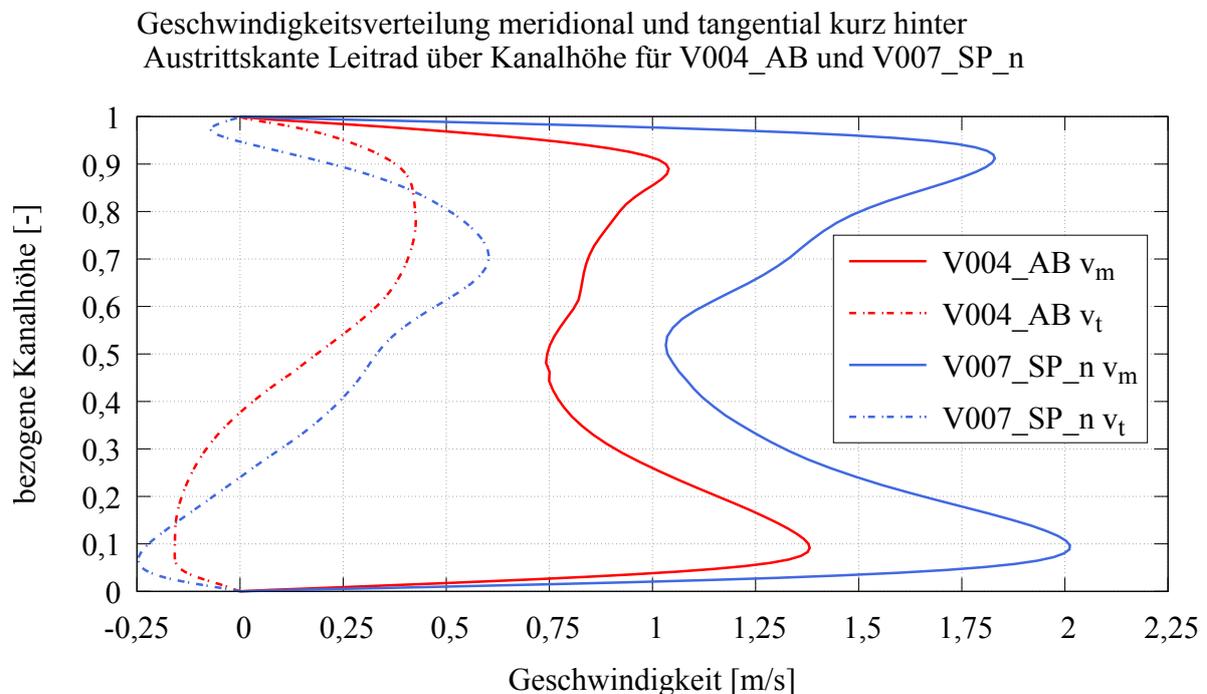


Abbildung 3.27: Verteilung der Meridian- und Tangentialgeschwindigkeit  $v_m$  und  $v_t$  über der Kanalhöhe am Leitradaustritt V007\_SP\_n und V004\_AB

Zu betrachten ist natürlich auch, welcher hydraulische Wirkungsgrad in der optimierten Version erzielt wird, und der Vergleich desselben mit der Annahme aus der analytischen Auslegung. Eine Ermittlung des hydraulischen Wirkungsgrades der Version V004\_AB ist nicht sinnvoll, da in dessen Berechnung keine Spaltverluste ermittelt werden können.

Der hydraulische Wirkungsgrad als nicht messbare Größe berechnet sich zu:

### 3.2 Numerische Untersuchungen

$$\eta_{hyd} = \frac{\rho g H_{tot} (Q + Q_{SP})}{P_m - P_{RR}} \quad (3.4)$$

Mit der Totalförderhöhe  $H_{tot} = 1,190 \text{ m}$ , dem Volumenstrom  $Q = 8,3275 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$ , dem Spaltvolumenstrom von  $Q_{SP} = 1,7673 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$ , der mechanischen Leistung  $P_m = 2,4983 \text{ W}$  und einer Radseitenreibungsleistung von  $P_{RR} = 0,550 \text{ W}$  ergibt sich aus Gl. 3.4:

$$\eta_{hyd} = \frac{1055 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} 1,190 \text{ m} (8,3275 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} + 1,7673 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}})}{2,4983 \text{ W} - 0,550 \text{ W}} = 0,6381 \quad (3.5)$$

Von Interesse ist auch, welchen Wert der nun vorliegende Abströmbeiwert im Vergleich zur analytischen Auslegung aufweist, da dies eine weitere Quelle für das Förderhöhendefizit darstellt. Der hydraulische Wirkungsgrad ist nun bekannt, es kann die vorliegende Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit  $c_{2u}$  am Laufradaustritt auf der repräsentativen mittleren Strombahn ermittelt werden:

$$c_{2u} = \frac{g H_{tot}}{\eta_{hyd} u_2} \quad (3.6)$$

Mit einem mittleren Austrittsdurchmesser  $d_{2m} = 0,01413 \text{ m}$  ergibt sich  $u_2 = 6,4988 \frac{\text{m}}{\text{s}}$  und damit wird  $c_{2u}$ :

$$c_{2u} = \frac{9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} 1,190 \text{ m}}{0,6381 \cdot 6,4988 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 2,8149 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (3.7)$$

Darüber hinaus wird die Laufradaustrittsvolumenzahl  $\varphi_{LA}$  mit dem Laufradvolumenstrom  $Q_{LA} = Q_{opt} + Q_{SP} = 1,0095 \cdot 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$ , dem arithmetischen mittleren Laufradaustrittsdurchmesser  $d_{2b} = 0,01409 \text{ m}$  und der Laufradaustrittsbreite  $b_2 = 0,00231 \text{ m}$  berechnet zu:

$$\varphi_{LA} = \frac{Q_{LA}}{\pi d_{2b} b_2 u_2} = \frac{1,0095 \cdot 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \cdot 0,01409 \text{ m} \cdot 0,00231 \text{ m} \cdot 6,4988 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 0,1519 \quad (3.8)$$

Der vorliegende Versperrungsfaktor  $\tau_2$  beträgt nach Gl. 2.25 mit der Schaufelstärke  $e = 0,00033 \text{ m}$ , der Schaufelzahl  $z_{LA} = 6$ , dem Metallschaufelwinkel  $\beta_{2B} = 30,162^\circ$  und dem Schaufelnei-

gungswinkel  $\lambda_{LA} = 52,7^\circ$ :

$$\tau_2 = \left( 1 - \frac{6 \cdot 0,00033 \text{ m}}{\pi \cdot 0,01413 \text{ m} \cdot \sin(30,162^\circ) \cdot \sin(52,7^\circ)} \right)^{-1} = 1,1259 \quad (3.9)$$

Dies ist geringfügig mehr als mit  $\tau_2 = 1,0876$  in der analytischen Auslegung veranschlagt, was unter anderem auf die starke tangentielle Neigung der Schaufelaustrittskante im Grundriss zurückzuführen ist.

Damit kann der nun vorliegende Abströmbeiwert nachgerechnet werden:

$$\gamma = \frac{c_{2u}}{u_2} + \frac{\varphi_{2,LA} \tau_2}{\tan \beta_{2B}} = \frac{2,8149 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{6,4988 \frac{\text{m}}{\text{s}}} + \frac{0,1519 \cdot 1,1259}{\tan 30,162^\circ} = 0,7274 \quad (3.10)$$

Ein weiterer wichtiger Punkt ist die Überprüfung der Saugeigenschaften für das Exemplar 140 der Reihe V007\_SP\_n. Das Ergebnis für  $NPSH_P$  aus Kapitel 2.3.8, berechnet für den Maßstab 2:1 und das Fluid Wasser, ließe sich zwar mit einer gewissen Unsicherheit auf den Maßstab 1:1 umrechnen; für eine Umrechnung auf das Fluid Blut allerdings gibt es schlichtweg keine Modellgesetze. Daher wird hier der Offdesign-Betriebspunkt mit für  $Q_{max}$  aus der Rechnung c2\_11 gewählt und der  $NPSH_{P,i}$ -Wert analog zu der Vorgehensweise aus Kapitel 2.3.8 berechnet. Für diesen Rechenfall beträgt der niedrigste vorkommende statische Druck  $p_{s,min} = 84505 \text{ Pa}$  bei einem statischen Druck am Einlass von  $p_{s,e} = 95186 \text{ Pa}$ . Daraus ergibt sich eine statische Druckdifferenz von  $\Delta p_s = 10681 \text{ Pa}$ . Mit dem Dampfdruck für Blut  $p_d = 6133 \text{ Pa}$  bei  $t = 37^\circ \text{C}$  ergibt sich der absolute statische Druck am Saugstutzen bei einsetzender Kavitation aus Gl. 3.13 zu:

$$p_{s,abs} = p_d + \Delta p_s = 6133 \text{ Pa} + 10681 \text{ Pa} = 16814 \text{ Pa} \quad (3.11)$$

Der  $NPSH_{P,i}$ -Wert für einsetzende Kavitation wird aus Gl. 3.14 mit  $\rho_B = 1055 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ ,  $z_s = 0 \text{ m}$  und einer Geschwindigkeit im Saugstutzen von  $c_s = 0,2312 \frac{\text{m}}{\text{s}}$  zu:

$$NPSH_{P,i} = \frac{p_{s,abs} - p_d}{\rho_B g} + z_s + \frac{c_s^2}{2g} = \frac{16814 \text{ Pa} - 6133 \text{ Pa}}{1055 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} + 0 \text{ m} + \frac{(0,2312 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2}{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 1,0347 \text{ m} \quad (3.12)$$

bestimmt.

### 3.2.6 Optimierungsprozess

In Abb. 3.28 sind die Anzahlen aller geplanten und erfolgreich durchgeführten Rechnungen bzw. Optimierungsläufe grafisch dargestellt. Es ist gut zu erkennen, dass mit zunehmender Anzahl der Rechenläufe der Anteil an erfolgreichen Exemplaren tendenziell zunimmt. Dies lässt darauf schließen, dass die Modelle geeignet gewählt sind und die Stabilität der an der Prozesskette beteiligten Modelle zunimmt.

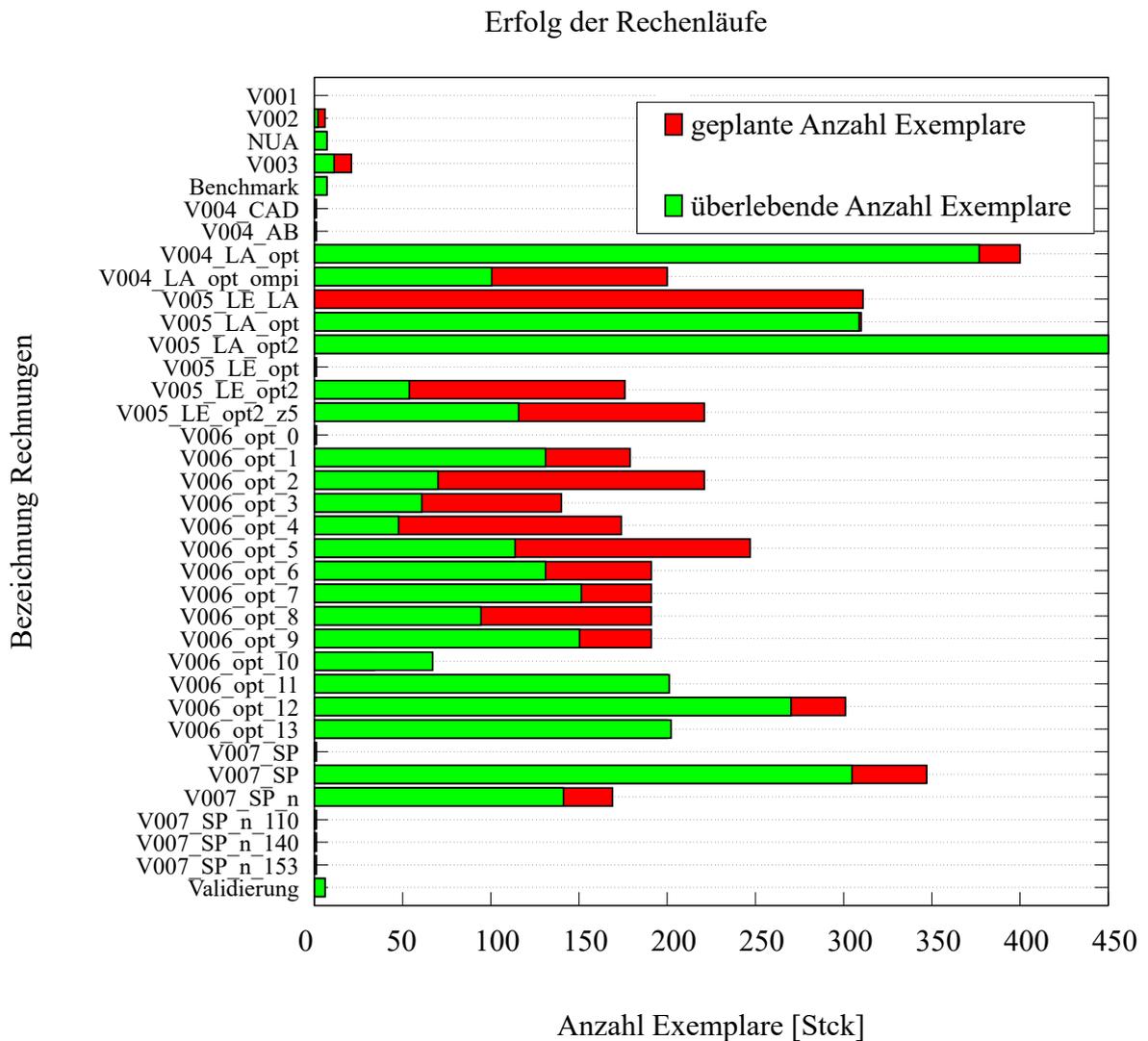


Abbildung 3.28: Statistik des Erfolges aller durchgeführten Rechnungen

### 3 Ergebnisse

Ein weiteres Indiz für die Verlässlichkeit des Optimierungsergebnisses ist die Tatsache, dass in den relevanten Optimierungsläufen immer mehrere Exemplare mit ähnlich guten Eigenschaften in der Nachbarschaft des Optimums gefunden werden (siehe auch Abb. 2.25). Der Optimierer MINAMO stellt, wie bereits erwähnt, die Postprocessing-Methode Self Organizing Map zur Verfügung. Man kann sich diese grafische Darstellung als spezielle Gruppierungsmethode von Exemplaren ähnlicher Eigenschaften vorstellen, um so ein n-dimensionales Problem zweidimensional abbilden zu können. Die Achsen dieser Darstellungsart sind daher auch nicht mit einer Skalierung versehen, da sie keine Aussage beinhalten. Der für die Vertrauenswürdigkeit einer Optimierung notwendige Fakt ist, dass der Ort eines Exemplares beim Wechsel der Bezugsgröße der Self Organizing Map identisch bleibt, wie es in Abb. 3.29 und 3.30 der Fall ist. Diese hier stellvertretend aufgeführten Abbildungen sind diejenigen des letzten Optimierungslaufes V007\_SP\_n. Ein weiteres Indiz für die Vertrauenswürdigkeit sind die nahezu kontinuierlichen Verläufe der aufgetragenen Größen ohne Ausreißer.

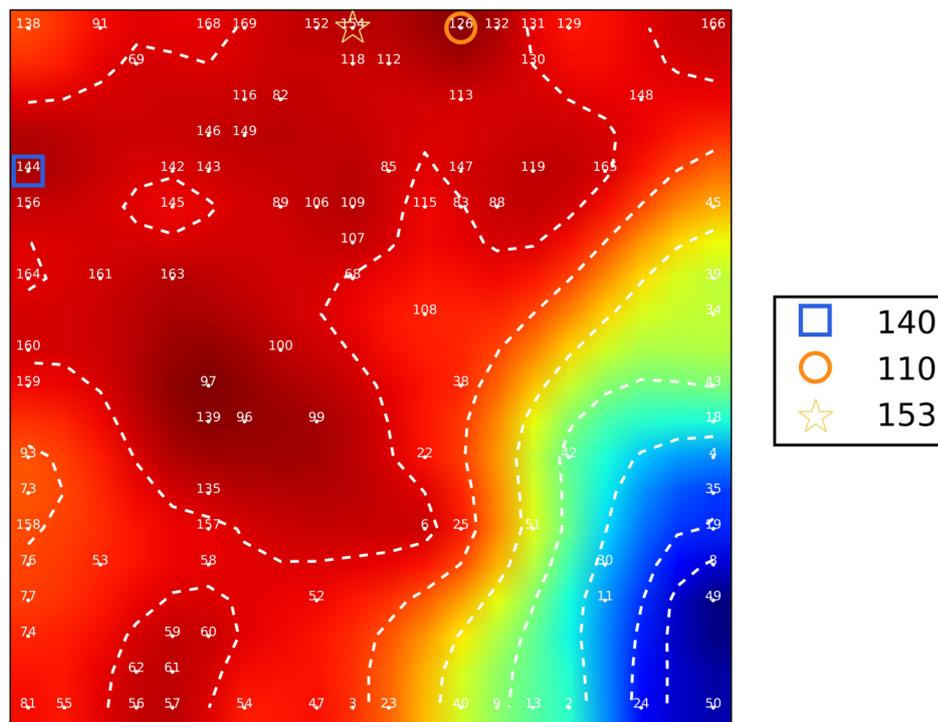


Abbildung 3.29: Self Organizing Map des Wirkungsgrades Optimierungslauf V007\_SP\_n

Addiert man die in Tab. 2.6 aufgeführten und in Abb. 3.28 dargestellten Anzahlen an Rechnungen, ergibt sich, dass von den insgesamt geplanten 5099 Rechnungen 3529 erfolgreich abgeschlossen werden. Dies entspricht einer Erfolgsrate von 69,2 %, welche durchaus als Qualitätsmerkmal des Optimierungsprozesses betrachtet werden kann. Im Zuge der Datenbankge-

## 3.2 Numerische Untersuchungen

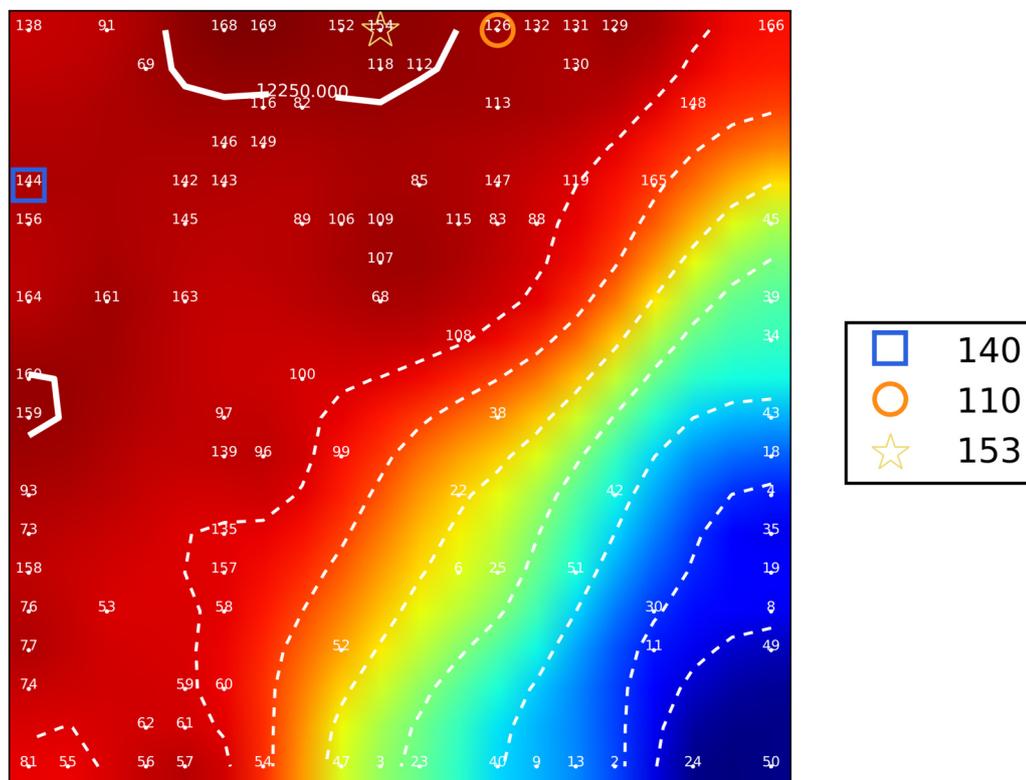


Abbildung 3.30: Self Organizing Map der Totaldruckerhöhung Optimierungslauf V007\_SP\_n

neration für den Optimierungslauf V007\_SP\_n wird die Prozesszeit für ein Exemplar zu 3:10 h bestimmt. Diese Angabe enthält keine Zeitanteile für die Optimierung, sie beinhaltet nur die Schritte Geometriegeneration, Vernetzung, Berechnung und Auswertung. Multipliziert man diese Zeitangabe mit der Anzahl erfolgreicher Rechnungen, ergibt sich alleine daraus eine Rechenzeit von 1,275 Jahren! Dies ist natürlich nicht identisch mit der wirklichen Rechenzeit, welche vom Betrag her größer ist. Diese Abschätzung erlaubt aber anschaulich, den enormen Aufwand des Optimierungsprozesses zu quantifizieren.

### 3.2.7 Validierungsrechnungen

Die Resultate der Validierungsrechnungen sind in Tab. 3.2 aufgeführt.

Auf den ersten Blick fällt einem folgendes Paradoxon auf: liefert die Geometrie 140 im Maßstab 1:1 (Rechnung c1\_11) noch eine Totaldruckerhöhung von 12314 Pa bei einem Wirkungsgrad von 40,95 %, sinkt bei Vergrößerung um den Faktor 2 (Rechnung c3\_21) die Totaldruckerhö-

### 3 Ergebnisse

Tabelle 3.2: Ergebnisse der Validierungsrechnungen im Maßstab 2:1 mit zusätzlichen Ergebnissen im Maßstab 1:1

Bezeichnung Rechnung	Maß- stab	Fluid	Totaldruck- erhöhung $\Delta p_{tot}$ [Pa]	Wirkungs- grad $\eta$ [%]	Axial- kraft $F_{ax}$ [N]	Volumenstrom $Q$ [ $\frac{m^3}{s}$ ]
c1_11	1:1	Blut	12314	40,95	4,95	$Q_{opt} = 8,29 \cdot 10^{-5}$
c2_11	1:1	Blut	6357	28,02	3,06	$Q_{max} = 9,74 \cdot 10^{-5}$
c3_21	2:1	Blut	11510	43,87	19,41	$Q_{opt} = 3,33 \cdot 10^{-4}$
c4_21_w	2:1	Wasser	10736	49,13	19,88	$Q_{opt} = 3,15 \cdot 10^{-4}$
c5_21_max	2:1	Blut	9052	39,51	20,28	$Q_{max} = 4,006 \cdot 10^{-4}$
c6_21_max_w	2:1	Wasser	8010	45,22	20,84	$Q_{max} = 4,231 \cdot 10^{-4}$

hung auf 11510 Pa und der Wirkungsgrad steigt auf 43,87 %. Die geringe Verminderung der Totaldruckerhöhung beträgt ca. -6,5 % (bezogen auf 12314 Pa) und ist durch die mit steigenden Abmessungen, relativ betrachtet, geringere Drosselwirkung der Spalte zu erklären. Wenn die hydraulischen Wirkungsgrade in vergleichbaren Größenordnungen liegen, ist die Förderhöhe, bei gleichbleibendem Fluid und einer Skalierung wie oben beschrieben, größenunabhängig. Dies ist hier offensichtlich nicht mehr der Fall. Die Zunahme des Wirkungsgrades um ca. 2,9 %-Punkte ist der tatsächliche, hauptsächlich auf die vergrößerte Reynoldszahl und die damit niedrigeren Verluste zurückzuführende, Maßstabseffekt. Der Einfluss der Fluidzähigkeit wird sichtbar, wenn man die Rechnungen c3\_21 und c4\_21\_w vergleicht. Die Zähigkeitsverringering entspricht einer Steigerung des Wirkungsgrades um ca. 5,3 %-Punkte! Die damit einhergehende Verringerung der Totaldruckerhöhung von 11510 Pa auf 10736 Pa beträgt ca. 6,7 % (bezogen auf 11510 Pa). Im Allgemeinen steigt die Förderhöhe bei abnehmender Viskosität des Fluides. Das hier gegensätzliche Verhalten kann nur wieder durch den hier ungewöhnlich starken Spalteinfluss erklärt werden. Vergleich man die Differenz der Totaldruckerhöhung bei maximalem Volumenstrom in Abhängigkeit der Zähigkeit (Rechnung c5\_21\_max und Rechnung c6\_21\_max\_w), welche bezogen auf den Wert mit Blut ca. 11,5 % beträgt, wird klar, dass der Zähigkeitseinfluss auch die Form der Kennlinie beeinflusst. Vergleicht man diesen Verlust an Totaldruckerhöhung mit dem Punkt  $Q_{opt}$  (6,7 % Totaldruckverminderung), wird klar, dass die Fluidzähigkeit nicht nur für einen konstanten Versatz der Förderhöhenkennlinie sorgt. Die bei  $Q_{max}$  vorliegende Wirkungsgraddifferenz von ca. 5,71 %-Punkten liegt wiederum sehr nahe an der Wirkungsgraddifferenz bei optimalem Volumenstrom. D. h. die Form der Wirkungs-

gradkennlinie wird von der Fluidzähigkeit wenig beeinflusst. Ein weiteres interessantes Detail ist, dass der Betrag der Axialkraft relativ unabhängig von Fördermedium und Betriebspunkt zu sein scheint. Lediglich im Maßstab 1:1 mit dem Fluid Blut ergibt sich die Tatsache, dass sich die Axialkraft mit zunehmendem Volumenstrom verringert. Dies zeigt auf, dass die pauschale Aussage, die Axialkraft steigere sich mit zunehmendem Volumenstrom, nicht allgemeingültig ist. Es kommt immer auf die Art der Veränderung der Druckverhältnisse in den Radseitenräumen an, welche die Axialkraft hauptsächlich beeinflussen. Für die Untersuchungen im Maßstab 2:1 auf dem Prüfstand soll nun noch die Saugeigenschaft der Pumpe überprüft werden. Der niedrigste, im Rechenraum der Validierungsrechnung `c6_21_max_w` bei maximalem Volumenstrom vorkommende statische Druck beträgt  $p_{s,min} = 81199 \text{ Pa}$  bei einem statischen Druck von  $p_{s,e} = 93537 \text{ Pa}$  am Einlass. Das ergibt eine statische Druckdifferenz von  $\Delta p_s = 12338 \text{ Pa}$ . Setzt man nun den Druck an dem Ort, an welchem der niedrigste statische Druck auftritt, auf den Wert des Dampfdruckes, tritt hier erstmals Kavitation auf (im Weiteren gekennzeichnet durch den Index  $i$ ). Der Dampfdruck von Wasser liegt hier bei  $p_d = 2339 \text{ Pa}$  bei  $t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$  Umgebungstemperatur [vdi06]. Der absolute statische Druck am Saugstutzen ergibt sich damit zu:

$$p_{s,abs} = p_d + \Delta p_s = 2339 \text{ Pa} + 12338 \text{ Pa} = 14677 \text{ Pa} \quad (3.13)$$

Formuliert man nun das von der Pumpe benötigte  $NPSH_{P,i}$  für einsetzende Kavitation, ergibt sich mit Bezugsort Saugstutzen:

$$NPSH_{P,i} = \frac{p_{s,abs} - p_d}{\rho_w g} + z_s + \frac{c_s^2}{2g} \quad (3.14)$$

Die geodätische Höhe  $z_s$  wird hier zu null gesetzt, da die numerischen Rechnungen ohne Schwerkrafteinfluss gerechnet sind. Die Geschwindigkeit im Saugstutzen beläuft sich auf  $c_{1m} = 0,2481 \frac{m}{s}$ . Das ergibt nun:

$$NPSH_{P,i} = \frac{14677 \text{ Pa} - 2339 \text{ Pa}}{1001 \frac{kg}{m^3} \cdot 9,81 \frac{m}{s^2}} + 0 + \frac{0,2481^2 \frac{m^2}{s^2}}{2 \cdot 9,81 \frac{m}{s^2}} = 1,26 \text{ m} \quad (3.15)$$

Betrachtet man das von der Anlage zur Verfügung gestellte  $NPSH_A = 9,2 \text{ m}$  (Gl. 2.49) in Verbindung mit der Forderung für Kavitationsfreiheit  $NPSH_A > NPSH_P$ , wird klar ersichtlich, dass die Pumpe bei Betrieb mit Wasser im Maßstab 2:1 einen mehr als ausreichenden Abstand zur Kavitationsgrenze aufweist.

### 3.3 Experimentelle Untersuchungen

#### 3.3.1 V001 Fluid Wasser

Das auf den ursprünglichen, umgerechneten Auslegungspunkt bezogene Kennfeld der analytisch ausgelegten Geometrie V001 ist in Abb. 3.31 zu sehen. Die verwendeten Messdaten stammen aus Messungen mit dem Fluid Wasser in [UV16]. Das Kennfeld ist mit besonderer Sorgfalt zu interpretieren, da eine starke Glättung notwendig ist, um die verrauschten Daten überhaupt abbilden zu können.

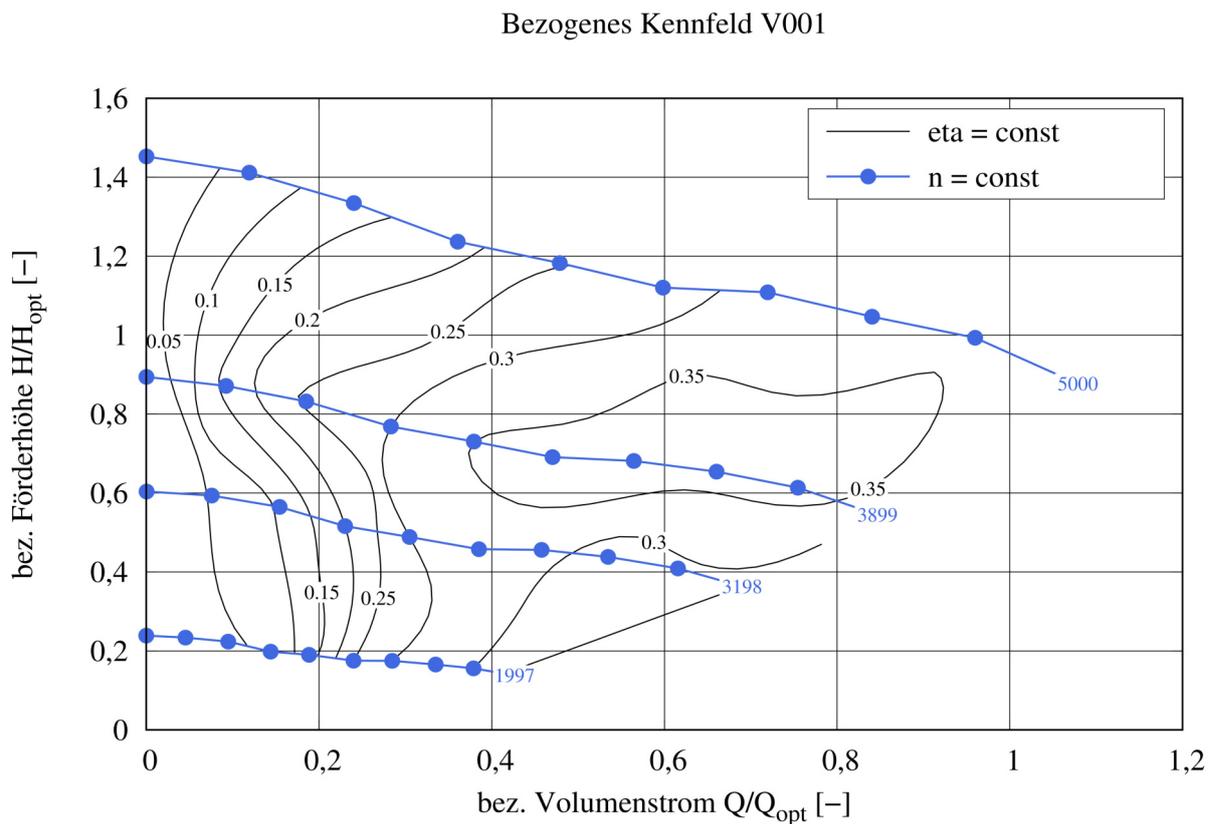


Abbildung 3.31: Auf den ursprünglichen Auslegungspunkt bezogenes, geglättetes Kennfeld der Hydraulik V001, Fluid Wasser, Maßstab 2:1

### 3.3.2 V007\_SP\_n Exemplar 140 Fluid Wasser

Die Abb. 3.32 zeigt das Kennfeld der Hydraulik V007\_SP\_n Exemplar 140, gemessen mit dem Fluid Wasser. Da es hier lediglich zu Vergleichszwecken mit dem Kennfeld der Hydraulik V001 und zur Darstellung der Validierungspunkte aufgeführt wird, wird auf eine vollständige Darstellung des Kennfeldes verzichtet. Es sind hier lediglich die Messpunkte aufgeführt, die ohne den aufwändigen Einsatz der Hilfspumpe des Prüfstandes messbar sind. Hin zu größeren Volumenströmen ist die Diagonalpumpe nicht mehr in der Lage, die zur Überwindung der Verluste in der Messstrecke notwendige Förderarbeit zu liefern. Daher werden für diese Messpunkte die Verluste im Kreislauf durch den Einsatz der seriell installierten Hilfspumpe lediglich verringert. Der zeitliche Aufwand zur Erzielung eines stationären Betriebspunktes wächst durch dieses Verfahren allerdings erheblich. Die zur Validierung relevanten Werte sind in Tab. 3.3 aufgeführt.

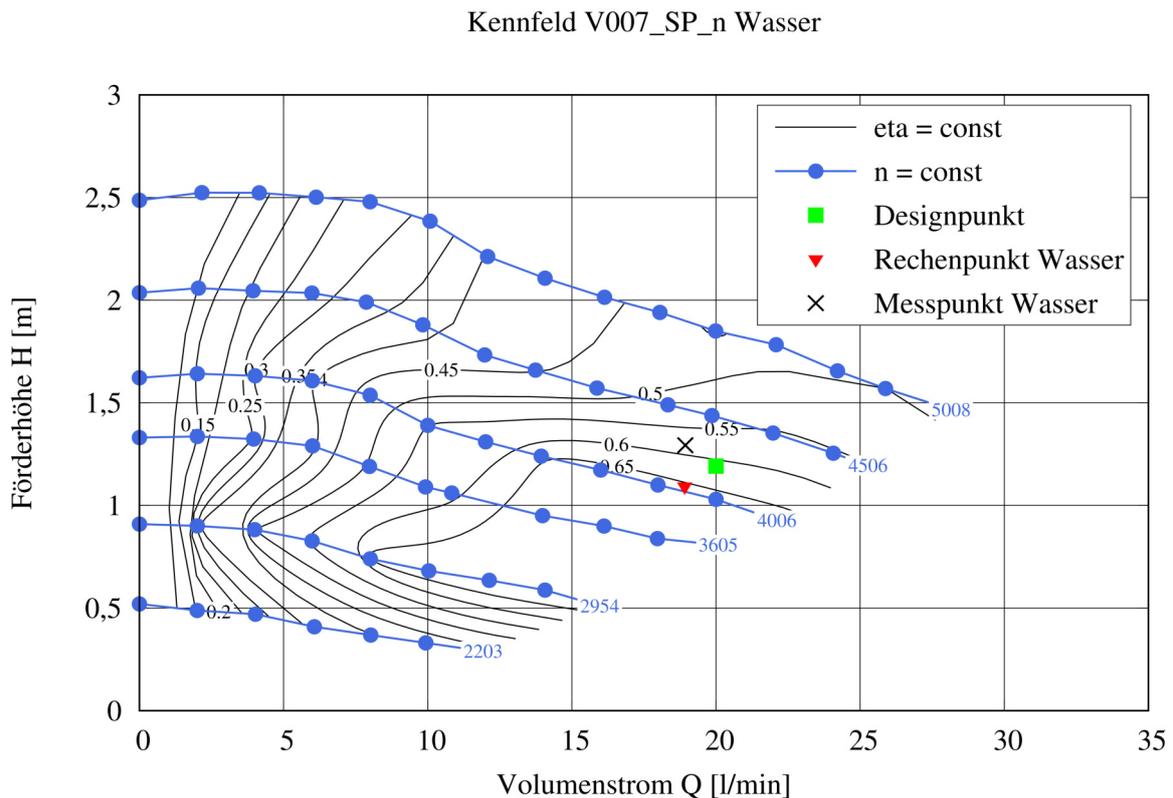


Abbildung 3.32: Kennfeld der Hydraulik V007\_SP\_n Exemplar 140, Fluid Wasser, Maßstab 2:1

Tabelle 3.3: Werte zur Validierung Fluid Wasser

	Volumenstrom	Förderhöhe	Wirkungsgrad	Drehzahl
	$Q [\frac{l}{min}]$	$H [m]$	$\eta [-]$	$n [\frac{1}{min}]$
Rechnung	18,915	1,0933	0,4913	4390
Messung	18,934	1,293	0,5768	4390
Differenz	-0,019	-0,1997	-0,0855	0
Differenz %	-0,10	-18,27	-17,40	0,00

### 3.3.3 V007\_SP\_n Exemplar 140 Fluid Modellblut

Die Abb. 3.33 zeigt das Kennfeld der Hydraulik V007\_SP\_n Exemplar 140, gemessen mit dem Fluid Modellblut. Das Kennfeld wird hier hin zu größeren Volumenströmen erweitert, um eine zuverlässige Beurteilung der Optimalpunktlage treffen zu können. In Tab. 3.4 sind die für die Validierung relevanten Werte aufgeführt.

Tabelle 3.4: Werte zur Validierung Fluid Modellblut

	Volumenstrom	Förderhöhe	Wirkungsgrad	Drehzahl
	$Q [\frac{l}{min}]$	$H [m]$	$\eta [-]$	$n [\frac{1}{min}]$
Design	20,0	1,1914		4390
Rechnung	19,995	1,11	0,4387	4390
Messung	19,962	1,210	0,4289	4391
Differenz R-M	0,033	-0,1	0,0098	-1
Differenz %	0,17	-9,01	2,23	-0,02

Ein wichtiger Punkt ist der Durchströmwiderstand der Pumpe im zentrifugalen Turbinenbetrieb, insbesondere in Bezug auf den geplanten Einbauort in der Aorta ascendens. Die Abb. 3.34 zeigt die Resultate dieser beiden Messreihen mit Modellblut. Alle Messwerte sind einmal bei steigendem und einmal bei fallendem Volumenstrom gemessen und durch eine Regressionskurve approximiert, um reibungsbedingte Hystereseeffekte zu berücksichtigen. Der Durchströmwiderstand im Optimalpunkt bei einem Volumenstrom von  $Q = 20 \frac{l}{min}$  und blockierter Welle beträgt 87,0 %, bei frei drehender Welle 62,8 % von  $H_{opt} = 1,210 m$ . Bei einem Volumenstrom von

### 3.3 Experimentelle Untersuchungen

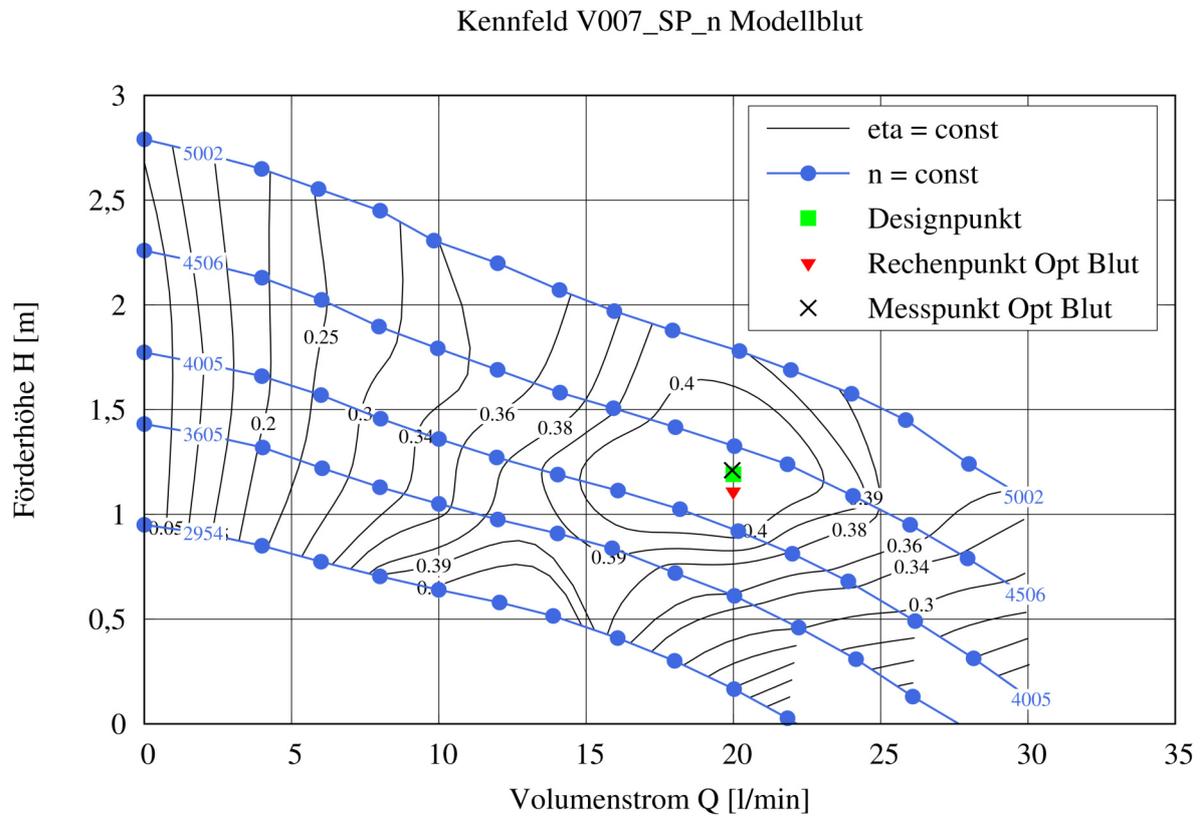


Abbildung 3.33: Kennfeld der Hydraulik V007\_SP\_n Exemplar 140, Fluid Modellblut, Maßstab 2:1

$Q = 0,5 Q_{opt} = 10 \frac{l}{min}$ , was im Maßstab 1:1 einem Volumenstrom von  $Q = 2,5 \frac{l}{min}$  entspricht, reduziert sich der Durchströmwiderstand bei blockierter Welle auf 25,2 %, bei frei drehender Welle auf 25,6 %.

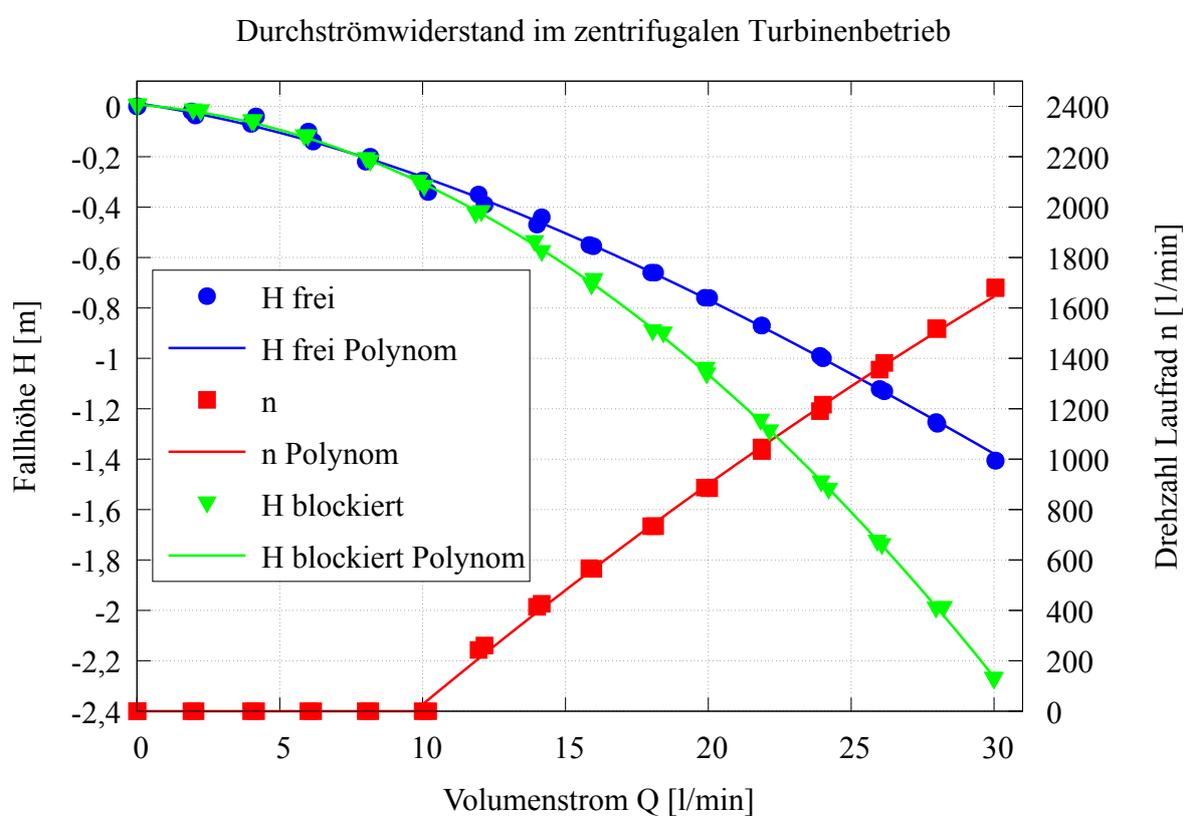


Abbildung 3.34: Durchströmwiderstand im zentrifugalen Turbinenbetrieb der Hydraulik V007\_SP\_n Exemplar 140, Fluid Modellblut, Maßstab 2:1

---

# Kapitel 4: Diskussion

## 4.1 Analytische Auslegung

Die Wahl des optimalen Betriebspunktes in Kapitel 2.2.3 ist von entscheidender Wichtigkeit für den weiteren Verlauf der Auslegung. Wie die Lage des Optimalpunktes im Kennfeld (siehe Kapitel 3.3.3) beweist, sind die Annahmen, die zu der getroffenen Wahl führen, gerechtfertigt. Die Wahl der spezifischen Drehzahl in Kapitel 2.2.4 wird von den geometrischen Randbedingungen diktiert, die im weiteren Verlauf der Optimierung ebenso die Anpassungen der Drehzahl erfordern, da eine Vergrößerung der geometrischen Abmessungen hier ausgeschlossen ist. Bemerkenswert ist, dass, wie in Kapitel 4.2.5 erläutert wird, die spezifische Drehzahl der optimierten Geometrie nahezu identisch mit der initial gewählten ist. Dies rechtfertigt die während des Optimierungsprozesses getroffene Entscheidung, die geometrischen Grundabmessungen beizubehalten und die Betriebspunktänderungen über die Drehzahlveränderung zu berücksichtigen. Die Philosophie, die analytische Auslegung als Startpunkt der Optimierung anzusehen und daher auf eine aufwändigere Auslegungsmethodik zu verzichten, ist angesichts der Ergebnisse als zutreffend zu bezeichnen. Die Details der Automatisierung in Abhängigkeit der spezifischen Drehzahl der vorgestellten Auslegungssystematik sind in [Nat16] beschrieben. Es ist damit gelungen, ein Werkzeug zur schnellen Entwicklung von Diagonalpumpenhydrauliken zu schaffen, welches auch für weitere Auslegungen abweichender spezifischer Drehzahlen genutzt werden kann. Es eignet sich aufgrund der in Kapitel 2.2.5.7 erwähnten Beschränkungen der analytischen Auslegung hauptsächlich zur Erzeugung eines guten Startpunktes für eine Geometrieoptimierung. Schon eine erste Abschätzung der Saugeigenschaften zeigt die große Reserve derselben an.

## 4.2 Numerische Untersuchungen

### 4.2.1 Netzunabhängigkeitsstudie

Das Resultat der Netzunabhängigkeitsstudie ist das für die weiteren Berechnungen nahezu unverändert verwendete Netz. Der Bereich der Netzunabhängigkeit wird mit einer verhältnismäßig hohen Knotenzahl von ca. 5 Mio erreicht, ein Resultat der bei laminarer Strömung notwendigen

feinen Auflösung der Grenzschicht (siehe [SG97]). Hier kann ein guter Kompromiss zwischen einer geringen Rechenzeit und einem niedrigen Speicherplatzbedarf gegenüber der für die Genauigkeit der Ergebnisse geforderten Gitterfeinheit gefunden werden.

### 4.2.2 Benchmark

Dank des Benchmarks kann die mit der vorhandenen Soft- und Hardware realisierbare optimale Konfiguration der Rechenmaschinen gewählt werden. Die gewählte verteilt parallele Rechenweise in Kombination mit der vollständigen Auslastung aller Rechenkerne ergibt das Ziel einer möglichst geringen Rechenzeit pro Berechnungsfall.

### 4.2.3 Zulauf- und Ablaufgeometrie

Ein interessantes Detail offenbart sich bei dem Vergleich der Optimierungserfolge mit der Optimierungsstrategie für den Zu- und Ablauf. Die Geometrie des Zulaufes wird erst im dritten Optimierungsschritt strömungsgünstig neuentworfen, die Verringerung des Totaldruckverlustes durch den Neuentwurf ist marginal. Der Totaldruckverlust konvergiert bei den höheren Optimierungsschritten geometrieunabhängig gegen einen nahezu konstanten Grenzwert. Dieser Effekt wird sicherlich auch durch die Tatsache begünstigt, dass es sich hier um eine prinzipbedingt relativ verlustarme Düsenströmung handelt. Betrachtet man den Optimierungsverlauf des Ablaufes (Abb. 3.8), zeigt sich der Einfluss des Neuentwurfes drastischer, aber auch noch ein, wenn auch geringes, Optimierungspotential zwischen den Optimierungsschritten eins und vier. Dass der Absolutwert des Totaldruckverlustes im Ablauf geringer ausfällt als im Zulauf, erscheint bei erster Betrachtung unphysikalisch, da im Ablauf eine verlustträchtigere Diffusorströmung vorliegt. Zieht man allerdings in Betracht, dass ein Teil der Verzögerung bereits in der Pumpenhydraulik stattfindet, reduziert sich der Betrag der im Diffusor notwendigen Umwandlung von Geschwindigkeits- in Druckenergie. Einflüsse aus der vermutlich unterschiedlichen Qualität der Optimierung von Zulauf und Ablauf sind in diesen Überlegungen nicht berücksichtigt.

Die Ergebnisse der Optimierung der Zulauf- und Ablaufgeometrie stellen deren Totaldruckverlust als Eingangsgröße für die Berechnung der erforderlichen Förderhöhe der Pumpe dar. Diese zusätzlichen Verluste sind, da die erzeugenden Strukturen integrale Bestandteile der Pumpe darstellen, üblicherweise der Pumpe zuzuschlagen (siehe [Gül13]). Die damit einhergehende Vergrößerung der geforderten Förderhöhe wird durch die erste Drehzahlerhöhung dergestalt

kompensiert, so dass eleganterweise keine geometrischen Änderungen notwendig sind. Wenn auch die Resultate der manuellen Optimierung vielversprechend aussehen, kann nicht beansprucht werden, dass die erzielten Ergebnisse globale Minima darstellen.

### 4.2.4 Optimierungsstrategie und -abfolge

Die Optimierungsstrategie ist die einer Wirkungsgradmaximierung bei gleichzeitigem Erreichen des geforderten Betriebspunktes. Nach der Feststellung der Lauffähigkeit und der Richtigkeit der gewählten Einstellungen des numerischen Modells und der Prozesskette lassen sich diese Ziele durch eine geeignete Optimierungsabfolge erreichen. Dass der initiale Versuch, Lauf- und Leitrad gemeinsam zu optimieren, fehlschlägt (Optimierungslauf V005\_LE\_LA), ist als ein Rückschlag zu Werten. Der Umweg über die anschließende Einzeloptimierung von Lauf- und Leitrad führt allerdings zu dem für die Stabilität der Prozesskette positiven Effekt, dass beide Komponenten etwas näher zu ihrem Punkt besten Wirkungsgrades gelangen und damit ein besseres Konvergenzverhalten aufweisen (siehe auch [Thu07]). Aufgrund der Limitierungen dieser Vorgehensweise wird daher die gesamte hydraulische Kontur mit Hilfe der neuen, skriptgesteuerten Koppelung weiter optimiert. Diese Vorgehensweise, welche die vorhandene Prozesskette perfekt erweitert, führt im weiteren Verlauf der Optimierungsabfolge schliesslich zu mehreren Optima. Unter anderem die währenddessen angewendeten Konvergenzstabilisierungstechniken wie gleiche Periodizität im Lauf- wie Leitrad und eine verbesserte parametrische Geometriebeschreibung führen, wie in Abb. 3.28 gut zu erkennen ist, zu einer Stabilisierung der Prozesskette und einem höheren Anteil erfolgreicher Rechnungen an der Gesamtzahl der Rechenfälle. Ein wichtiger Punkt ist die stetige Erweiterung der nicht restriktierten Parametergrenzen, so dass eine gute Abtastung des Parameterraumes erreicht werden kann. Die irrtümliche Annahme, dass die automatisierte parametrische Geometriebeschreibung einen stetigen Verlauf der Schaufeloberfläche durch einen Querabgleich der 5 Strombahnen erzielen kann, resultiert in einem Optimierungsverlauf, dessen Erfolg zumindest als fragwürdig zu bezeichnen ist. Die weiteren Optimierungsläufe auf nur noch 3 Strombahnen sind zielführend, während gleichzeitig die Anzahl der Parameter reduziert werden kann. Der Einsatz des Optimierers MINAMO anstelle von DESO bringt die Ergebnisse der Optimierung auf eine neue Qualitätsstufe, die Leistungsfähigkeit des Ersteren ist in Abb. 2.20 eindrucksvoll unter Beweis gestellt. Die verlangte Förderhöhe wird sehr gut getroffen, der Wirkungsgrad pendelt sich auf einem hohen Niveau ein. Im Laufe der sich anschließenden 4 Optimierungsläufe wird wieder sichergestellt, dass alle freien Parametergrenzen nicht verletzt werden. Aus dem besten Exemplar des Laufes V006\_opt\_13 wird ein neues Geometriemodell gewonnen, welches die

Radseitenräume beinhaltet. Der Umstand, dass in einer Optimierungsrechnung die Radseitenräume ausmodelliert an der Berechnung teilnehmen, ist als aussergewöhnlich zu bezeichnen. Im Interesse der Rechenzeit- und Speicherplatzersparnis und auch der aufwändigen Vernetzung wird darauf üblicherweise verzichtet. Wie anhand der weiter hinten ermittelten extremen Werte der Spaltvolumenströme gut sichtbar wird, kann für diese spezielle Geometrie der Einfluss derselben unmöglich vernachlässigt werden. Ebenso wird der Einfluss der relativen Spaltweite auf die Radseitenreibung, deren hoher Betrag schon in [Dec19] erkannt wird, adäquat berücksichtigt. Der Preis für die korrekte Berücksichtigung der Einflüsse aus der Durchströmung der Spalte ist eine Steigerung der Knotenzahl des Netzes um ca. 55 %! Dass die Merdidankontur programmbedingt fixiert werden muss, um die Interfaces zwischen ihr und den Spalten definieren zu können, ist sicher als ein Manko zu betrachten, dessen hauptsächlicher Einfluss sich aber nur auf die Durchströmung des Laufrades erstreckt, da nur hier der Volumenstrom um den Betrag des saugseitigen Spaltvolumenstromes nennenswert vergrößert wird. Der Effekt, dass der Volumenstrom im Leitrad aufgrund des druckseitigen Spaltvolumenstromes niedriger liegt, ist als wesentlich weniger relevant zu betrachten, da hier der Betrag des Spaltvolumenstromes wesentlich niedriger ist. Der für diese Pumpe gravierende Einfluss der Spaltströmungen auf die Totaldruckerhöhung und den Wirkungsgrad ist in Kapitel 2.3.7 zahlenmäßig aufgezeigt. Die Geometrie ist unter den vorliegenden Randbedingungen nicht mehr in der Lage, die geforderte Totaldruckerhöhung trotz Fortführung der Optimierung zu erbringen. Die einzige Lösung, welche unter Beibehaltung der bisher entwickelten Geometrie möglich ist, bedeutet eine weitere Drehzahlerhöhung. Der verwendete Ansatz, die notwendige höhere Drehzahl mit Hilfe der Affinitätsgesetze zu überschlagen, ist physikalisch nicht korrekt. Es findet dadurch auch eine hier unerwünschte Betriebspunktsverschiebung des Optimalpunktes hin zu höheren Volumenströmen statt. Diese lässt sich allerdings im darauffolgenden Optimierungslauf eliminieren. Das Ergebnis der Anwendung der Affinitätsgesetze zur Ermittlung der neuen Drehzahl bestätigt die Vorgehensweise: schon im ersten Rechenfall wird die geforderte Totaldruckerhöhung erreicht. Die händische Überprüfung und Bewertung der drei besten Exemplare steht in Übereinkunft mit den Regeln der guten Praxis (siehe auch [Num19]). Der automatische Optimierer entscheidet nur anhand von diskreten Zahlenwerten, der menschliche Designer ist in der Lage, weitaus mehr Informationen in die Entscheidung mit einfließen zu lassen, welches als das beste Exemplar zu betrachten ist. Ein Punkt, der das Vertrauen in die Optimierungsergebnisse stärkt, ist die Tatsache, dass sowohl die Ergebnisse als auch die geometrischen Ähnlichkeiten der drei besten Exemplare sehr nahe beieinander liegen. Die Resultate des gewählten besten Exemplares sind das Erreichen des geforderten Betriebspunktes und ein Wirkungsgrad, der angesichts der geringen Größe der Maschine und des zäheren Fluides als hoch zu bewerten ist (siehe auch

statistische Angaben zum erreichbaren Wirkungsgrad in [Gül13]).

### 4.2.5 Geometrische Untersuchungen

Trotz der Konstruktion der beiden Versionen V007\_SP\_n und V004\_AB auf unterschiedlichen Flutbahnen lassen sich die Ergebnisse des Geometrievergleiches gut vergleichen. Auffallend ist die im Grundriss stark geschwungene Eintrittskante des Laufrades V007\_SP\_n, eine Konstruktion, wie sie in [Gül13] als typisch für Maschinen mit sehr guten Saugeigenschaften erwähnt wird. Interessanterweise wird die Saugfähigkeit in der Optimierung als Randbedingung niemals definiert, ebensowenig wie ein möglichst hoher Druck im Kanalbereich vor der Eintrittskante. Dies lässt im Umkehrschluss die Interpretation zu, dass diese Form auch ein Resultat der Wirkungsgradoptimierung sein kann, zumal sie auch an der Austrittskante des Leitrades in ähnlicher Form auftritt. Ein Beweis der Qualität der Optimierung ist die Tatsache, dass der Verlauf der Schaufelmetallwinkelverteilung über die Profillängflänge für das Exemplar V007\_SP\_n nahezu vollständig den Anforderungen aus [Gül13] und [Lep06] entspricht, obwohl der Optimierer diese Anforderungen nicht kennt und nur wenige Parameter bei der Definition der Winkelverläufe begrenzt sind. Zu den in Kapitel 3.2.4 verglichenen Geometrien der Exemplare lässt sich sagen, dass sich beide von der Topologie her recht ähnlich sind, im Detail aber entscheidend verbessert sind. Dies kann als Hinweis dahingehend interpretiert werden, dass die Verwendung der auf Basis industrieller Forschung gewonnenen Statistik für Großpumpen auch für diesen speziellen Anwendungsfall gerechtfertigt ist und lediglich der Optimierungsaufwand hier höher ist. Die Tatsache, dass sich für die Gehäusemeridiankontur im Verlauf der Optimierung eine Form herausbildet, welche in [Ber80] als typisch für industriell genutzte Großpumpen zu finden ist, beweist die Mächtigkeit des Werkzeuges der automatischen Geometrieoptimierung, dieselbe Lösung unabhängig zu finden. Natürlich rechtfertigt ein solches Verhalten des Optimierers auch das in das Verfahren gesetzte Vertrauen. Ein interessanter Aspekt ist ebenfalls, dass sich die spezifische Drehzahl des Exemplars V007\_SP\_n zu  $n_q = 70,28 \frac{1}{min}$  ergibt, sie ist damit im Vergleich zur analytischen Auslegung mit  $n_q = 71,57 \frac{1}{min}$  nur geringfügig kleiner geworden.

### 4.2.6 Automatisierte numerische Optimierung

Aus den Ergebnissen der numerischen Optimierung (Kapitel 3.2.5) lässt sich ableiten, dass das Exemplar V007\_SP\_n nicht nur die Anforderungen erfüllt, sondern auch die günstigeren hydraulischen Eigenschaften aufweist. Die Druckverteilungen weisen nahezu den gewünschten

Verlauf nach [Gül13] auf, insbesondere das Leitschaufelprofil ist über die gesamte Lauflänge belastet. Das Auftreten leichter Saugspitzen an der Druckseite der Eintrittskante des Leitrades des optimierten Profils lässt sich mit dem optimalen Inzidenzwinkel, der Tatsache, dass ein Profil seinen besten Wirkungsgrad nicht bei stossfreier Anströmung hat, erklären. Ein gewisser wünschenswerter Betrag an Restdrall ist nach dem Austritt aus dem Leitrad erkennbar (siehe [Lep06]). Die Resultate der Spaltdurchströmung zeigen eindrücklich den großen Einfluss insbesondere des saugseitigen Spaltes auf die Hauptströmung innerhalb der Maschine, was auch am Verlauf des Totaldruckes (siehe auch Abb. 3.24) im Laufrad deutlich wird. Die für Spaltströmungen typischen Strömungsformen, das Abdrängen der Strömung in Abhängigkeit der Durchströmrichtung auf eine Wandseite, bedingt durch den Energieeintrag der drehenden Wand, werden sehr gut erfasst. Die in Kapitel 3.2.5 ermittelten Beträge der Spaltvolumenströme erklären auf eindrückliche Weise den Einbruch der Totaldruckerhöhung und des Wirkungsgrades bei Einführung der Spalte in das Rechenmodell.

Der Einfluss des saugseitigen Spaltvolumenstromes auf die Geschwindigkeitsfelder erklärt auch die vom Ideal abweichende Meridiangeschwindigkeitsverteilung im Laufrad zufriedenstellend (siehe auch Abb. 3.24 und 3.25). Die Überprüfung der Meridian- und Tangentialgeschwindigkeiten an den Ein- und Austrittskanten von Leit- und Laufrad ergibt zufriedenstellende Ergebnisse, welche im Großen und Ganzen mit den Empfehlungen (siehe auch [Lep06] und [Thu07]) übereinstimmen. Das Exemplar V007\_SP\_n bildet die gewünschte Form der Verläufe erkennbar besser als das Exemplar V004\_AB ab.

Die Nachrechnung des erzielten hydraulischen Wirkungsgrades ergibt die nicht unerhebliche Differenz von über 13 %-Punkten zu der Annahme  $\eta_{hyd} = 0,77$  und erklärt zumindest teilweise das Förderhöhendefizit, welches bei der analytisch ausgelegten Version auftritt. Der von [Ape02] genannte Wert von  $\eta_{hyd} = 0,75$  liegt zwar nahe dem ursprünglich für die Auslegung angenommenen Wert, kann hier aber aufgrund der dort wesentlich höheren spezifischen Drehzahl nicht als repräsentativ angesehen werden. Die Unsicherheit bezüglich des Einflusses der Größenabhängigkeit des hydraulischen Wirkungsgrades sowie die erhöhte Fluidzähigkeit liefern eine plausible Erklärung für den initial überschätzten Wert (siehe auch Kapitel 2.2.5.3). Ebenso liefert die Wirkungsgraddifferenz eine Begründung für die bei V007\_SP\_n größeren Schaufelmetallwinkel am Austritt (siehe Abb. 3.15).

Die Nachrechnung des Abströmbeiwertes ergibt eine Differenz von 15,3 % bezogen auf den ursprünglich berechneten Wert von  $\gamma = 0,85886$ . Auch mit dieser Tatsache lässt sich ein Teil des Förderhöhendefizits erklären. Es ist zu berücksichtigen, dass hier mit der Stromfadentheorie versucht wird, ein hochgradig dreidimensionales Problem eindimensional darzustellen, wie

schon Pfeleiderer in [Pfl61] feststellt. Gülich erwähnt in [Gül13] mehrfach, dass die statistische Ermittlung des Abströmbeiwertes, und wegen dessen direktem Einfluss auf die Förderhöhe auch der Wert derselben, unsicher ist. Er gibt eine 95 %-Vertrauensgrenze von ca.  $\pm 8\%$  an, was die hier vorliegenden Verhältnisse gut abbildet. Direkt vergleichbar ist der hier ermittelte Wert mit dem Wert aus der analytischen Auslegung in keinem Fall, da es sich um zwei unterschiedliche Geometrien handelt.

Der Abstand zur Kavitationsgrenze ist mehr als ausreichend, die Forderung  $NPSH_A > NPSH_P$  ist mit  $NPSH_{P,i} = 1,0347\text{ m}$  erfüllt (vergl. Ergebnis Gl. 2.49). Vergleicht man das Resultat mit dem Ergebnis aus Kapitel 2.3.8 (Maßstab 2:1, Wasser), zeigt sich, dass die Pumpe im Maßstab 1:1 mit dem Fluid Blut ein geringeres  $NPSH_{P,i}$  aufweist. Es scheint, dass hier der Einfluss des Maßstabes über den Zähigkeitseinfluss überwiegt, da sich allgemein mit steigender Zähigkeit des Fluides die Saugeigenschaften der Pumpe verschlechtern.

### 4.2.7 Optimierungsprozess

Der mit zunehmender Anzahl an Optimierungsreihen steigende Anteil an erfolgreichen Exemplaren (siehe auch Abb. 3.28) weist einerseits auf eine gesteigerte Qualität der Modelle und eine stabilere Prozesskette hin, lässt aber andererseits auch eine größere Verlässlichkeit des Optimierungsprozesses erwarten. Die vom Optimierer MINAMO bereitgestellten Self Organizing Maps bestätigen die Vertrauenswürdigkeit der Ergebnisse. Die im Kapitel 3.2.6 überschlägig ermittelte Rechenzeit des gesamten Optimierungsprozesses zeigt eindrucksvoll, wie die für dieses spezielle Problem nicht existierende Optimierungserfahrung und das Fehlen statistischer Angaben für die Dimensionierung durch eine automatisierte Optimierung zumindest teilweise ersetzt werden kann. Die Resultate des Optimierungsprozesses zeigen trotz des gewaltigen Aufwandes eine sehr gute Möglichkeit auf, von einem vom Optimalpunkt entfernten Startpunkt zu einer optimalen hydraulischen Geometrie zu gelangen, die die gestellten Anforderungen erfüllt.

### 4.2.8 Validierungsrechnungen

Die Validierungsrechnungen ergeben die für den Vergleich mit den experimentellen Untersuchungen verwendeten Werte für Wirkungsgrad und Förderhöhe.

Der Umstand, dass für die Validierungsrechnungen aufgrund des als Folge der Größenänderung auftretenden turbulenten Strömungsregimes ein darauf angepasstes neues Netz erforder-

lich wird, bedeutet eine gewisse Unsicherheit bezüglich der Vergleichbarkeit der Ergebnisse. Hinzu kommen Skalierungseffekte hinsichtlich eines höheren Wirkungsgrades aufgrund der größeren Reynoldszahl und die auftretenden Betriebspunktsverschiebungen (siehe Kapitel 3.2.7). Diese, die Vergleichbarkeit beeinflussenden Unsicherheiten, müssen in Kauf genommen werden, da eine experimentelle Validierung im Maßstab 1:1 unter Erfassung des Laufraddrehmomentes im Rahmen dieses Projektes aufgrund des immensen Mehraufwandes als nicht realisierbar angesehen werden kann (siehe Kapitel 2.3.8). Dass diese Unsicherheiten durch die oben beschriebenen Einflüsse in einem beherrschbaren Rahmen liegen, beweisen die guten Übereinstimmungen der numerischen mit den experimentellen Ergebnissen für den Maßstab 1:1 und das Fluid Modellblut aus Kapitel 3.3.3. Einen positiven Einfluss auf die Höhe der Unsicherheit dürfte die Tatsache haben, dass die Optimierung stets im Maßstab 1:1 erfolgt und somit die Skalierungs- und Betriebspunktsverschiebungseffekte nur die Resultate der Validierung betreffen, nicht aber die der Originalgröße. Die Ergebnisse der Saugeigenschaften des Modells im Maßstab 2:1 (siehe Kapitel 3.2.7) waren erwartbar und sind unauffällig. Der Abstand zur Kavitationsgrenze ist mehr als ausreichend.

### 4.3 Experimentelle Untersuchung

#### 4.3.1 Kritische Betrachtung des Prüfstandsbaues

Die mediengeschmierte Doppellagerung bewährt sich während der Versuchsreihen. Das Reibmoment beträgt nun nur noch ca.  $\frac{1}{10}$  des gemessenen Drehmomentes. Lediglich eine leichte Abhängigkeit des Reibmomentes vom Systemdruck im Prüfkreislauf lässt sich feststellen. Diese ist mit Sicherheit auf die vom Systemdruck abhängige Axialkraft auf die beiden Axiallagerungen zurückzuführen. In Verbindung mit einem Slip-Stick-Effekt in der gleitgelagerten Axiallagerung ergibt sich daraus, dass die Reibmomentmessung eine längere Zeitspanne benötigt, bis sich ein stationärer Messwert eingestellt hat. Mit einem während der Versuchsreihen möglichst niedrigen Systemdruck ist dies ein beherrschbares Problem. Der Verlust an Fluid durch die nicht abgedichtete Doppellagerung ist erstaunlich niedrig, für das Fluid Modellblut beträgt er ca. 3 l für die gesamten Messreihen.

Ein permanentes Problem zeigt sich an der Drehmomentmesswelle: eine Dämpfung des Messsignals ist geräteseitig nicht realisierbar, dies führt zu einem stark schwankenden Messsignal. Inwieweit die nicht zu beeinflussende, stochastisch verteilte, permanente Regelabweichung der

Drehzahl des Antriebsmotors hier mit hineinspielt, ist schwer zu beurteilen. Eventuell wäre für den zukünftigen Betrieb des Prüfstandes der Ersatz des BLDC-Motors durch einen mit größerer Laufruhe und günstigeren Regeleigenschaften vorteilhaft. Ebenso begrenzt der vorhandene Motor die Kennfeldmessung hin zu hohen Förderhöhen bei hohen Drehzahlen, da hier die Motorleistung nicht ausreicht. Die untere Kennfeldgrenze, also hin zu kleinen Förderhöhen und niedrigen Drehzahlen, wird durch die hier zunehmende Messungengenauigkeit limitiert.

Das Entlüften des Prüfstandes erweist sich insbesondere mit dem zäheren Fluid Modellblut als sehr zeitaufwändig, ist aber in Verbindung mit einer neuen Spülvorrichtung beherrschbar. Ein möglichst luftfreies Fluid ist unabdingbar, um aufgrund von Blasen in den Druckmessleitungen fehlerhafte Druckmessungen vermeiden zu können.

#### 4.3.2 V001 Fluid Wasser

Das im Kapitel 3.3.1 gezeigte Kennfeld ist, wie dort bereits erwähnt, mit besonderer Sorgfalt zu interpretieren, da eine starke manuelle wie numerische Glättung notwendig ist, um die bezüglich des Wirkungsgrades stark verrauschten Daten abbilden zu können. Als ursächlich hierfür wird die ursprüngliche, ungenügende Drehmomenterfassung angesehen. Die Linien konstanter Drehzahl sind davon nicht betroffen, deren monoton fallender Verlauf entspricht dem gewünschten Verhalten, das eindeutige Betriebspunkte ermöglicht. Die vermutliche Lage des Optimalpunktes lässt sich ungefähr zu  $Q/Q_{opt} = 0,65$  und  $H/H_{opt} = 0,75$  bestimmen. Das heißt, die Lage des Optimalpunktes der Geometrie V001 liegt bei einem Volumenstrom, der kleiner als der Auslegungsvolumenstrom ist und bei einer Förderhöhe, die kleiner als die geforderte Förderhöhe ist. Dies korrespondiert zumindest bezüglich der Förderhöhe mit dem numerischen Ergebnis für die Totaldruckerhöhung des Exemplars V004\_CAD (siehe Tab. 2.6), welches nahezu die hier vermessene Geometrie darstellt. Eine eventuell aufgrund der Skalierung oder des Fluides auftretende Betriebspunktverschiebung lässt sich hier nicht quantifizieren, dazu fehlen experimentelle Vergleichsdaten im Maßstab 1:1.

#### 4.3.3 V007\_SP\_n Exemplar 140 Fluid Wasser

Das in Kapitel 3.3.2 vorgestellte Kennfeld zeigt, dass sich der Optimalpunkt ungefähr im Bereich des geplanten optimalen Volumenstromes von  $Q_{opt} = 20 \frac{l}{min}$  befindet, allerdings liegt die gemessene optimale Förderhöhe unterhalb des Designpunktes. Diese Kennfeldverschiebung ist

mit Sicherheit auf den Zähigkeitseinfluss aufgrund des Fluides Wasser zurückzuführen, da sie bei dem Fluid Modellblut nicht auftritt (vergl. Abb. 3.33). Auffällig ist auch, dass die Kennlinien konstanter Drehzahl hin zu  $Q = 0$  einen instabilen Verlauf aufweisen, d. h. es treten für einen Wert der Förderhöhe zwei mögliche Volumenströme auf. Dies ist ein unerwünschtes Resultat, da insbesondere beim Hochfahren einer Pumpe dieses instabile Betriebsverhalten auftreten kann. Interessanterweise tritt auch dieses Phänomen bei Modellblut nicht auf. Der Validierungspunkt liegt bei einem etwas niedrigeren Volumenstrom als der Designpunkt, da hier mit der vorhandenen numerischen Rechnung verglichen werden soll, bei der ein Volumenstrom von ungefähr  $Q = 18 \frac{l}{min}$  vorliegt (siehe auch Tab. 3.3). Die gemessene Förderhöhe liegt beträchtlich über der berechneten. Der gemessene Wirkungsgrad liegt nicht nur im Validierungspunkt höher als in den numerischen Berechnungen, das gesamte Wirkungsgradniveau des Kennfeldes liegt höher. Dies kann einerseits durch ein Unterschätzen von Förderhöhe und Wirkungsgrad durch das numerische Modell bedingt sein. Das verwendete Turbulenzmodell nach Spalart-Allmaras kann im Bereich niedrigster turbulenter Reynoldszahlen, die hier vorliegen, und insbesondere im Bereich der laminar-turbulenten Transition zu abweichenden Ergebnissen führen (siehe auch [RS09]). Die Validierungsrechnungen mit Wasser weisen auch, verglichen mit denen mit Blut, ein geringfügig empfindlicheres Konvergenzverhalten auf. Während der Messungen mit Wasser fällt auf, dass die Standardabweichungen der Messwerte im Vergleich zu den Messungen mit Modellblut größer sind. Es kann damit keine Aussage bezüglich der Lage der wahren Werte in Relation zu den Rechen- und Messwerten getroffen werden. Die Ergebnisse erscheinen trotzdem plausibel, da die Tendenzen nachvollziehbar sind.

### 4.3.4 V007\_SP\_n Exemplar 140 Fluid Modellblut

Im Kapitel 3.3.3 ist in Abb. 3.33 das Kennfeld der Hydraulik V007\_SP\_n Exemplar 140, gemessen mit dem Fluid Modellblut, dargestellt. Unschwer zu erkennen ist, dass sich das Gebiet des höchsten Wirkungsgrades nahezu konzentrisch um den Designpunkt erstreckt. Der Vergleich des gerechneten mit dem gemessenen Validierungspunkt zeigt experimentell eine geringfügig höhere Förderhöhe. Eine Kennfeldverschiebung ist nicht zu erkennen. Der Design-, Rechen- und Messpunkt liegen in unmittelbarer Nachbarschaft. Der Betrag des erzielten Wirkungsgrades (siehe Tab. 3.4) ist, trotz des niedrigen experimentellen Absolutwertes von  $\eta_{hyd} = 0,429$ , angesichts der hohen Radseitenreibung und der großen Spaltvolumenströme ein respektables Ergebnis.

In Tab. 3.4 lässt sich erkennen, dass die Differenzen zwischen Design, Rechnung und Messung

bis auf die leichte positive experimentelle Förderhöhenabweichung klein sind. Diese ist mit Sicherheit auf den Maßstabseinfluss der Skalierung um den Faktor 2 für die experimentelle Untersuchung zurückzuführen. Zum Vergleich der Mess- und Rechenwerte muss gesagt werden, dass eine weitere, zukünftige Validierung anhand lokaler Strömungsgrößen wie z. B. Geschwindigkeitsprofile zwischen Lauf- und Leitrad wünschenswert ist. Für eine fortführende Arbeit sollte dies durch z. B. den Einsatz von Laser-Doppler-Geschwindigkeitsmessungen erreicht werden, was im Rahmen der vorliegenden Arbeit nicht möglich ist. Die Ergebnisse der numerischen Optimierungsrechnungen und der experimentellen Untersuchung demonstrieren auf eindruckliche Weise die Mächtigkeit des Werkzeuges automatisierte Geometrieoptimierung. Insbesondere die exzellente Übereinstimmung der Werte für die Förderhöhe und den Wirkungsgrad und die exakte Vorherbestimmung der Optimalpunktlage für Blut/Modellblut sind beeindruckend.

Die in Kapitel 3.3.3 vorgestellten Ergebnisse für den Durchströmwiderstand der Pumpe im zentrifugalen Turbinenbetrieb sind als positiv zu bewerten. Dass das kranke Herz bei einem halben Optimalvolumenstrom nur ca. 25 % mehr an Förderhöhe aufbringen muss, um den Durchströmwiderstand der ausgefallenen Herzpumpe zu überwinden, ermöglicht erst den Einbau derselben in die aufsteigende Aorta.

## 4.4 Diskussion der Ergebnisse anhand ausgewählter Literaturstellen

Das bewertende Kriterium für die Einordnung der gefundenen Geometrie kann hier nur der Wirkungsgrad sein, da das Erreichen des geforderten Betriebspunktes eine notwendige, aber nicht hinreichende Bedingung für die Beurteilung der Güte der Entwicklung sein kann.

Apel [Ape02] gibt für eine wesentlich schnellläufigere Axialmaschine den hydraulischen Wirkungsgrad zu ca. 75 % an, vernachlässigt aber bei dessen Ermittlung die Radseitenreibung und die Spaltvolumenstromverluste, was tendenziell zu einem zu hohen Betrag des Wirkungsgrades führt. Die hier vorgestellte Entwicklung erzielt im Bestpunkt einen hydraulischen Wirkungsgrad von 63,8 %. Berücksichtigt man, wie der Wert des hydraulischen Wirkungsgrades bei Apel zustande kommt, liegen beide Werte in einer ähnlichen Region, die angesichts der Größe und des Fluides als hoch zu bezeichnen ist.

Thamsen gibt in [Tha16] einen Maschinenwirkungsgrad von 47 % an, welcher aus numerischen Rechnungen ohne experimentelle Überprüfung gewonnen wird. Auch hier liegt die vorgestellte

Entwicklung mit einem berechneten Maschinenwirkungsgrad von 40,95 % im Maßstab 1:1 und einem gemessenen von 42,89 % im Maßstab 2:1 in einer ähnlichen Region, die Zahlenwerte können als fundiert validiert betrachtet werden.

[NKS 23] gibt einen numerisch ermittelten Maschinenwirkungsgrad von knapp 32 % für eine optimierte Variante des NeoVAD an.

Wie bereits in Kapitel 2.2.5.3 beschrieben, ist die Ermittlung des hydraulischen Wirkungsgrades im Voraus als sehr unsicher zu bezeichnen. Auch Gülich bemerkt zu seinen statistischen Angaben in [Gül13], dass dies Mittelwerte sind, die von der Qualität der Ausführung und der Größe abhängig sind.

Generell ist zu sagen, dass zum Thema erzielte Wirkungsgrade bei VADs nur wenige Literaturstellen zu finden sind. Ebenso verhält es sich im Bezug auf die Themen analytische Auslegung und Optimierung der hydraulischen Geometrie.

In Anbetracht der oben geschilderten sorgfältigen Optimierung und Validierung der Ergebnisse lässt sich nach der Einordnung der Resultate mit Hilfe der gefundenen Literaturstellen sagen, dass die gefundene Hydraulik nicht nur die Anforderungen bezüglich des Betriebspunktes erfüllt, sondern auch noch einen hohen Wirkungsgrad erreicht.

### 4.5 Ausblick

Sobald der Antrieb und die magnetische Lagerung funktionsfähig im Maßstab 1:1 vorliegen, kann die experimentelle Untersuchung mit dem Fluid Blut in Originalgröße durchgeführt werden. Damit wären der Grad der Hämolyse durch die anschließende Blutanalyse und der Einfluss des Skalierungseffektes durch den Vergleich der Kennfelder quantifizierbar. Danach könnte eine qualifizierte Aussage über die Effektivität der Optimierungsphilosophie des optimalen Wirkungsgrades nach [GNN19] getroffen werden. Vorausgesetzt, dass sich die Hämolyseparameter dann auf einem akzeptablen Niveau bewegen, wird eine nochmalige Betrachtung der geometrischen Optimierungsmöglichkeiten der Hydraulik angesichts der sehr guten Ergebnisse und des beachtlichen Aufwandes als nicht sinnvoll erachtet. In diesem Stadium sind dann auch experimentelle Untersuchungen zu dem Einfluss der möglichen Pulsatilität durch Drehzahlvariation angebracht. Im Maßstab 2:1 wäre die Aussagekraft einer solchen Untersuchung aufgrund des wesentlich größeren Massenträgheitsmomentes des Laufrades sehr beschränkt.

---

## Kapitel 5: Zusammenfassung

Die Motivation (Kapitel 1), ein neuartiges Herzunterstützungssystem zu entwickeln, resultiert aus dem steigenden Bedarf aufgrund der rapiden Zunahme der Fallzahlen von Patienten mit terminaler Herzinsuffizienz. Die drei Ziele der in der vorliegenden Arbeit beschriebenen Entwicklung einer Diagonalpumpe sind: Eine bei Änderungen robuste analytische Auslegung der initialen Geometrie; Erreichen des geforderten Betriebspunktes bei möglichst hohem Wirkungsgrad durch den Einsatz hochgradig automatisierter genetischer Optimierungsalgorithmen; Validierung der numerischen Berechnungen und experimentelle Ermittlung des Kennfeldes der Pumpe.

Die Fokussierung der vorliegenden Arbeit auf den hydraulischen Teil der Herzunterstützungspumpe mit den daraus resultierenden Vereinfachungen und Beschränkungen ist in Kapitel 2.1 ausgeführt. Hier soll lediglich die Maxime hervorgehoben werden, die Blutschädigung durch eine rein wirkungsgradorientierte Optimierung zu begrenzen.

In Kapitel 2.2 wird die analytische Auslegung der hydraulischen Geometrie als Startpunkt für die Optimierung beschrieben, welche bewusst einfach gehalten wird. Aufgrund der beschränkten Datenlage würde eine detailliertere Auslegungsphilosophie keinen Mehrwert bieten und das Ergebnis stellt zudem nur den Startpunkt der Optimierung dar.

Im ersten Teil des Kapitels 2.3 werden die Annahmen für die numerische Simulation definiert. Hervorzuheben ist hier die Tatsache, dass bei der Durchströmung der Pumpe laminares Strömungsverhalten vorliegt. Eine Netzunabhängigkeitsstudie gibt wertvolle Hinweise zur Gestaltung des endgültigen Netzes, das anschließende Benchmark die für die verwendete Hard- und Software optimale Konfiguration der Cluster-Rechenmaschinen. Der Totaldruckverlust innerhalb der Zu- und Ablaufgeometrie der Pumpe wird in einer kurzen manuellen Geometrieoptimierung um ca. 90 % bzw. ca. 58 % reduziert. Die eigentliche Optimierung der hydraulischen Geometrie beginnt im zweiten Teil des Kapitels 2.3 mit der Beschreibung der verwendeten Prozesskette. Das eingesetzte Programmpaket Numeca Fine Design3D stellt für die notwendigen Einzelprozesse geeignete Einzelprogramme zur Verfügung: das Design of Experiments steuert die Parameterverteilung für die Datenbasis, anhand der das sog. „Surrogate Model“ trainiert wird, eine Art analytisches Ersatzmodell, welches in der Lage ist, vorgeschlagene Parameterkombinationen im Hinblick auf Förderhöhe und Wirkungsgrad zu bewerten. Die Erzeugung der parametrisierten Geometrie aus den gewählten Datensätzen mit einer Parameterzahl von 101 Stück wird in Numeca Autoblade realisiert. Die Vernetzung der nun vorhandenen Geometrie wird mit Numeca Autogrid automatisiert durchgeführt. Der numerischen Lösung des

Strömungsproblems durch EURANUS folgt die Auswertung der Ergebnisse im Postprocessing. Der im Programmpaket Fine Design3D verwendete genetische Optimierungsalgorithmus MINAMO wählt nun unter Berücksichtigung der in der Datenbank vorhandenen Erfahrungen eine neue Parameterkombination, optimiert diese mit Hilfe des Surrogate Models und stellt daraus einen neuen Parametersatz zur Verfügung. Die Prozesskette beginnt von Neuem. Die gekoppelte Berechnung von Lauf- und Leitrad wird mit einem angepassten Skript durchgeführt, welches die Parameter der einzelnen Geometrien an zwei Autoblade-Modelle mit identischer Meridiankontur übergibt. In Autogrid werden diese beiden Einzelgeometrien zu einer gemeinsamen vereint und vernetzt. Die folgenden 13 Optimierungsreihen ergeben ein gutes Erreichen der Förderhöhe bei einem Wirkungsgrad von ca. 58,7 %. Die Optimierungsreihen mit den hier nicht zu vernachlässigenden durchströmten Radseitenräumen ergeben die beste Geometrie mit einer Förderhöhe von 1,18 m bei einem Wirkungsgrad von 41,3 %. Für die Validierung wird das Optimum im Maßstab 2:1 mit Blut und Wasser nachgerechnet. Eine umfassende Analyse der geometrischen (Kapitel 3.2.4) und hydraulischen (Kapitel 3.2.5) Eigenschaften ergibt, dass sowohl der hydraulische Wirkungsgrad als auch der Abströmbeiwert bei der analytischen Auslegung überschätzt werden. Die Überprüfung der Saugeigenschaften ergibt einen großzügigen Abstand zur Kavitationsgrenze. Insgesamt werden während der Optimierung 5099 Exemplare berechnet, von denen 69,2 % erfolgreich abschließen. Die kumulierte Rechenzeit alleine für die erfolgreichen Rechnungen beträgt ca. 1,275 Jahre.

Die experimentellen Untersuchungen (Kapitel 3.3) werden im Maßstab 2:1 auf dem um eine mediengeschmierte Doppellagerung erweiterten Pumpenprüfstand durchgeführt. Die Analyse der analytisch ausgelegten Geometrie mit Wasser ergibt nicht nur, dass diese den Betriebspunkt Opt erheblich verfehlt, sondern auch einen geringen Wirkungsgrad aufweist. Das optimale Exemplar V007\_SP\_n 140 erzielt mit dem Fluid Wasser eine Förderhöhe, welche um 18,3 % über der berechneten liegt, der Wirkungsgrad ist um 17,4 % höher als der berechnete Wert. Der Designpunkt liegt etwas über dem Punkt des besten Wirkungsgrades des Kennfeldes. Die Ergebnisse mit Modellblut liegen bezüglich der Förderhöhe um 8,3 % über der berechneten, der Wirkungsgrad ist um 2,3 % niedriger als der berechnete. Der Punkt des besten Wirkungsgrades des Kennfeldes liegt exakt im Designpunkt. Abgerundet wird die experimentelle Untersuchung mit der Ermittlung des Totaldruckverlustes im zentrifugalen Turbinenbetrieb. Abschließend kann in Kapitel 4 festgestellt werden, dass die numerische Voraussage, insbesondere die für Modellblut, die experimentellen Daten gut bis sehr gut wiedergibt. Daher ist die vorgestellte Designphilosophie der hydraulischen Pumpengeometrie in der Lage, die gestellte Aufgabe gut zu erfüllen.

## Literaturverzeichnis

- [And94] ANDERSON, Harold: *Centrifugal pumps and allied machinery*. 4. ed. Oxford : Elsevier Advanced Technology, 1994
- [Ape02] APEL, Jörn: *Numerische Simulation der Strömung in Miniaturkreiselpumpen zur Blutförderung*, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Diss., 2002
- [Bap83] BAPPERT, Reiner: *Einfluß des Energieverlaufs im Laufrad halbaxialer Kreiselpumpen auf Wirkungsgrad und Kavitation*, Technische Universität Berlin, Diss., 1983
- [BBH09] BEHBAHANI, Mehdi ; BEHR, Marek ; HORMES, Julia ; STEINSEIFER, Ulrich ; ARORA, Dalima ; CORONADO, Oscar ; PASQUALI, Matteo: A Review of Computational Fluid Dynamics Analysis of Blood Pumps. In: *European Journal of Applied Mathematics* (2009), Nr. Volume 20, S. 363 – 397. – No. 4
- [BBN08] BEHBAHANI, Mehdi ; BEHR, Marek ; NICOLAI, Mike ; PROBST, Markus: Towards Shape Optimization for Ventricular Assist Devices Using Parallel Stabilized FEM. In: *NIC Symposium 2008 : Symposium, 20 - 21 February 2008, Forschungszentrum Jülich, Proceedings / organized by John von Neumann Institute for Computing. Edited by Gernot Münster, Dietrich Wolf, Manfred Kremer*. Jülich : Forschungszentrum Jülich, 2008 (NIC Series, Volume 39), S. 325–332
- [BE13] BOHL, Willi ; ELMENDORF, Wolfgang: *Strömungsmaschinen*. Bd. 2: Berechnung und Konstruktion. 8., korr. Auflage. Vogel, 2013
- [Ber80] BERNAUER, Jan: *Untersuchungen an Mixed-Flow-Pumpenlaufrädern*, Universität Karlsruhe (TH), Diss., 1980
- [BGK16] BREGLER, Maximilian ; GIRG, Tobias ; KEIM, Benjamin: *Viskositätsmessungen an den Fluiden Wasser, Modellblut und Blut*. Hochschule Karlsruhe, Technik und Wirtschaft, Fakultät Maschinenbau : Projektarbeit, 2016
- [Cle87] CLEVER, Lawrence: *Mercury in Liquids, Compressed Gases, Molten Salts and other Elements*. Oxford : International Union of pure and applied Chemistry, 1987 (Solubility Data Series)
- [de 53] DE HALLER, Pierre: *Das Verhalten von Tragflügelgittern in Axialverdichtern und*

*im Windkanal*. Brennstoff Wärme Kraft, Düsseldorf, Oktober 1953. – Seite 333 bis 337, Heft 10, Band 5

- [Dec19] DECHANT, Lara: *Optimierung der Radseitenraumgeometrie einer Diagonalpumpe mittels CFD*, Hochschule Karlsruhe - Technik und Wirtschaft, Fakultät Maschinenbau und Mechatronik, Bachelorthesis, 2019
- [Dec21] DECHANT, Lara: *Ergebnisse der Betrachtung von unterschiedlichen Radseitenraumgeometrien*. 2021. – Interner, unveröffentlicher Bericht aus dem Projekt Herzpumpe, Hochschule Karlsruhe - Technik und Wirtschaft, Fakultät Maschinenbau und Mechatronik
- [Deu22] DEUTSCHE HERZSTIFTUNG E.V.: *33. Deutscher Herzbericht 2021*. Version: 2022. <https://herzstiftung.de/system/files/2022-09/DHB21-Herzbericht-2021.pdf>, Abruf: 22.02.2024
- [Deu23] DEUTSCHE HERZSTIFTUNG E.V.: *34. Deutscher Herzbericht 2022*. Version: 2023. <https://epaper.herzstiftung.de/#0>, Abruf: 22.02.2024
- [EUR99] EUROPUMP: *Net Positive Suction Head for Rotodynamic Pumps: A Reference*. 1st Edition. Elsevier Science, 1999
- [FLS16] FROMME, Nicolas ; LUTZ, Christoph ; SCHÄDLER, Annika: *Umbau eines Pumpenprüfstandes zur Durchführung von Versuchen im zentrifugalen Turbinenbetrieb, Untersuchung des Verhaltens im Turbinenbetrieb*. Hochschule Karlsruhe, Technik und Wirtschaft, Fakultät Maschinenbau : Projektarbeit, 2016
- [FP08] FERZIGER, Joel H. ; PERIC, Milovan: *Numerische Strömungsmechanik*. 1. Auflage. Berlin : Springer, 2008
- [Ges22] GESUNDHEITSBERICHTERSTATTUNG DES BUNDES: *Tabelle Sterbefälle (absolut, Sterbeziffer, Ränge, Anteile) für die 10/20/50/100 häufigsten Todesursachen (ab 1998)*. Version: 2022. [https://www.gbe-bund.de/gbe/pkg\\_isgbe5.prc\\_menu\\_olap?p\\_uid=gastd&p\\_aid=49295297&p\\_sprache=D&p\\_help=0&p\\_indnr=516&p\\_indsp=4065&p\\_ityp=H&p\\_fid=](https://www.gbe-bund.de/gbe/pkg_isgbe5.prc_menu_olap?p_uid=gastd&p_aid=49295297&p_sprache=D&p_help=0&p_indnr=516&p_indsp=4065&p_ityp=H&p_fid=), Abruf: 22.02.2024
- [GMM16] GRÄFNER, Simon ; MEYRING, Matthias ; MORETTI, Manuel ; ONG, Wei C.: *Rotordynamik - Berechnung der Eigenfrequenz von hydraulischen Maschinen bei hoher Drehzahl*. Hochschule Karlsruhe, Technik und Wirtschaft, Fakultät Maschinen-

bau : Projektarbeit, 2016

- [GNN19] GHADIMI, Behnam ; NEJAT, Amir ; NOURBAKHS, Seyed ; NADERI, Nasim: Shape optimization of a centrifugal blood pump by coupling CFD with metamodel-assisted genetic algorithm. In: *Journal of Artificial Organs* (2019), Nr. 22, S. 29–36
- [GRD 94] GRAF, Thomas ; REUL, Helmut ; DETLEFS, Christian ; WILMES, Robert ; RAU, Günter: Causes and formation of cavitation in mechanical heart valves. In: *The Journal of heart valve disease* (1994), Nr. Apr; 3, S. 49 – 64. – Suppl 1
- [Gül13] GÜLICH, Johann F.: *Kreiselpumpen: Handbuch für Entwicklung, Anlagenplanung und Betrieb*. 4., aktual. u. erw. Aufl. Berlin, Heidelberg, 2013 (SpringerLinkSpringer eBook Collection)
- [Hir00] HIRSCH, Charles: *Numerical computation of internal and external flows*. Bd. 1: Fundamentals of numerical discretization. Repr. Chichester : Wiley, 2000
- [HST06] HOSHI, Hideo ; SHINSHI, Tadahiko ; TAKATANI, Setsuo: Third-generation Blood Pumps with mechanical Noncontact Magnetic Bearings. In: *Artificial Organs* (2006), Nr. Volume 30, S. 324–338. – No. 5
- [Hyd83] HYDRAULIC INSTITUTE: *Standards for centrifugal, rotary and reciprocating pumps*. Cleveland, 1983. – 14th Edition
- [Int99] INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION: *Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines - Model acceptance tests*. Genf, 1999. – Second Edition
- [KCP 19] KORMOS, Robert ; COWGER, Jennifer ; PAGANINI, Francis ; TEUTEBERG, Jeffrey ; GOLDSTEIN, Daniel ; JACOBS, Jeffrey ; HIGGINS, Robert ; STEVENSON, Lynne ; STEHLIK, Josef ; ATLURI, Pavan ; GRADY, Kathleen ; KIRKLIN, James: The Society of Thoracic Surgeons Intermacs Database Annual Report: Evolving Indications, Outcomes, and Scientific Partnerships. In: *The Annals of Thoracic Surgery* (2019), Nr. Volume 107, S. 341–353. – Issue 2
- [KD68] KOVATS, Andre de ; DESMUR, Georges: *Pumpen, Ventilatoren und Kompressoren radialer und axialer Bauweise*. Karlsruhe : Braun, 1968 (Wissenschaftliche Bücherei)
- [Köh10] KÖHLER, Felix: *Ein Beitrag zur Berechnung der Druckverteilung in den Radseiten-*

- räumen einer Francisspiralturbine*, Hochschule Karlsruhe - Technik und Wirtschaft, Fakultät Maschinenbau, Masterthesis, 2010
- [Lep06] LEPACH, Thomas: *Entwurf und Optimierung von Francis Turbinen*, Technische Universität München, Diss., 2006
- [LO18] LAURIEN, Eckart ; OERTEL, Herbert: *Numerische Strömungsmechanik: Grundgleichungen und Modelle - Lösungsmethoden - Qualität und Genauigkeit*. 6., überarb. und erw. Aufl. Wiesbaden : Springer Vieweg, 2018
- [LWX 23] LI, Yuan ; WANG, Hongyu ; XI, Yifeng ; SUN, Anqiang ; DENG, Xiaoyan ; CHEN, Zengsheng ; FAN, Yubo: Impact of volute design features on hemodynamic performance and hemocompatibility of centrifugal blood pumps used in ECMO. In: *Artificial Organs* (2023), Nr. Volume 47, Issue 1, S. 88–104
- [Nat16] NATALLI, Adam: *Konstruktive und numerische Auslegung von halbaxialen Pumpenlaufrädern*, Hochschule Karlsruhe - Technik und Wirtschaft, Fakultät Maschinenbau und Mechatronik, Bachelorthesis, 2016
- [NKS 23] NISSIM, Lee ; KARNIK, Shweta ; SMITH, P. A. ; WANG, Yaxin ; FRAZIER, O. H. ; FRASER, Katharine H.: Machine learning based on computational fluid dynamics enables geometric design optimisation of the NeoVAD blades. In: *SpringerNature* (2023), Nr. Scientific Reports 13, Article number 7183
- [Nol93] NOLL, Berthold: *Numerische Strömungsmechanik : Grundlagen*. 1. Auflage. Berlin : Springer, 1993 (Springer-Lehrbuch)
- [Num19] NUMECA INTERNATIONAL (Hrsg.): *Handbuch Numeca Fine/Turbo und Fine/Design3D v14.2*. EN201908281425. Belgium: Numeca International, 2019
- [Oer12] OERTEL, Herbert j.: *Prandtl - Führer durch die Strömungslehre*. 13., überarbeitete Auflage. Wiesbaden : Springer Vieweg, 2012
- [PCF18] PAN, Guangliang ; CHANG, Yu ; FU, Mingrui: Computational Fluid Dynamics Analysis of Shroud Design on Hemodynamic Performance and Blood Damage in a Centrifugal Blood Pump. In: *Computer Modeling in Engineering & Science* (2018), Nr. vol.116, no.2, S. 199–213
- [Pfl61] PFLEIDERER, Carl: *Die Kreiselpumpen für Flüssigkeiten und Gase : Wasserpumpen, Ventilatoren, Turbogebläse, Turbokompressoren*. 5., neubearb. Aufl. Berlin :

- Springer, 1961
- [PP64] PFLEIDERER, Carl ; PETERMANN, Hartwig: *Strömungsmaschinen*. 3., Neubearb. Aufl. / von Hartwig Petermann. Berlin : Springer, 1964
- [Raa89] RAABE, Joachim: *Hydraulische Maschinen und Anlagen : Teile 1 bis 4 in einem Band*. 2. Aufl. Düsseldorf : VDI-Verl., 1989
- [Rot56] ROTTA, Julius: Experimenteller Beitrag zur Entstehung turbulenter Strömung im Rohr. In: *Ingenieur-Archiv* (1956), Nr. XXIV Band, S. 258 – 281
- [RS09] RUMSEY, Christopher ; SPALART, Philippe: Turbulence Model Behavior in Low Reynolds Number Regions of Aerodynamic Flowfields. In: *American Institute of Aeronautics and Astronautics Journal* (2009), Nr. Volume 47, S. 982–993
- [SG97] SCHLICHTING, Herrmann ; GERSTEN, Klaus: *Grenzschicht-Theorie*. 9., völlig Neubearb. und erw. Aufl. Berlin : Springer, 1997
- [Sig03] SIGLOCH, Herbert: *Technische Fluidmechanik*. 4. bearb. Aufl. Berlin : Springer, 2003
- [Sig06] SIGLOCH, Herbert: *Strömungsmaschinen, Grundlagen und Anwendungen*. 3. neu bearb. Aufl. München : Carl Hanser, 2006
- [Ste59] STEPANOFF, Alexey J.: *Radial- und Axialpumpen : Theorie, Entwurf, Anwendung*. Berlin : Springer, 1959
- [Swa19] SWAIN, RUPALI: *Ventricular Assist Devices Market Size By Product*. Version: 2019. <https://www.gminsights.com/industry-analysis/ventricular-assist-devices-market>, Abruf: 22.02.2024
- [Tha16] THAMSEN, Bente: *A Two-Stage Rotary Blood Pump Design to Reduce Blood Trauma*, Technische Universität Berlin, Diss., 2016
- [Thi22] THIEL, Peter: *Persönliche Gespräche*. Numeca Ingenieurbüro Altdorf, 2016 - 2022
- [Thu07] THUM, Susanne: *Optimalauslegung und numerische Optimierung strömungsführender Bauteile in Francis Spiralturbinen*, Technische Universität München, Diss., 2007
- [TIS 00] TSUKAMOTO, Yuki ; ITO, Kazuyuki ; SAWAIRI, Toshio ; KONISHI, Yoshiaki ; YA-

- MANE, Takashi ; NISHIDA, Masahiro ; MASUZAWA, Toru ; TSUKIYA, Tomonori ; ENDO, Seiko ; TAENAKA, Yoshiyuki: Computational Fluid Dynamics Analysis of a Centrifugal Blood Pump with Washout Holes. In: *Artificial Organs* (2000), Nr. Volume 24, S. 648–652. – No. 8
- [TŁ76] TROSKOLAŃSKI, Adam T. ; ŁAZARKIEWICZ, Stephan: *Kreiselpumpen: Berechnung und Konstruktion*. Basel, Stuttgart : Birkhäuser, 1976 (Lehr- und Handbücher der Ingenieurwissenschaften ; 34)
- [UV15] URICH, Michael ; VANSOVSKI, Sergey: *Konzeptionierung eines mobilen Prüfstandes zu Bewertung von unterschiedlichen Impellergeometrien*. Hochschule Karlsruhe, Technik und Wirtschaft, Fakultät Maschinenbau : Projektarbeit, 2015
- [UV16] URICH, Michael ; VANSOVSKI, Sergey: *Realisierung des mobilen Herzpumpen-Prüfstandes zu Bewertung von unterschiedlichen Impellergeometrien*. Hochschule Karlsruhe, Technik und Wirtschaft, Fakultät Maschinenbau : Projektarbeit, 2016
- [vdi06] *VDI-Wärmeatlas*. 10., bearb. und erw. Aufl. Springer Berlin, Heidelberg, 2006 (VDI BuchSpringer eBook)
- [Yu15] YU, Hai: *Flow Design Optimization of Blood Pumps Considering Hemolysis*, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Diss., 2015
- [ZZF 13] ZHANG, Jiafeng ; ZHANG, Pei ; FRASER, Katharine ; GRIFFITH, Bartley ; WU, Zhongjun: Comparison and Experimental Validation of Fluid Dynamic Numerical Models for a Clinical Ventricular Assist Device. In: *Artificial Organs* (2013), Nr. Volume 37, S. 380–389. – No. 4

---

# Lebenslauf

## Personalien

Name und Vorname: Köhler, Felix  
Geburtsdatum: 16.02.1982  
Geburtsort: Karlsruhe  
Staatsangehörigkeit: deutsch  
Familienstand: geschieden

## Schulischer Werdegang

1988 - 2001 Freie Waldorfschule Karlsruhe  
29.06.2001 Allgemeine Hochschulreife

## Ausbildung

2001 - 2004 Ausbildung zum Metallbauer, Fachrichtung Metallgestaltung,  
Fa. Edelstahl Rosswag, Kleinsteinbach

## Universitärer Werdegang

2004 - 2008 Diplomstudiengang Maschinenbau, Fachrichtung Konstruktion,  
Hochschule Karlsruhe - Technik und Wirtschaft  
13.08.2008 Diplomprüfung, Thema: „Numerische Untersuchung an strömungs-  
führenden Komponenten von Francisstiralturbinen “  
2008 - 2011 Masterstudiengang Maschinenbau, Fachrichtung Rechnergestützte

## *Lebenslauf*

---

18.02.2011                      Produkt- und Prozessentwicklung,  
Hochschule Karlsruhe - Technik und Wirtschaft  
Masterprüfung, Thema: „Ein Beitrag zur Berechnung der Druck-  
verteilung in den Radseitenräumen einer Francisspiralturbine “

### Beruflicher Werdegang

2008 - 2010                      Wissenschaftlicher Mitarbeiter Fluidmechanik, Fakultät  
Maschinenbau, Hochschule Karlsruhe - Technik und Wirtschaft  
2008 - 2015                      Wasserkraft Volk AG, Gutach im Breisgau, Abteilung Forschung  
und Entwicklung, zuletzt stellvertretender Leiter  
2015 - 2023                      Universitätsklinikum Heidelberg und Hochschule Karlsruhe  
Entwicklung Hydraulik eines VAD  
seit 2023                         Vermögen und Bau Baden-Württemberg, Amt Karlsruhe

---

## Danksagung

Ich danke meiner Familie und insbesondere meinen Kindern Ylva und Vincent, Prof. Dr. med. Gorenflo, Prof. Dr.-Ing. Martens, Dipl.-Ing. (FH) Kappler, den Mitarbeitern der Maschinenbauwerkstatt der Hochschule Karlsruhe und allen Kollegen des Projektes für die Begleitung durch diese manchmal nicht einfache Zeit.

Πάντα ρεῖ καὶ οὐδὲν μένει

*(Alles fließt und nichts bleibt)*

*Heraklit*

## *Danksagung*

---

---

## Eidesstattliche Versicherung

1. Bei der eingereichten Dissertation zu dem Thema  
„Hydraulische Auslegung, numerische Optimierung und experimentelle Untersuchung einer Miniaturdiagonalpumpe “  
handelt es sich um meine eigenständig erbrachte Leistung.
2. Ich habe nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt und mich keiner unzulässigen Hilfe Dritter bedient. Insbesondere habe ich wörtlich oder sinngemäß aus anderen Werken übernommene Inhalte als solche kenntlich gemacht.
3. Die Arbeit oder Teile davon habe ich bislang nicht an einer Hochschule des In- oder Auslandes als Bestandteil einer Prüfungs- oder Qualifikationsleistung vorgelegt.
4. Die Richtigkeit der vorstehenden Erklärungen bestätige ich.
5. Die Bedeutung der eidesstattlichen Versicherung und die strafrechtlichen Folgen einer unrichtigen oder unvollständigen eidesstattlichen Versicherung sind mir bekannt.  
Ich versichere an Eides statt, daß ich nach bestem Wissen die reine Wahrheit erkläre und nichts verschwiegen habe.

Ort und Datum

Unterschrift