

# **Implementierung von eingebetteten Sensorsystemen in Kreiselpumpen zur Weiterentwicklung der Regelung und Optimierung des Pumpensystems**

**Dissertation**

zur Erlangung des Grades eines  
Doktors der Ingenieurwissenschaften

Dr.-Ing.

dem Promotionszentrum für Ingenieurwissenschaften  
am Forschungscampus Mittelhessen

vorgelegt von

Nils Reeh

aus Herborn

2025

betreut von

Prof. Dr. Gerd Manthei

Technische Hochschule Mittelhessen

Prof. Dr. Peter J. Klar

Justus-Liebig-Universität Gießen



# Danksagung

Die vorliegende Dissertation entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als Leiter der Konstruktion bei der Herborner Pumpentechnik GmbH & Co KG. In dieser Arbeit wird ein eingebettetes Sensorsystem entwickelt und unter Realbedingungen in einer Kreiselpumpe getestet.

Während dieser Zeit habe ich viel Unterstützung erhalten. Aus diesem Grund möchte ich mich herzlich bei Herrn Prof. Dr. Gerd Manthei für die Betreuung der Arbeit bedanken. Seine ruhige Art hat mich auch in Zeiten des Zweifels stets motiviert. Nicht zuletzt hat diese Eigenschaft mir eine zielgerichtete und entspannte Arbeit an meiner Dissertation ermöglicht. Ein weiterer großer Dank geht an Herrn Prof. Dr. Peter J. Klar. Durch seine vielen Anmerkungen und Anregungen konnte ich insbesondere zum wissenschaftlichen Arbeiten und Publizieren viel lernen. Auch in den schwierigen Zeiten der Arbeit haben mir seine positiven Worte und Hilfestellungen viel Halt und Zuversicht gegeben.

Auch möchte ich mich bei Herrn Dipl.-Ing. (FH) Sascha Korupp, dem Technischen Leiter der Herborner Pumpentechnik GmbH & Co KG, bedanken. Durch seine Initiative wurde die Bearbeitung der Dissertation erst möglich. Nicht nur für die vielen Hinweise, sondern auch für die bereitgestellten Mittel und Möglichkeiten zur Bearbeitung der Dissertation möchte ich ihm meinen Dank aussprechen.

Weiterhin möchte ich mich bei den Herren Prof. Dr. Frank-Hendrik Wurm, Prof. Dr. Michael Kahsnitz, Tim Düding M. Eng. und Benjamin Ortmüller für das Lesen meiner Arbeit und die hilfreichen Anmerkungen bedanken.

Zudem danke ich meinen Eltern nicht nur für das mehrmalige Korrekturlesen, sondern auch für deren Unterstützung ohne welche ich niemals so weit gekommen wäre.

Ein besonderer Dank gilt meiner Frau und meinen zwei Kindern für das aufgebrachte Verständnis und den privaten Halt, wodurch die Bearbeitung der Dissertation erst möglich wurde.

Herborn, im Februar 2025

Nils Reeh



## Zusammenfassung

Aufgrund der weitgreifenden Anwendungsgebiete von Kreiselpumpen tragen sie zu einem erheblichen Teil zum weltweiten Energieverbrauch bei. Darin begründet sich die stetige Optimierung der Energieeffizienz von Pumpen, Regelverfahren und anwendungsorientierten Pumpensystemen. Seit Jahren steigt die Anzahl an wissenschaftlichen Arbeiten zur Identifikation des Betriebspunktes von Kreiselpumpen. Neben dem großen Einfluss des Betriebspunktes auf die Lebensdauer und die Energieeffizienz der Pumpen, lässt sich durch diesen das Pumpensystem charakterisieren. Die Charakterisierung ist für die Analyse des Pumpensystem notwendig. Im Ergebnis können Optimierungspotentiale aufgefunden und die Regelung anwendungsorientiert weiterentwickelt werden.

In der vorliegenden Arbeit wird ein Softsensor zur Identifikation des Förderstromes radialer Kreiselpumpen entwickelt und im Rahmen eines eingebetteten Sensorsystems in eine Kreiselpumpe implementiert. Das eingebettete Sensorsystem wird anhand von drei Testszenarien unter realen Betriebsbedingungen getestet. Es wird untersucht, welche Genauigkeit sich bei der Abbildung der Pumpen- und Anlagencharakteristiken erreichen lassen. Dies erfolgt anhand der Berechnung und Validierung von Regelkennlinien.

Der Fokus bei der Entwicklung der Softsensorik liegt auf der Toleranz gegenüber dem Einfluss von Vordrall im Zustrom der Pumpe und den daraus entstehenden Änderungen der Pumpenkennlinien. Hierzu wird ein physikalisches Modell zur Abbildung der Kennlinien radialer Kreiselpumpen vorgestellt. Wesentlicher Bestandteil des physikalischen Modells ist die Kenntnis der Reibungsleistung der Gleitringdichtung. Sie stellt eine mechanische Verlustleistung dar. Um die Reibungsleistung zu identifizieren, wird ein weiterer Softsensor vorgestellt. Dieser eignet sich zudem zur Bestimmung des Verschleißverhaltens der Gleitringdichtung. Durch ein zeitdiskretes mehrdimensionales Optimierungsverfahren werden der Förderstrom und der den Vordrall charakterisierende Vordrallwinkel bestimmt. Es wird nachgewiesen, dass durch diesen Algorithmus der Förderstrom auch beim Auftreten von Vordrall im Zustrom mit tolerierbaren Abweichungen identifiziert werden kann.

Gegenwärtig können Kreiselpumpen in festen Konfigurationen von den Herstellern bezogen werden. Bei der Auslegung der Pumpen auf den systemspezifischen Anwendungsfall werden stets Kompromisse eingegangen. Diese führen oftmals zu einer Reduzierung der Energieeffizienz. Demnach erwächst die Vermutung, dass durch eine Individualisierung der Pumpen anhand der Spezifika der Pumpensysteme weitere Optimierungspotentiale genutzt werden könnten. Dazu werden in der Arbeit variierende Designvarianten additiv gefertigter Laufräder untersucht. Diese sind auf die Betriebspunkte und systemspezifische Vordrallwinkel ausgelegt worden. Es wird nachgewiesen, dass daraus weitere Optimierungspotentiale im Wirkungsgrad der Pumpen erreicht werden können.



## Abstract

Due to the wide range of applications for centrifugal pumps, these devices play a substantial role in global energy consumption. This is the rationale behind the ongoing enhancement of the energy efficiency of pumps, control processes and application-oriented pump systems. The number of scientific studies identifying the operating point of centrifugal pumps has increased steadily over recent years. In addition to the significant impact of the operating point on the service life and energy efficiency of the pumps, it can also be utilized to characterize the pump system. The characterisation of the pump system is a prerequisite for its subsequent analysis. Consequently, the identification of optimisation potential is facilitated, thereby enabling the further development of the control system in an application-oriented manner.

In this dissertation a soft sensor for identifying the flow rate of radial centrifugal pumps is developed and implemented in a centrifugal pump as part of an embedded sensor system. The embedded sensor system is subjected to testing under real operating conditions, encompassing three test scenarios. The present study investigates the accuracy achievable in mapping the characteristics of the pump and the system. The process is initiated through the calculation and validation of control characteristics.

The focus in the development of the soft sensor is on tolerance to the influence of prewhirl in the pump inflow and the resulting changes in the pump characteristics. For this purpose, a physical model for modelling the characteristic curves of radial centrifugal pumps is presented. It is imperative to acknowledge the significance of the friction performance of the mechanical seal as an integral component of the physical model. This represents a mechanical power loss. Another soft sensor is introduced to identify the frictional power. Therefore is this method also appropriate for the assessment of the wear behaviour of the mechanical seal. The determination of the flow rate and the prewhirl angle that characterises the prewhirl is achieved through the implementation of a discrete-time, multi-dimensional optimisation process. It has been demonstrated that this algorithm possesses the capacity to accurately determine the flow rate, even in circumstances where prewhirl occurs in the inflow.

At present, centrifugal pumps are available from manufacturers in fixed configurations, with compromises inevitably made during the design process for system-specific applications. This often results in a reduction in energy efficiency, suggesting the potential for enhancement through individualisation of the pumps based on the particularities of the respective pump systems. To this end, the thesis presents an analysis of varying design variants of additively manufactured impellers. These impellers have been designed for specific operating points as well as system-specific prewhirl angles, and the thesis demonstrates that further optimisation potential can be achieved in the efficiency of the pumps.



# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung und Struktur der Arbeit</b>	<b>1</b>
<b>2</b>	<b>Grundlagen und Stand der Forschung zu Softsensoren und Sensorsystemen in Kreiselpumpen</b>	<b>3</b>
2.1	Grundlegende Eigenschaften von Kreiselpumpen .....	3
2.2	Grundlagen und Herausforderungen bei der Entwicklung von Softsensoren .....	8
2.3	Stand zur Bestimmung des Förderstromes und zum Vordralleinfluss bei Kreiselpumpen.....	10
2.4	Gleitringdichtungen in Kreiselpumpen und Methoden zu deren Zustandsüberwachung.....	15
2.5	Grundlagen des Kalman-Filter.....	17
<b>3</b>	<b>Bestimmung des Förderstromes unter dem Einfluss von Vordrall</b>	<b>21</b>
3.1	Untersuchungen zum Einfluss von Vordrall auf die Kennfelder von radialen Kreiselpumpen.....	21
3.2	Einfluss von Vordrall auf die hydraulischen Verluste.....	39
3.3	Physikalisches Modell zur Charakterisierung der Kennfelder radialer Kreiselpumpen.....	45
3.4	Entwicklung einer Softsensorik zur Bestimmung des Förderstromes unter dem Einfluss von Vordrall.....	49
<b>4</b>	<b>Bestimmung der Reibungsleistung von Gleitringdichtungen im Pumpenbetrieb</b>	<b>57</b>
4.1	Prüfstand und Prüfobjekte zur Validierung der Softsensoren.....	57
4.2	Softsensorik zur Bestimmung der Reibungsleistung einer Gleitringdichtung .....	61
4.3	Weiterentwicklung der Softsensorik zur Optimierung der Verschleißmodellierung .....	70
<b>5</b>	<b>Eingebettete Sensorsysteme für die Optimierung und Regelung von Pumpensystemen</b>	<b>79</b>
5.1	Individualisierung von Laufrädern zur Adaption der Pumpe an das Pumpensystem .....	79
5.2	Implementierung eines eingebetteten Sensorsystems in einer Kreiselpumpe .....	88
5.3	Genauigkeiten bei der Abbildung der Anlagenkennlinie am Beispiel von Regelkennlinien.....	95

<b>6 Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>99</b>
<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>103</b>
<b>Anhänge</b>	<b>111</b>
<b>Eidesstattliche Erklärung</b>	<b>149</b>

# Nomenklatur

Symbol	Einheit	Bezeichnung
$a$	W/K	Formfaktor
$a_{aeq}$	W/K	Äquivalenter Formkoeffizient
$\underline{a}_c$	m/s <sup>2</sup>	Vektor der Coriolisbeschleunigung
$a_{x,y,z}$	m/s <sup>2</sup>	Schwingbeschleunigung der drei Achsen x,y,z
$A$	m <sup>2</sup>	Querschnittsfläche
$A_1$	m <sup>2</sup>	Querschnittsfläche am Schaufeleintritt
$\underline{A}$		Systemmatrix
$A_{aeq}$		Dimensionsloser äquivalenter Formkoeffizient
$A$	m <sup>2</sup>	Hydraulisch belastete Fläche der Gleitringdichtung
$A_{Sp}$	m <sup>2</sup>	Flächeninhalt der Gleitfläche
$b_2$	m	Breite Laufradaustritt
$\underline{B}$		Eingangsmatrix
$B_S$		Kopplungsfaktor
$c$	m/s	Absolutgeschwindigkeit
$c_D$	m/s	Strömungsgeschwindigkeit im Druckstutzen
$c_m$	m/s	Meridiananteil der Absolutgeschwindigkeit
$c_{ps}$	m/s	Strömungsgeschwindigkeit im Messquerschnitt auf der Druckseite
$c_u$	m/s	Umfangsanteil der Absolutgeschwindigkeit
$c_{u1}$	m/s	Umfangsanteil der Absolutgeschwindigkeit am Schaufeleintritt des Laufrades
$c_{u2}$	m/s	Umfangsanteil der Absolutgeschwindigkeit am Schaufelaustritt des Laufrades
$c_{u2\infty}$	m/s	Umfangsanteil der Absolutgeschwindigkeit am Schaufelaustritt des Laufrades bei unendlicher Schaufelzahl
$c_v$	J/(kg K)	Spezifische Wärmekapazität
$c_S$	m/s	Strömungsgeschwindigkeit im Saugstutzen
$c_{ss}$	m/s	Strömungsgeschwindigkeit im Messquerschnitt auf der Saugseite
$c_\varphi$	m/s	Umfangsgeschwindigkeit des Mediums um den Gleitring
$\underline{C}$		Ausgangsmatrix
$d_{1a}$	m	Äußerer Durchmesser Laufradschaufel im Eintritt
$d_{1i}$	m	Innerer Durchmesser Laufradschaufel im Eintritt

$d_{1m}$	m	Mittlerer Laufraddurchmesser im Eintritt
$d_2$	m	Laufradaußendurchmesser
$d_i$	m	Innendurchmesser der Gleitringdichtung
$d_m$	m	Mittlerer Durchmesser der Gleitfläche
$\underline{D}$		Durchgangsmatrix
$D_{GR}$	m	Durchmesser Gegenring der Gleitringdichtung
$f$		Reibungszahl
$f_{BPF}$	Hz	Schaufelpassierfrequenz
$f_{BPF,x,y,z}$	Hz	Schaufelpassierfrequenz der drei Achsen $x,y,z$
$f_M$	Hz	Motorfrequenz
$f_s$	Hz	Abtastfrequenz
$f_{s,a}$	Hz	Abtastfrequenz der Schwingbeschleunigung
$f_{SF}$	Hz	Drehfrequenz
$\underline{f}_x$		Vektorfunktion des Zustandsvektors
$\underline{f}_y$		Vektorfunktion des Ausgangsvektors
$\underline{F}(T)$		Zielfunktional LMV
$F_N$	N	Normalkraft
$g$	$m/s^2$	Erdbeschleunigung ( $g = 9,81 m/s^2$ )
$\Delta h$	m	Geodätische Höhendifferenz
$h_{geo}$	m	Geodätische Höhendifferenz der Anlagenkennlinie
$H$	m	Förderhöhe
$H^*$	m	Förderhöhe im Best-Efficiency-Point (BEP)
$H_A$	m	Höhe der Anlagenkennlinie
$H_{exp}$	m	Gemessene Förderhöhe
$\Delta H_{pb}$	m	Druckverlust der Drallkörper
$H_{poly}$	m	Durch eine Polynomfunktion berechnete Förderhöhe
$I$	A	Strom
$\underline{I}$		Einheitsmatrix
$\underline{J}$		Jacobimatrix
$\underline{J}_A$		Jacobimatrix der Systemmatrix
$\underline{J}_C$		Jacobimatrix der Ausgangsmatrix
$k_s$		Flächenverhältnis der Gleitringdichtung
$k_{TKE}$	J/kg	Turbulente kinetische Energie

$K_w$		Verschleißkoeffizient
$\underline{K}$		Matrix der Kalman-Verstärkung
$m$	kg	Masse
$\dot{m}$	kg/s	Massestrom
$M$	Nm	Drehmoment
$M_{\text{exp}}$	Nm	Gemessenes Drehmoment
$M_{\text{GLRD}}$	Nm	Reibmoment der Gleitringdichtung
$M_{\text{Lager}}$	Nm	Verlustmoment der Lagerung
$n$	$\text{min}^{-1}$	Drehzahl
$n_{\text{exp}}$	$\text{min}^{-1}$	Gemessene Nenndrehzahl
$n_{\text{GLRD}}$	$\text{min}^{-1}$	Drehzahl der Gleitringdichtung
$n_N$	$\text{min}^{-1}$	Nenndrehzahl
$n_q$	$\text{min}^{-1}$	Spezifische Drehzahl
$Nu$		Nußelt-Zahl
$p$	Pa	Druck
$\dot{p}$	Pa/s	Zeitliche Ableitung des Spaltdrucks
$p_2$	Pa	Statischer Druck am Laufradaustritt
$p_D$	Pa	Statischer Druck am Druckstutzen
$p_K$	Pa	Kammerdruck
$p_{\text{ps,exp}}$	Pa	Gemessener statischer Druck auf der Druckseite
$\Delta p$	Pa	Druckdifferenz über der Gleitringdichtung
$\Delta p_P$	Pa	Statische Druckdifferenz über der Pumpe
$p_f$	Pa	Federdruck auf die Gleitfläche der Gleitringdichtung
$p_{\text{stat}}$	Pa	Statischer Druck
$p_S$	Pa	Statischer Druck am Saugstutzen
$p_{\text{Sp}}$	Pa	Spaltdruck
$p_{\text{ss,exp}}$	Pa	Gemessener statischer Druck auf der Saugseite
$p_{\text{RSR}}$	m	Druck im Radseitenraum
$p_{\text{RSR,exp}}$	m	Gemessener Druck im Radseitenraum
$\underline{P}$		Kovarianzmatrix des Schätzfehlers
$P_{\text{hy}}$	W	Hydraulische Leistung
$P_K$	W	Kupplungsleistung
$P_{K,\text{exp}}$	W	Gemessene Kupplungsleistung
$P_{K,\text{max}}$	W	Maximale Kupplungsleistung

$P_{\text{loss}}$	W	Verlustleistung
$P_{\text{loss,GL}}$	W	Verlustleistung des Gehäuses
$P_{\text{loss,LN}}$	W	Verlustleistung des Laufrades
$P_{\text{mech}}$	W	Mechanische Verlustleistung
$P_{\text{M,N}}$	W	Motornennleistung
$P_{\text{R}}$	W	Reibungsleistung einer Gleitringdichtung
$P_{\text{R,AVE}}$	W	Gleitender Durchschnittswert der Reibungsleistung
$P_{\text{R,Basis}}$	W	Basisanteil der Reibungsleistung
$P_{\text{Rez}}$	W	Rezirkulationsleistung
$P_{\text{RR}}$	W	Radreibungsleistung
$P_{\text{R,Spitze}}$	W	Spitzenanteil der Reibungsleistung
$P_{\text{S}}$	W	Gesamtleistungsaufnahme einer Gleitringdichtung
$P_{\text{V}}$	W	Verwirbelungsleistung einer Gleitringdichtung
$Pr$		Prandtl-Zahl
$Pr_{\text{W}}$		Prandtl-Zahl bei Wandtemperatur
$q$		Relativer Förderstrom
$Q$	m <sup>3</sup> /h	Förderstrom
$\tilde{Q}$	m <sup>3</sup> /h	Laufradförderstrom
$Q^*$	m <sup>3</sup> /h	Förderstrom im Best-Efficiency-Point (BEP)
$\dot{Q}$	W	Wärmestrom
$\dot{Q}_{\text{ab}}$	W	Abgeführter Wärmestrom
$\dot{Q}_{\text{C}}$	W	Konvektiver Wärmestrom
$Q_{\text{exp}}$	m <sup>3</sup> /h	Gemessener Förderstrom
$Q_{\text{ist}}$	m <sup>3</sup> /h	Tatsächlich vorherrschender Förderstrom
$Q_{\text{max}}$	m <sup>3</sup> /h	Maximal zulässiger Förderstrom
$Q_{\text{Sp}}$	m <sup>3</sup> /h	Spaltstrom
$Q_{\text{Z}}$	m <sup>3</sup> /h	Zielförderstrom
$\Delta Q_{\text{Z}}$	m <sup>3</sup> /h	Differenz des Zielförderstromes
$r$	m	Radius
$\underline{R}$		Kovarianzmatrix des Messrauschens
$Re$		Reynolds-Zahl
$Ro_{\text{m}}$		Modifizierte Rossbyzahl
$RMS$	m/s <sup>2</sup>	Effektivwert der Schwingbeschleunigung
$RMS_{x,y,z}$	m/s <sup>2</sup>	Effektivwert der Schwingbeschleunigung der drei Achsen x,y,z

$RMSE_Q$	$m^3/h$	Mittlerer quadratischer Fehler des Förderstroms
$RMSE_R$	W	Mittlerer quadratischer Fehler der Reibungsleistung
$s$	mm	Vorspannung des Gleitrings der Gleitringdichtung
$s_{sl}$		Dimensionslose Stromlinienlänge
$S_{pro}$	$W/m^3$	Entropieproduktion
$t$	s	Zeit
$\underline{t}$		Tuningmatrix
$t_{0-12}$		Tuningfaktoren
$t_{1B}$	m	Dicke der Schaufel im Eintritt
$t_a$	m	Teilung
$t_s$	s	Messdauer
$\underline{T}$		Zielvektor LMV
$\underline{T}_{opt}$		Optimaler Zielvektor LMV
$T_s$	s	Zeit zwischen zwei Tastungen
$u$	m/s	Umfangsgeschwindigkeit, Geschwindigkeitskomponente in x-Richtung
$\underline{u}$		Eingangsvektor
$u_1$	m/s	Umfangsgeschwindigkeit am Schaufeleintritt des Laufrades
$u_{1,m}$	m/s	Umfangsgeschwindigkeit der mittleren Meridianstromlinie des Schaufeleintritts des Laufrades
$u_2$	m/s	Umfangsgeschwindigkeit am Schaufelaustritt des Laufrades
$U$	J	Innere Energie
$U_{GL}$	J	Innere Energie des Gleitrings
$U_{GR}$	J	Innere Energie des Gegenringes
$v$	m/s	Geschwindigkeitskomponente in y-Richtung
$V$	$m^3$	Volumen
$V_w$	$m^3$	Verschleißvolumen
$w$	m/s	Relativgeschwindigkeit, Geschwindigkeitskomponente in z-Richtung
$\underline{w}$	m/s	Vektor der Relativgeschwindigkeit
$w_{1,m}$	m/s	Relativgeschwindigkeit im Eintritt des Laufrades auf der mittleren Meridianstromlinie
$w_m$	m/s	Mittlere Relativgeschwindigkeit im Laufrad
$w_s$	m/s	Stoßgeschwindigkeit
$w_{s,1}$	m/s	Stoßgeschwindigkeitskomponente 1

$w_{s,2}$	m/s	Stoßgeschwindigkeitskomponente 2
$W_R$	J	Reibarbeit
$W_w$	J	Verschleißarbeit
$W_{w,calc}$	J	Durch den stationären Softsensoransatz identifizierte Verschleißarbeit
$W_{w,exp}$	J	Experimentell ermittelte Verschleißarbeit
$W_{w,EKF}$	J	Durch den EKF identifizierte Verschleißarbeit
$x$	m	Koordinate der x-Richtung
$\underline{x}$		Zustandsvektor
$\dot{\underline{x}}$		Zeitliche Ableitung des Zustandsvektors
$y$	m	Koordinate der y-Richtung
$\underline{y}$		Ausgangsvektor
$Y$	J/kg	Spezifische Förderarbeit
$\tilde{Y}$	J/kg	Spezifische Laufradarbeit
$\tilde{Y}_\infty$	J/kg	Spezifische Laufradarbeit bei unendlicher Schaufelzahl
$z$	m	Geodätische Höhe, Koordinate der z-Richtung
$z_D$	m	Geodätische Höhe vom Bezugssystem bis zum Druckstutzen
$z_L$		Schaufelzahl
$Z_{BC}$	J/kg	Spezifischer Borda-Carnot-Stoßverlustanteil
$Z_{GL,St}$	J/kg	Spezifischen Stoßverluste des Gehäuses
$Z_{GL,R}$	J/kg	Spezifischen Reibungsverluste des Gehäuses
$Z_{LN}$	J/kg	Spezifischen Verluste des Laufrades
$Z_{LN,Ka}$	J/kg	Spezifischen Reibungs- und Verwirbelungsverluste des Laufrades
$Z_{LN,St}$	J/kg	Spezifischen Stoßverluste des Laufrades
$Z_R$	J/kg	Spezifische Reibungsarbeit
$Z_{Rez}$	J/kg	Spezifische Rezirkulationsverluste
$z_S$	m	Geodätische Höhe vom Bezugssystem bis zum Saugstutzen
$Z_{St}$	J/kg	Spezifische Stoßarbeit
$\alpha$	W/(m <sup>2</sup> K)	Wärmeübergangskoeffizient
	°	Absolutstromwinkel
$\Delta\alpha$	°	Drallwinkel
$\Delta\alpha_{bp}$	°	Drallkörperwinkel
$\Delta\alpha_1$	°	Vordrallwinkel

$\Delta\alpha_{1,CFD}$	°	Über CFD-Simulation kalkulierter Vordrallwinkel
$\beta$	°	Relativstromwinkel
$\beta_{1B}$	°	Schaufelwinkel im Schaufeleintritt
$\beta_{1B,a}$	°	Schaufelwinkel im Schaufeleintritt der äußeren Meridianstromlinie
$\beta_{1B,i}$	°	Schaufelwinkel im Schaufeleintritt der inneren Meridianstromlinie
$\beta_{1B,m}$	°	Schaufelwinkel im Schaufeleintritt der mittleren Meridianstromlinie
$\beta_{2B}$	°	Schaufelwinkel im Schaufelaustritt
$\gamma$		Minderleistungsfaktor
$\lambda$	W/(m K)	Wärmeleitfähigkeit
$\lambda_{LMV}$		LMV Parameter
$\varepsilon_{rel}$	%	Relativer Fehler
$\varepsilon_U$	J	Fehlerbetrag der inneren Energie
$\varphi_{St}$		Stoßbeiwert
$\delta$	N/m <sup>2</sup>	Härte
$\phi(\underline{T})$		LMV Bewertungsfunktion
$\eta_h$	%	Hydraulischer Wirkungsgrad
$\eta_K$	%	Kupplungswirkungsgrad
$\Delta\eta_K$	%	Differenz des Kupplungswirkungsgrades
$\eta_{K,exp}$	%	Experimentell bestimmter Kupplungswirkungsgrad
$\eta_{Rez}$	%	Rezirkulationswirkungsgrad
$\eta_{Sp}$	%	Volumetrischer Wirkungsgrad
$\vartheta$	°C	Temperatur
$\vartheta$	K	Absolute Temperatur
$\vartheta_2$	K	Absolute Gegenringtemperatur
$\Delta\vartheta$	K	Temperaturdifferenz
$\vartheta_0$	°C	Gleitflächentemperatur
$\vartheta_2$	°C	Gegenringtemperatur
$\vartheta_{amb}$	°C	Umgebungstemperatur
$\vartheta_B$	°C	Bezugstemperatur
$\vartheta_M$	°C	Mediumtemperatur
$\vartheta_S$	°C	Temperaturmesswert des Sensors
$\omega$	rad/s	Winkelgeschwindigkeit

$\underline{\omega}$	rad/s	Vektor der Winkelgeschwindigkeit
$\dot{\omega}$	rad/s <sup>2</sup>	Zeitliche Ableitung der Winkelgeschwindigkeit
$\omega_v$	Hz	turbulente Wirbelfrequenz
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	Dichte
$\sigma_1$	m	Durch die Schaufel im Schaufeleintritt versperrter Querschnitt
$\mu$	Pa s	Dynamische Viskosität
$\nu$	m <sup>2</sup> /s	Kinematische Viskosität

## Abkürzungsverzeichnis

AK	Austrittskante
ABS	Acrylnitril-Butadien-Styrol
ADC	Analog-Digital-Converter
ASA	Acrylnitril-Styrol-Acrylester
BEP	Best-Efficiency-Point
CFD	Computer-Fluid-Dynamics
CPS	Cyber-physisches System
EK	Eintrittskante
EKF	Extended-Kalman-Filter
FU	Frequenzumrichter
I2C	Inter-Integrated Circuit
LMV	Levenberg-Marquardt-Verfahren
MID	Magnetisch-Induktives-Durchflussmengenmessgerät
PO	Prüfobjekt
POG	Prüfobjekt Gleitringdichtung
SiC	Siliziumcarbid
SST	Shear-Stress-Turbulence
URANS	Unsteady-Reynolds-Averaged-Navier-Stokes
$\mu$ C	Mikrokontroller (Englisch: <b>Mikrocontroller</b> )



# 1 Einleitung und Struktur der Arbeit

Kreiselpumpen finden sich in vielen Anwendungen des alltäglichen Lebens. In den Fokus der Betreiber von Pumpensystemen treten sie häufig erst bei problemgetriebenen Fragestellungen. Versagen Einzelbauteile in den Pumpen, führt dies zwangsläufig zum Ausfall des gesamten Pumpensystems. Auch die Betriebskosten der Pumpen spielen für die Betreiber eine wichtige Rolle. Betriebsinformationen an verschiedenen Stellen, wie z.B. der Förderstrom und der Druck, ermöglichen die Abbildung und Analyse des Pumpensystems. Daraufhin können systemangepasste Regelungen zur Erzielung nennenswerter Energieeinsparpotentiale entwickelt werden. Auch stellt sich die Frage, ob eine individuelle Anpassung der Pumpen an die Gegebenheiten der jeweiligen Pumpensysteme zu Optimierungspotentialen bei der Effizienz führen. Eine Betriebspunktbeschreibung der Pumpen ist somit für die Prävention von Ausfällen und die Minimierung der Betriebskosten notwendig. Trotz der Relevanz existieren nur wenige Lösungen in der praktischen Anwendung. Ursächlich sind oftmals die hohen Kosten für die Sensorik und die Software zur Auswertung der Messgrößen.

Durch die Implementierung eingebetteter Sensorsysteme wandelt sich die Pumpe zu einem cyber-physischen System (CPS). Neben der Identifikation des Betriebspunktes der Kreiselpumpen können kritische Einzelbauteile der Pumpen überwacht werden. Durch den Einsatz kosteneffizienter Sensoren und Methoden der Softsensorik, steigt die Akzeptanz für CPS bei den Betreibern. Softsensoren können Messgrößen, welche sich gegenwärtig nur mit teuren Messgeräten erfassen lassen, schätzen oder berechnen.

Die Grundlage für Softsensoren zur Bestimmung des Förderstromes bilden die Pumpenkennlinien. Eine ungünstige Gestaltung der Saugleitung von Pumpen kann zu Vordrall im Zustrom führen. Dieser nimmt Einfluss auf die Kennlinien von Kreiselpumpen. Vordrall führt somit zu einer Verschlechterung der Genauigkeit der Softsensorik. Die Kennlinien werden weiterhin durch die mechanischen Verlustleistungen beeinflusst. In Abhängigkeit der Bauweise der Pumpe ist die Reibungsleistung der Gleitringdichtung für die meisten mechanischen Verluste verantwortlich. Gleitringdichtung dichten das Innere der Pumpe gegenüber der umgebenden Atmosphäre im Bereich des Durchtritts der Welle durch das Pumpengehäuse ab. Über die Reibungsleistung kann zudem eine Zustandsbeschreibung der Gleitringdichtung ermöglicht werden.

Konkret werden in dieser Arbeit die nachfolgenden Forschungsfragen beantwortet:

1. Wie kann die Genauigkeit der Bestimmung des Förderstromes bei Vordrall im Zustrom zu Kreiselpumpen verbessert werden?
2. Wie kann die Reibungsleistung einer Gleitringdichtung im Pumpenbetrieb durch eine Softsensorik identifiziert werden?
3. Welchen Einfluss nehmen individualisierte Laufräder, die auf den systemspezifischen Förderstrom und Vordrallwinkel ausgelegt sind, auf die Effizienz von Kreiselpumpen?
4. Welche Genauigkeiten können bei der Abbildung der Anlagencharakteristiken durch ein eingebettetes Sensorsystem unter realen Betriebsbedingungen erreicht werden?

Die Arbeit gliedert sich in fünf weitere Kapitel. In Kapitel 2 werden die Grundlagen der Pumpentechnik präsentiert, welche für das Verständnis der Entwicklungen und die Untersuchungen in dieser Arbeit notwendig sind. Daneben ist der Stand der Forschung und Technik zu Softsensoren in Kreiselpumpen dargestellt. Der Förderstrom, welcher durch Pumpen gefördert wird, ist für den Betreiber eines Pumpensystems eine wichtige Prozessgröße. Neben dem Förderstrom spielt der Zustand der Gleitringdichtung in Kreiselpumpen für den störungsfreien Betrieb der Pumpen eine wichtige Rolle. Um dies zu verdeutlichen, wird die Anwendung von Gleitringdichtungen in Kreiselpumpen vorgestellt. Weiterhin werden relevante Arbeiten für die Zustandserfassung von Gleitringdichtungen präsentiert. Für die in dieser Arbeit entwickelten Softsensoriken der Gleitringdichtung spielt das Kalman-Filter eine wichtige Rolle. Die notwendigen Grundlagen für das Verständnis werden am Ende des Kapitels vorgestellt.

Zur Beantwortung der ersten Forschungsfrage, wird in Kapitel 3 die Entwicklung einer Softsensorik zur Bestimmung des Förderstroms von Kreiselpumpen unter dem Einfluss von Vordrall präsentiert. Dazu wurden die Kennlinien verschiedener Größen von zwei radialen Kreiselpumpen bei variierendem Vordrall im Zustrom zu den Pumpen experimentell ermittelt. Zudem wurden die Einflüsse von Vordrall auf die hydraulischen Verluste von Kreiselpumpen numerisch untersucht. Aus den dort gewonnenen Erkenntnissen heraus werden physikalische Modelle zur Abbildung der Kennfelder präsentiert. Auf Grundlage der Modelle wird die entwickelte Softsensorik und deren Fehler gegenüber den gemessenen Größen vorgestellt und die Ergebnisse präsentiert.

Kapitel 4 behandelt die Entwicklung einer Softsensorik zur Bestimmung der Reibungsleistung einer Gleitringdichtung, welche der Klärung der zweiten Forschungsfrage dient. Durch die Reibungsleistung wird das Verschleißverhalten von Gleitringdichtungen beeinflusst. Damit ist die Reibungsleistung eine wichtige Größe für die Zustandsbeschreibung von Gleitringdichtungen. In dem Kapitel wird neben der Algorithmik der Softsensorik auch die Entwicklung eines Prüfstandes vorgestellt. Durch diesen kann die Softsensorik validiert werden.

Die Beantwortung der dritten und vierten Forschungsfrage erfolgt in Kapitel 5. Im Kapitel werden individuelle Laufräder entwickelt. Durch diese sind die spezifischen Gegebenheiten der Pumpensysteme zu berücksichtigen, um Optimierungen bei der Leistungsaufnahme der Pumpen zu erreichen. Weiterhin werden die entwickelten Softsensoren als eingebettete Sensorsysteme in eine Pumpe implementiert. Die erreichbaren Genauigkeiten bei der Abbildung der Anlagencharakteristiken werden am Beispiel von Regelkennlinien quantifiziert. Durch eine Charakterisierung der Anlage werden systemspezifische Weiterentwicklungen der Regelungen möglich.

In Kapitel 6 werden abschließend die Erkenntnisse aus dieser Arbeit zusammengefasst und weitergehende Forschungsfragen diskutiert.

## 2 Grundlagen und Stand der Forschung zu Softsensoren und Sensorsystemen in Kreiselpumpen

In diesem Kapitel werden die Grundlagen für die nachfolgende Arbeit erläutert. Nach der Beschreibung grundlegender Prinzipien von Kreiselpumpen wird der allgemeine Stand der Forschung zu Softsensoren beschrieben. Daran knüpft der Entwicklungsstand zu Softsensoren für die Bestimmung des Förderstroms von Kreiselpumpen an. Weiterhin werden dabei die wichtigsten Untersuchungen zum Einfluss von Vordrall auf die Kennlinien von Kreiselpumpen vorgestellt.

Da für den Betrieb von Kreiselpumpen neben dem Förderstrom auch der Zustand der Gleitringdichtungen eine wichtige Rolle spielt, werden Methoden für die Zustandserfassung an Gleitringdichtungen vorgestellt. In dieser Arbeit wird ein Softsensor entwickelt, mit welchem sich die Reibungsleistung der Gleitringdichtungen erfassen lässt. Bei der Entwicklung von diesem spielen die Grundlagen zum Kalman-Filter eine wichtige Rolle. Deshalb werden diese zum Ende des Kapitels vorgestellt.

### 2.1 Grundlegende Eigenschaften von Kreiselpumpen

Die nachfolgend beschriebenen Eigenschaften und Gleichungen wurden dem Buch von J.F. Gülich [1] entnommen und der Nomenklatur der Arbeit angepasst. Anderweitig verwendete Quellen werden explizit ausgewiesen. Bei Kreiselpumpen handelt es sich um Strömungsmaschinen, bei welchen mechanische Energie in Strömungsenergie gewandelt wird. Die Form des Laufrades kann anhand eines Meridianschnittes unterschieden werden. In Abbildung 2-1 sind die Meridianschnitte für die drei Typen von Kreiselpumpen dargestellt. Diese untergliedern die Pumpen in Radial- (a), Halbaxial- (b) und Axialpumpen (c).

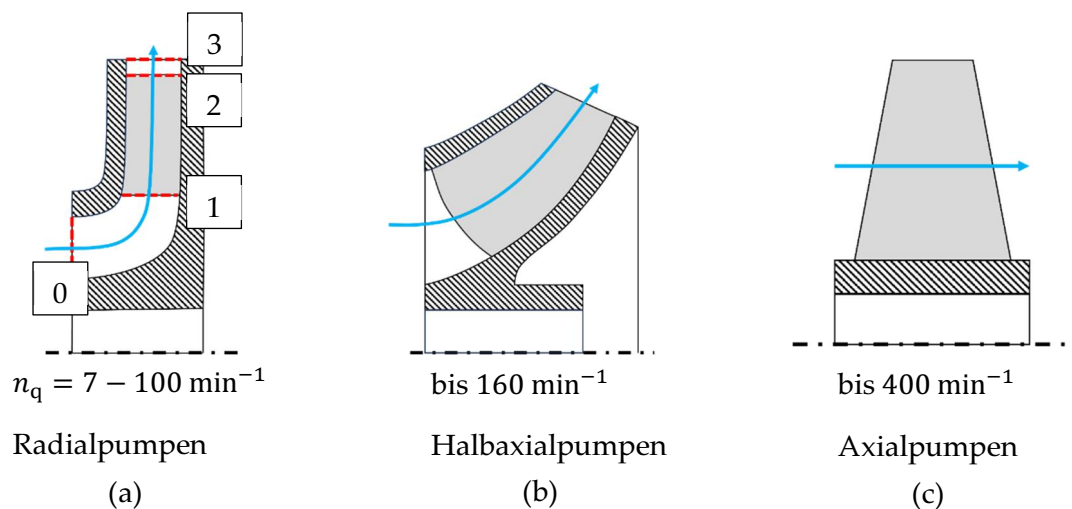


Abbildung 2-1: Meridianschnitt durch die Laufräder von Radial- (a), Halbaxial- (b) und Axialpumpen (c) unter Angabe der spezifischen Drehzahlbereiche ( $n_q$ ) und Definition der Positionsnummern anhand des Laufrades einer Radialpumpe. Die Werte für  $n_q$  entstammen dem Buch von J.F. Gülich [1].

J.F. Gülich definiert den Meridianschnitt als einen zirkulierenden Schnitt durch die Drehachse des Laufrades, sodass der Schaufelkörper nicht geschnitten wird [1]. Wie in Abbildung 2-1 dargestellt, lassen sich die Laufradformen der Pumpen im Meridianschnitt durch ihre spezifische Drehzahl  $n_q$  mit der Einheit Umdrehungen pro Minute [ $\text{min}^{-1}$ ] klassifizieren. Die in der Abbildung angegebenen Werte entstammen am Buch von J.F. Gülich [1]. In die spezifische Drehzahl fließen neben der Nenndrehzahl der Pumpe  $n_N$  auch der Förderstrom  $Q^*$  und die Förderhöhe  $H^*$  im Best-Efficiency-Point (BEP) ein. Die Definition der spezifischen Drehzahl ist Gleichung 2-1 zu entnehmen.

$$n_q = n_N \frac{\sqrt{Q^*}}{H^{*0,75}} \quad 2-1$$

In dieser Arbeit betrachtete Kreiselpumpen besitzen spezifische Drehzahlen aus dem Intervall  $n_q \in [7 \text{ min}^{-1}, 100 \text{ min}^{-1}]$ , wobei es sich dabei um Radialpumpen handelt. Neuralgische Positionen im Laufrad werden durch Nummerierungen gekennzeichnet. Die Notation der Positionen ist anhand des Laufrades einer Radialpumpe in Abbildung 2-1 (a) dargestellt. Die Position 0 beschreibt den Querschnitt des Eintritts in das Laufrad, Position 1 den Querschnitt des Eintritts in den Schaufelkanal, Position 2 den Austritt aus dem Schaufelkanal und Position 3 den Austritt aus dem Laufrad. Für alle nachfolgenden Betrachtungen gilt bei der Notation der Positionen im Laufrad  $2 \triangleq 3$ , da der Austritt aus dem Schaufelkanal mit dem Austritt aus dem Laufrad zusammenfällt.

Die vom Laufrad theoretisch an das Fördermedium abgegebene Arbeit kann durch die spezifische Laufradarbeit  $\tilde{Y}$  beschrieben werden:

$$\tilde{Y} = c_{u2}u_2 - c_{u1}u_1. \quad 2-2$$

Gleichung 2-2 wird als Euler'sche-Hauptgleichung bezeichnet [1]. In Abbildung 2-2 (a) sind die im Laufrad auftretenden Anteile der Strömungsgeschwindigkeit dargestellt. Die Absolutgeschwindigkeit  $c$  wird in die Umfangsgeschwindigkeit  $u$  und die Relativgeschwindigkeit  $w$  zerlegt. Wie J.F. Gülich beschreibt, wird dieser Zusammenhang als Geschwindigkeitsdreieck bezeichnet [1]. Die Absolutgeschwindigkeit kann weiterhin in einen Umfangsanteil  $c_u$  und einen Meridiananteil  $c_m$  zerlegt werden. Der Meridiananteil bezieht sich auf den Anteil der Absolutgeschwindigkeit, welcher der Strömung entlang des Meridianschnittes folgt. Gleiches gilt für den Umfangsanteil, welcher parallel zur Umfangsgeschwindigkeit verläuft. Die Relativgeschwindigkeit beschreibt die Strömungsgeschwindigkeit relativ zum rotierenden Laufrad. Der Winkel  $\alpha$  ist der Winkel zwischen  $u$  und  $c$  und charakterisiert die Orientierung der Absolutströmung zum Laufrad. Durch den Winkel  $\beta$  kann der Relativstromwinkel quantifiziert werden.

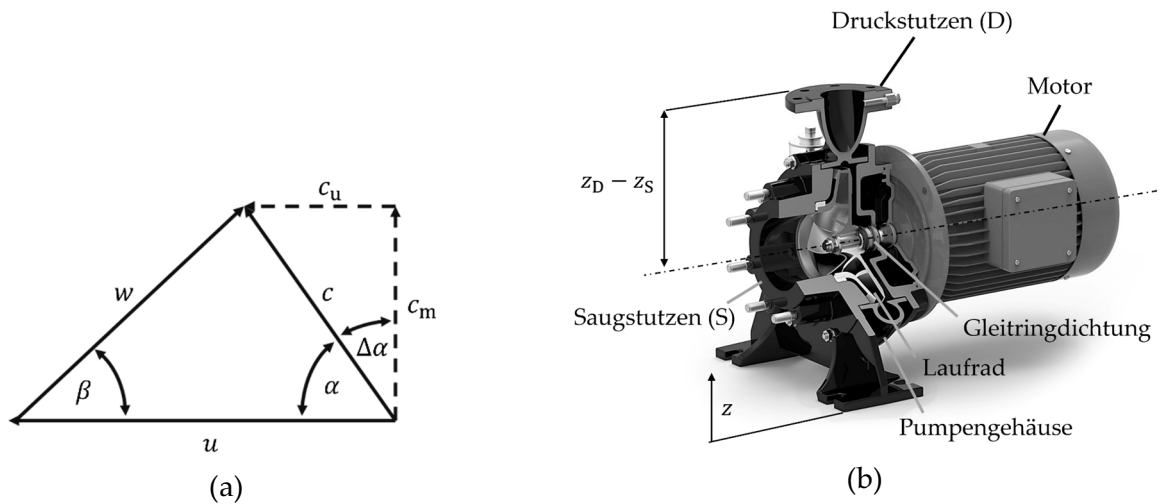


Abbildung 2-2: (a) Geschwindigkeitsdreieck mit den Anteilen der Absolutgeschwindigkeit  $c$ , Umfangsgeschwindigkeit  $u$ , Relativgeschwindigkeit  $w$ , Umfangsanteil der Absolutgeschwindigkeit  $c_u$ , Meridiananteil der Absolutgeschwindigkeit  $c_m$  sowie der Absolutstrom-  $\alpha$  und Relativstromwinkel  $\beta$  in einem Laufrad; (b) Bauteile einer Blockpumpe, bestehend aus Motor, Gleitringdichtung, Laufrad und Pumpengehäuse sowie geodätischer Höhenversatz zwischen Druck- (D) und Saugstutzen (S) ( $z_D - z_S$ ).

Wie durch J.F. Gülich benannt, wird bei der Berechnung von Pumpenlaufrädern davon ausgegangen, dass die Strömung bei Eintritt in den Schaufelkanal (Position 1) drallfrei ist, wodurch gilt  $c_{u1} = 0$  [1]. Daraufhin entfällt der rechte Term in Gleichung 2-2 und lediglich der Drall am Austritt aus dem Schaufelkanal (Position 2) muss berücksichtigt werden. Im Folgenden wird als Drall der Drehimpuls der Strömung bezeichnet [1].

Werden alle Strömungsverluste in der Pumpe in Form eines hydraulischen Wirkungsgrades  $\eta_h$  berücksichtigt, kann nach Gleichung 2-3 mit der Erdbeschleunigung  $g = 9,81 \text{ m/s}^2$  die Förderhöhe der Pumpe  $H$  berechnet werden.

$$H = \frac{\tilde{Y}}{g} \eta_h \quad 2-3$$

Die Förderhöhe  $H$  wird als Totalenergie verstanden, welche von der Pumpe an das Fördermedium übertragen wird. Die Einheit von  $H$  ist Meter-Wassersäule [m].  $H$  lässt sich messtechnisch ermitteln, indem die Differenzen von statischem Druck  $p$ , der Absolutgeschwindigkeit  $c$  und der geodätischen Höhen  $z$  (Abbildung 2-2 (b)) zwischen dem Druck- (Index D) und dem Saugstutzen (Index S) der Pumpe gemessen werden. Dies gilt unter der Voraussetzung, dass die Drucksensoren in den Ebenen des Druck- und Saugstutzens installiert werden. Die Förderhöhe lässt sich unter Verwendung der Dichte des Fördermediums  $\rho$  dann nach Gleichung 2-4 berechnen.

$$H = \frac{p_D - p_S}{\rho g} + \frac{c_D^2 - c_S^2}{2g} + (z_D - z_S) \quad 2-4$$

Die Förderhöhe kann als Funktion des Förderstromes der Pumpe  $Q$  aufgetragen werden. In Abbildung 2-3 (a) ist die  $H(Q)$ -Kennlinie einer Kreiselpumpe dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die Förderhöhe mit wachsendem Förderstrom abnimmt. Das Pumpensystem kann durch

eine Anlagenkennlinie charakterisiert werden. Der Schnittpunkt zwischen Anlagen- und  $H(Q)$ -Kennlinie stellt den Betriebspunkt der Pumpe dar.

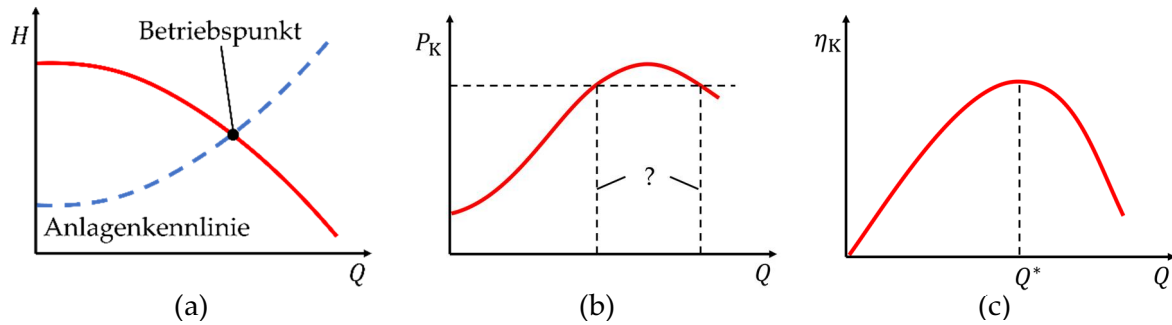


Abbildung 2-3: (a)  $H(Q)$ -Kennlinie der Förderhöhe  $H$  über dem Förderstrom  $Q$  als rote Kennlinie und Anlagenkennlinie dargestellt durch die blaue Strichellinie mit Angabe des Betriebspunktes der Pumpe als Schnittpunkt von Anlagen- und  $H(Q)$ -Kennlinie; (b)  $P_K(Q)$ -Kennlinie der Kupplungsleistung  $P_K$  über dem Förderstrom  $Q$  und Darstellung der Uneindeutigkeit bei der Berechnung des Förderstromes; (c)  $\eta_K(Q)$ -Kennlinie des Kupplungswirkungsgrades  $\eta_K$  über dem Förderstrom  $Q$  und Angabe des Bestpunktförderstromes  $Q^*$ .

Die an das Fördermedium abgegebene Energie kann nach Gleichung 2-5 auch als hydraulische Leistung  $P_{hy}$  berechnet werden.

$$P_{hy} = \rho g H Q \quad 2-5$$

Die von der Pumpe erforderte mechanische Aufnahmeleistung, nachfolgend als Kupplungsleistung  $P_K$  bezeichnet, ist um die in der Pumpe auftretenden Verluste größer als die hydraulische Leistung. Die Verluste lassen sich durch einen Kupplungswirkungsgrad  $\eta_K$  beschreiben, weshalb für  $P_K$  gilt:

$$P_K = \frac{P_{hy}}{\eta_K}. \quad 2-6$$

Der Kupplungswirkungsgrad berücksichtigt alle Verluste, die in der Pumpe auftreten. Durch die Antriebe auftretende Verluste sind in der Kupplungsleistung nicht enthalten. Kupplungsleistung und Kupplungswirkungsgrad werden von Pumpenherstellern ebenfalls in Form von  $P_K(Q)$ - und  $\eta_K(Q)$ -Kennlinie über den Förderstrom dargestellt (Abbildung 2-3 (b und c)). Die Kennlinien der oben beschriebenen Größen gelten für eine konstante Drehzahl der Pumpe  $n$ . Ist die Drehzahl der Pumpe variabel, werden anstelle der Kennlinien Kennfelder betrachtet.

Die spezifische Förderarbeit der Pumpe  $Y$  definiert sich nach Gleichung 2-7.

$$Y = gH \quad 2-7$$

Die Entstehung der Kennlinie  $Y(Q)$  und damit der Förderhöhe ist in Abbildung 2-4 (a) [2] dargestellt. Ausgangspunkt bildet die spezifische Laufradarbeit bei unendlicher Schaufelzahl  $\tilde{Y}_\infty$ . Nach J.F. Gülich kann durch die Annahme einer unendlichen Schaufelzahl die Strömung

als schaufelkongruent betrachtet werden, weshalb der Index  $\infty$ , wie er von J.F. Gülich benannt wird, angewendet wird [1]. Am Austritt der Schaufel weicht die Strömung bei endlicher Schaufelzahl jedoch von der Schaufelkontur ab, was zu einer Minderung der spezifischen Laufradarbeit  $\tilde{Y}$  führt. J.F. Gülich bezeichnet diese Minderung als Minderleistung [1]. Aufgrund von Reibung und Verwirbelungen  $Z_R$  in der Pumpe tritt eine weitere Minderung auf. Werden die Schaufeln des Laufrades und die Zunge des Pumpengehäuses nicht kongruent angeströmt, tritt ein Stoßverlust  $Z_{St}$  auf. Bei  $Q^*$  ist die Anströmung schaufelkongruent, sodass die Stoßverluste ihr Minimum erreichen. J.F. Gülich benennt, dass sich vor dem Laufrad ein Rezirkulationsgebiet entwickelt, wenn Pumpen bei Teillast ( $Q < Q^*$ ) betrieben werden [1]. Abbildung 2-4 (b) zeigt ein solches Rezirkulationsgebiet (Rez) im Eintritt des Laufrades bei Teillastbetrieb ( $Q < Q^*$ ). Durch das Rezirkulationsgebiet kann es zu Umfangskomponenten  $c_{u1}$  kommen, sodass die spezifische Laufradarbeit nach Gleichung 2-2 gemindert wird. Diese Minderung wird als Rezirkulationsverlust  $Z_{Rez}$  in Abbildung 2-4 (a) bezeichnet.

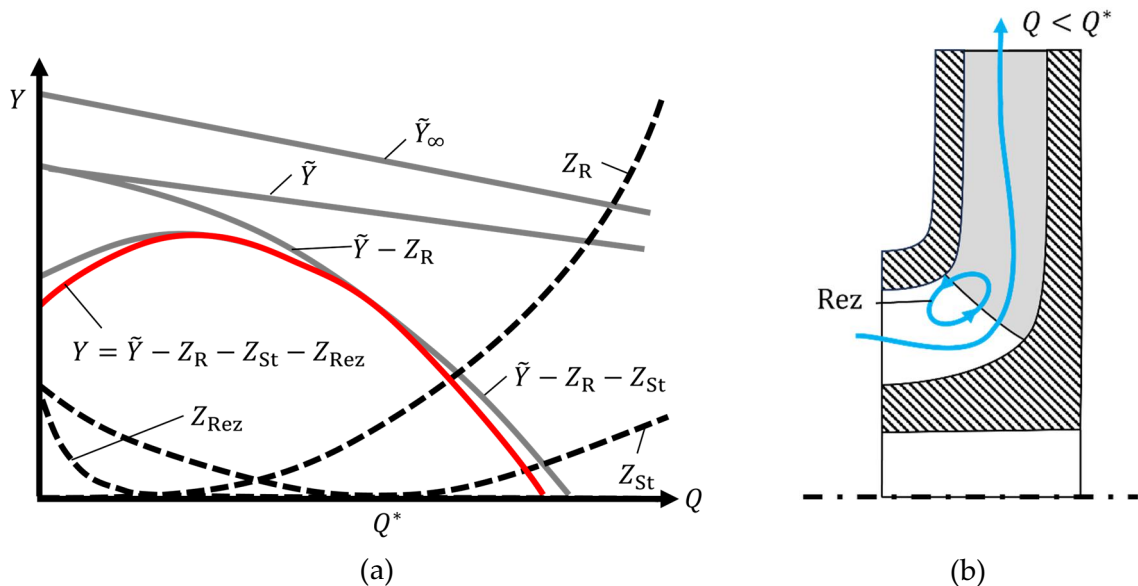


Abbildung 2-4: (a) Entstehung der Kennlinie der spezifischen Förderarbeit  $Y$  (rote Linie) durch Subtraktion der spezifischen Verluste  $Z_i$  (schwarz gestrichelte Linien) von der spezifischen Laufradarbeit  $\tilde{Y}$  (graue Linien). Die Darstellung der Abbildung erfolgt in Anlehnung an das Buch von C. Pfleiderer [2]; (b) Rezirkulationsgebiet (Rez) im Eintritt des Laufrades bei Teillastbetrieb ( $Q < Q^*$ ). Die Darstellungsweise wurde angelehnt an die Darstellungen von J.F. Gülich [1].

Kreiselpumpen werden häufig durch Elektromotoren angetrieben, wobei es sich hier in der Regel um Synchron- und Asynchronmotoren handeln kann. Wird das Laufrad auf der Motorwelle gelagert, werden die Pumpen als Blockpumpen bezeichnet. Die Bezeichnung ist allgemeingültig und wird von mehreren Herstellern publiziert [3–5]. Eine Blockpumpe ist in Abbildung 2-2 (b) dargestellt. In einer weiteren Bauweise können sich zwischen Motor und Pumpe Lagerträger befinden, durch welche die Pumpenwelle gelagert wird. Durch Kupplungen sind die Pumpenwellen mit dem Motor verbunden. Diese Pumpen werden als Lagerträgerpumpen bezeichnet. Eine Lagerträgerpumpe ist in Abbildung 2-5 (a) dargestellt.

Der Durchtritt der rotierenden Welle durch das Pumpengehäuse wird bei Kreiselpumpen oftmals mit Gleitringdichtungen abgedichtet. Wie Abbildung 2-5 (b) schematisch zeigt, setzt sich die Gleitringdichtung aus dem Gleitring, dem Gegenring, einer Feder und Nebendichtungen wie dem Elastomer und O-Ring zusammen. Eine detaillierte Beschreibung des Aufbaus einer Gleitringdichtung kann z.B. E. Mayer entnommen werden [6]. Die Gleitringdichtung wird im Übergang zum Pumpengehäuse montiert. Die Position der Gleitringdichtung in einer Kreiselpumpe ist in Abbildung 2-2 (b) dargestellt. Der Gegenring stellt das stationäre Element der Gleitringdichtung dar und dichtet den Pumpenraum mit einem O-Ring ab. Der Gleitring rotiert mit der Pumpenwelle und wird über die Tragscheibe des Laufrades und einer Feder an den Gegenring gedrückt. Der Elastomere verhindert die Leckage zwischen Welle und Gleitring.

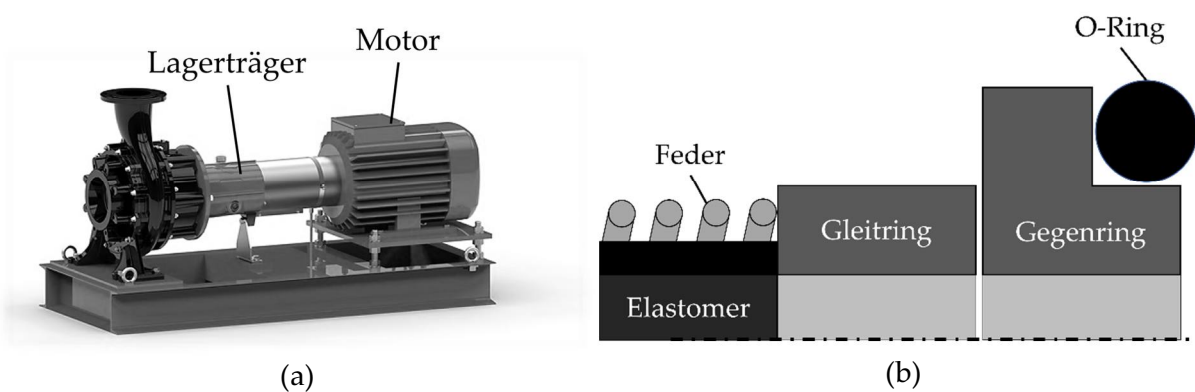


Abbildung 2-5: (a) Lagerträgerpumpe mit Lagerträger und Motor; (b) Bauteile einer Gleitringdichtung in der Schnittansicht, bestehend aus Feder, Elastomer, O-Ring sowie Gleit- und Gegenring.

## 2.2 Grundlagen und Herausforderungen bei der Entwicklung von Softsensoren

Physische Sensoren liefern in vielen Anwendungen Informationen. Die Anwendungen erstrecken sich dabei über jegliche Lebensbereiche, von Beschleunigungssensoren in Fahrzeugen bis zu Infrarotsensoren in Wärmebildkameras. Die Spanne der Kosten für die Sensoren kann sich von wenigen Cent bis hin zu mehreren tausend Euro erstrecken. Nicht nur die Kosten physischer Sensoren bestimmen die Messaufgabe, auch die Applikation spielt eine wichtige Rolle. Deutlich wird dies am Beispiel der Druckmessung innerhalb der Hydraulik einer Kreiselpumpe. Dazu müssen entweder Drucksensoren und deren Energieversorgung sowie Datenübertragung in die Pumpe implementiert, oder die Drücke über Schläuche nach außen übertragen werden. Beide Wege erfordern einen hohen Aufwand und sind nur invasiv zu realisieren.

Um den Kosten sowie den Hürden bei der Applikation von Sensoren zu begegnen, hat sich in den letzten Jahren das Feld der Softsensoren stark weiterentwickelt. Nach Y. Jiang *et al.* spielen Softsensoren eine wichtige Rolle für das Monitoring, die Regelung und die Optimierung von

Prozessen [7]. Die Struktur eines Softsensors ist in Abbildung 2-6 dargestellt. Dabei erhält der Softsensor  $N$  Sensorsignale, welche durch physische Sensoren gemessen werden. Bei Softsensoren handelt es sich um Algorithmen, welche auf Grundlage eines Modells und der  $N$  Sensorsignale,  $N + x$  Ausgangssignale bestimmen können.

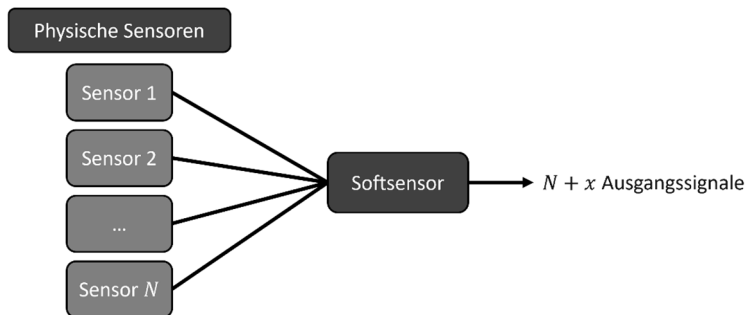


Abbildung 2-6: Struktur für einen Softsensor mit  $N$  Sensoren und  $N + x$  Ausgangssignalen.

Im Übersichtsbeitrag von T. Becker und D. Krause werden verschiedene Arbeiten zu Softsensoren vorgestellt [8]. Sie strukturieren die Arbeiten anhand der Modellierungsansätzen der Softsensoren. Dabei werden die Modelle des Softsensors in daten- und modellgetriebene Ansätze unterteilt [9] zit. n. [8]. In den Bereich der datengetriebenen Ansätze fallen definitionsgemäß Algorithmen aus dem Machine-Learning. Ganz klassisch werden hier Neuronale Netze benannt. T. Becker und D. Krause geben an, dass bei den modellgetriebenen Ansätzen Modelle auf Grundlage von differential-algebraischen Gleichungen genutzt werden [8]. Die Autoren benennen hier neben das Kalman-Filter auch den Moving-Horizont-Estimator. F.A.A. Souza *et al.* untergliedern in ihrem Übersichtsbeitrag die Algorithmen der Softsensorik ebenfalls anhand der Modellierung [10]. Die daten- und modellgetriebenen Ansätze werden bei F.A.A. Souza *et al.* als White-Box und Black-Box Modelle benannt. Im Übersichtsbeitrag von F.A.A. Souza *et al.* wird die Entwicklung von Softsensoren in die vier Phasen „Datenerfassung und Filterung“, „Auswahl der Eingabevariablen“, „Modellauswahl und Training“ sowie „Modellvalidierung und Modellpflege“ eingeteilt [10]. Damit zitieren sie u.a. die Arbeit von P. Kadlec *et al.* [11]. Während T. Becker und D. Krause [8], sowie F.A.A. Souza *et al.* [10] den Fokus auf die Art der Modelle für die Softsensoren legen, wird von Y. Jiang *et al.* die Struktur und Abgrenzung zu physischen Sensoren näher definiert [7]. Y. Jiang *et al.* benennen, dass Softsensoren auf eingebetteten Computersystemen ausgeführt werden können [7]. Aufgrund dieser Eigenschaften sind sie für die Anwendung in eingebetteten Sensorsystemen geeignet. Auch hier werden die vier Phasen bei der Entwicklung von Softsensorik benannt. Daneben haben die Autoren mehrere Herausforderungen und Optimierungspotentiale der Softsensorik herausgearbeitet. Bei der Integration der Softsensoren in die Anwendung ist gegenwärtig Expertenwissen erforderlich, um die Qualität der Softsensoren zu bewerten. Zusätzlich zur intensiven Integration wird die Überführung der Softsensoren aus der Laborumgebung in die praktische Anwendung durch Y. Jiang *et al.* als Herausforderung bewertet. Nach Y. Jiang *et al.* besitzen einhergehend mit dem Wunsch nach einer guten Abbildung des Prozesses durch den Softsensor die verwendeten Modelle eine hohe Komplexität [7]. Damit sind sie nur schwer in

den praktischen Alltag zu integrieren. Weiterhin wird durch Y. Jiang *et al.* Potential bei der Anwendung von Softsensoren in der Regelung und Steuerung gesehen. Dabei können beim Ausfall von physischen Sensoren die Messaufgaben durch Softsensoren übernommen werden. Ein solches Sensorsystem wurde bereits von R. Werner in einer Kreiselpumpe realisiert [12]. Abschließend wurde durch Y. Jiang *et al.* die Verwendung von Deep-Learning als Herausforderung benannt, in welcher laut ihnen Potential für die Softsensorik von komplexen Systemen steckt [7]. Jedoch werden hier durch die Autoren auch die für diese Modelle typischen Herausforderungen wie die Generalisierung und Interpretierbarkeit der Ergebnisse gesehen.

Es kann zusammengefasst werden, dass Softsensoren gegenwärtig eine wichtige Rolle zur Abbildung von Prozessen spielen. Ziel ist dabei die Prozesse zu monitoren, zu regeln und zu optimieren. Allgemein können Softsensoren in daten- und modellgetriebene Ansätze eingeteilt werden. Unterschieden werden diese Ansätze durch die Modellierung der Prozesse. Als eine zentrale Herausforderung bei der Anwendung von Softsensoren ist die Überführung in die praktische Anwendung zu nennen. Neben den Herausforderungen bei der Entwicklung von Softsensoren, wurde der Entwicklungsprozess näher definiert. Dieser untergliedert sich in vier Phasen. Durch die Orientierung anhand dieser Phasen, können Softsensoren zielgerichtet entwickelt werden.

### **2.3 Stand zur Bestimmung des Förderstromes und zum Vordralleinfluss bei Kreiselpumpen**

Teile der folgenden Ausführungen greifen Inhalte aus unseren Publikationen [13, 14] auf, die in übersetzter und sinngemäß angepasster Form übernommen wurden.

Für die Entwicklung von Regelszenarien für Pumpensysteme, spielen Kreiselpumpen als CPS eine bedeutende Rolle. Durch diese werden die notwendigen Informationen an den einzelnen Positionen verzweigter Pumpensysteme gewonnen. Die CPS können nicht nur als Informationsquelle genutzt werden. In sogenannten Multiagentensystemen, wie sie z.B. durch F. Borst *et al.* [15] oder K.T. Logan *et al.* [16] vorgestellt werden, tragen sie zur Regelung im Sinne des energieeffizienten Pumpsystembetriebs bei. Neben den Pumpen sind auch Forschungsaktivitäten zur Identifikation von Förderströmen bei z.B. Armaturen zu beobachten. Hierdurch erweitert sich die Informationsdichte im Pumpensystem. Zusätzlich werden so Rückfallebenen gebildet. S. Hucko *et al.* stellen dazu einen Softsensoransatz zur Bestimmung des Förderstromes an einem Schieberventil vor [17].

Es lässt sich eindeutig erkennen, dass Pumpen damit einen erheblichen Beitrag zum energieeffizienten Betrieb der Pumpensysteme allein durch Informationsgewinnung leisten können. S. Leonow (2015) stellte dazu einen ganzheitlichen Ansatz vor, bei welchem eine Pumpe durch die Bereitstellung der Information über die Betriebsparameter szenarienbasierte Regelansätze ermöglichte [18]. Der Förderstrom der Pumpe wurde durch einen

Softsensoransatz bestimmt, der in der Lage ist auch dynamische Betriebspunktänderungen abzubilden. Neben dem Algorithmus zur Bestimmung des Förderstromes realisierte S. Leonow (2015) auch eine Regelung auf einem Mikrokontroller ( $\mu\text{C}$ ) die über eine Bluetooth-Verbindung mit einer Smartphoneanwendung kommunizieren konnte. Auf dieser ließen sich szenarienbasierte Regelansätze designen und wieder an den  $\mu\text{C}$  übertragen. S. Leonow (2015) demonstrierte durch diesen Ansatz die Funktionalität einer Kreiselpumpe mit eingebettetem Sensorsystem, welches auf einem  $\mu\text{C}$  ausgeführt werden kann. Offen bleibt jedoch die Frage nach der Genauigkeit bei der Abbildung der Anlagencharakteristiken des Pumpensystems unter Realbedingungen. Erst durch Charakterisierung des Pumpensystems lassen sich Einsparpotentiale durch eine bedarfsgerechte Regelung erreichen. Das Regelverfahren wird in der Arbeit jedoch im Rahmen der vordefinierten Szenarien als bekannt vorausgesetzt.

Für die Messung des Förderstroms kommen gegenwärtig meist Magnetisch-Induktive-Durchflussmengenmessgeräte (MID) zum Einsatz. Da diese hohe Anschaffungskosten besitzen, wurden in den letzten Jahren Verfahren entwickelt, bei welchen der Förderstrom aus Kenngrößen der Pumpen heraus berechnet werden kann. Ein häufig angewendetes Verfahren ist die Messung der Förderhöhe oder der Kupplungs- bzw. elektrischen Aufnahmeleistung der Pumpe und die Berechnung des Förderstromes durch Invertierung der  $H(Q)$ - oder  $P_K(Q)$ -Kennlinie. Dieses Verfahren wurde von S. Hammo und J. Viholainen hinsichtlich der Genauigkeit untersucht [19]. Dabei wurde das Verfahren bereits in einem Frequenzumrichter (FU) implementiert und konnte auch bei drehzahlvariablen Pumpen angewendet werden. Die Auswirkung der Variabilität der Drehzahl auf die Kenngrößen der Pumpe wurde mit den Affinitätsgesetzen ( $Q \propto n$ ,  $H \propto n^2$  und  $P \propto n^3$ ) berechnet. Die Abweichungen zwischen dem gemessenen und berechneten Förderströmen liegen dabei zwischen  $\approx 0\%$  und  $4\%$ . Weiterhin benennen S. Hammo und J. Viholainen, dass die Genauigkeit des Softsensors stark von der Genauigkeit bei der Abbildung der Kennlinien abhängt [19]. Auch in den Arbeiten von M. Rakibuzzaman *et al.* [20] und A.S. V.K. *et al.* [21] werden die Pumpenkennlinien benötigt, um den Förderstrom zu bestimmen.

Das Patent von D.J. Kernan *et al.* beschreibt ein Verfahren, bei welchem über einen Frequenzumrichter ebenfalls der Förderstrom für drehzahlvariable Pumpen berechnet wird [22]. Es konnte gezeigt werden, dass die Affinitätsgesetze Abweichungen bei der Berechnung der Kupplungsleistung besitzen. Das Verfahren erfordert die Messung der Kupplungsleistung für variierende Drehzahlen bei keiner Förderung ( $Q = 0$ ) und optimiert hierüber die Leistungsrechnung bei variierender Drehzahl. In dem Verfahren können weiterhin mechanische Verlustleistungen berücksichtigt werden. Im Ergebnis des Verfahrens ergibt sich ein Polynom zur Beschreibung der  $P_K(Q, n)$ -Kennfelder. Dieses Polynom kann durch Lösung nach  $Q$  den Förderstrom berechnen.

S. Leonow und M. Mönnigmann (2013) teilen Algorithmen zur Förderstromschätzung in prozess- und pumpenbasierte Algorithmen ein [23]. Bei den prozessbasierten Algorithmen wird der Ausgangsdruck aus der Pumpe gemessen und über die Kenntnis der

Anlagenkennlinie der Förderstrom berechnet. Pumpenbasierte Algorithmen nutzen das bereits beschriebene Verfahren der Invertierung der Kennlinien von  $H(Q)$  oder  $P_K(Q)$ . Diese Algorithmen können dynamische Änderungen des Förderstromes nur mit zunehmenden Abweichungen abbilden. Weiterhin stellen S. Leonow und M. Mönnigmann (2013) die Grenzkurvenmethode vor. Bei dieser Methode wird der Statorstrom des Motors für variierende Förderströme bestimmt. Für das Kennfeld des Statorstromes werden zwei Grenzkurven gemessen. Bei diesen wird die Drehzahl der Pumpe variiert. Die Messung der unteren Grenzkurve erfolgt bei keiner Förderung der Pumpe ( $Q = 0$ ). Die obere Grenzkurve erhält man durch Messung bei  $Q = Q_{\max}$ . Das dynamische Verhalten der Förderstromschätzung bei Änderung des Förderstromes wird weiterhin mit einem Differentialgleichungsmodell verbessert. Dieses Verfahren erfordert neben den Messungen der Pumpenkennlinien zusätzlich die Messung der zwei Grenzkurven [23].

Bei allen bereits benannten Methoden können nur eindeutige Kennlinienbereiche verarbeitet werden. Sind die Kennlinien uneindeutig so wie in Abbildung 2-3 (b) dargestellt, sind im Ergebnis zwei Förderströme möglich. Das Patent von J. Schaab und S. Laue adressiert genau dieses Problem, wobei hier der Förderstrom ebenfalls auf Basis der  $H(Q)$ - und  $P_K(Q)$ -Kennlinien berechnet wird [24]. Im Bereich der Uneindeutigkeit werden durch Wahrscheinlichkeitsberechnung die beiden Kennlinien verglichen. Hierüber kann die Lage des Förderstromes geschätzt werden.

Die Schätzung des Förderstromes bei uneindeutigen Kennlinien wurde in weiteren Arbeiten diskutiert. S. Leonow und M. Mönnigmann (2016) verwenden zur Förderstromschätzung bei uneindeutigen Kennlinien einen Kalman-Filter [25]. Für die Schätzung des Förderstromes im Bereich der Uneindeutigkeit wird die Drehzahl der Pumpe in einem kurzen Zeitintervall verändert. Daraufhin wird das Leistungsverhalten beobachtet, woraus die Lage des Förderstromes geschätzt werden kann.

S. Pöyhönen *et al.* stellen ein Verfahren vor, bei welchen Informationen über den Bestpunkt der Pumpe ( $Q^*, H^*$ ) und die Drehzahl  $n$  vorliegen müssen [26]. Über diese Informationen wird die spezifische Drehzahl  $n_q$  nach Gleichung 2-1 berechnet. Auf Basis einer generischen Pumpenkennlinie kann mit der spezifischen Drehzahl die Pumpenkennlinie berechnet werden. Dabei wurden die durch J.F. Gülich [1] und A.J. Stepanoff [27] publizierten generischen Kennlinien verglichen. Die Förderstromschätzung erfolgt anschließend wieder mit der  $H(Q)$ - oder  $P_K(Q)$ -Kennlinie. S. Pöyhönen *et al.* zeigten, dass der Förderstrom mit einem relativen Fehler von 7-15%, bezogen auf den Bestpunktförderstrom  $Q^*$ , berechnet werden kann [26].

Die beschriebenen Verfahren finden bereits Anwendung in Produkten von Pumpenherstellern wie z.B. dem PumpMeter der Firma KSB SE & Co. KGaA [28]. Anstatt den berechneten Förderstrom, werden dort jedoch Förderstrombereiche angezeigt.

Alle beschriebenen Verfahren erfordern die Kennlinien oder Kennfelder der Pumpen. Diese werden von den Pumpenherstellern meist auf Basis der DIN EN ISO 9906 [29] ermittelt und

publiziert. Dabei tritt die Strömung drallfrei in das Laufrad ein ( $u_1 c_{u1} = 0$ ). Kann diese Bedingung in Pumpensystemen nicht mehr sichergestellt werden, verändert sich nach Gleichung 2-2 die spezifische Laufradarbeit und damit die Kennlinien der Pumpe. Wie J.F. Gülich zeigt, wird dieser Umstand bei Pumpen mit steigender spezifischer Drehzahl genutzt, um den Betriebspunkt zu regeln [1]. Bei der Vordrallregelung werden verstellbare Leitschaufeln vor der Pumpe montiert, um so den Vordrall zu verändern. Abweichungen von den genormten Bedingungen auf Basis der DIN EN ISO 9906 [29] in der Saugleitung, können ebenfalls zu Strömungen mit Vordrall im Zustrom zur Pumpe führen. A. De Fockert *et al.* zeigen z.B. die Einflüsse auf die Pumpenkennlinien einer Axialpumpe durch einen systembedingten Vordrall [30]. Damit einher gehen Änderungen der Pumpenkennlinien, welche sich nur schwer prognostizieren lassen.

M. Roth Kliem zeigt, dass je nach Einbausituation von Flanschklappen und Krümmern mit Änderungen der Pumpenkennlinien zu rechnen ist [31]. Sie ermittelte Förderhöhenverluste bis zu 2,8 % und bei der Wellenleistung bis zu 1,7 % im BEP der Pumpe. M. Roth Kliem führte dies auf Vordrall zurück. Weiterhin konnte sie zeigen, dass sich die Schwingwege der Wellenschwingungen in Abhängigkeit der Einbausituation vergrößert haben.

Installationsbedingte Änderungen der Pumpenkennlinien werden in allen Modellen zur Bestimmung der Fördermenge nicht berücksichtigt und können daher zu großen Unsicherheiten der Ergebnisse führen. Mehrere Veröffentlichungen zeigen, dass der Einfluss des Vordralls auf die Kennlinien der Pumpen mit der spezifischen Drehzahl zunimmt [31, 32]. Die Auswirkung von Vordrall auf die Kennlinien von Kreiselpumpen wurde bereits in mehreren Studien untersucht [33–38]. Diese Studien befassen sich hauptsächlich mit der Vordrallregelung. Durch die dort gesammelten Erkenntnisse lassen sich die Einflüsse von Vordrall auf die Kennlinien von Kreiselpumpen genauer beschreiben. M. Liu *et al.* zitieren verschiedene Arbeiten, die sich mit der Vordrallregelung von Kreiselpumpen und Kompressoren befassen [39]. In den zitierten Arbeiten wurden sowohl experimentelle als auch numerische Untersuchungen durchgeführt. Die Autoren resümierten aus den zitierten Arbeiten, dass insbesondere auf Sekundärströmungen im Eintritt des Laufrades durch Vordrallregelventile Einfluss genommen werden kann.

Neben den Arbeiten zur Vordrallregelung sind in der Arbeit von V. Schröder zwei Pumpen mit unterschiedlichen spezifischen Drehzahlen hinsichtlich des Einflusses des Vordralls auf die Pumpenkennlinien untersucht worden [32]. Er zeigte, dass auch für Pumpen mit  $n_q < 50 \text{ min}^{-1}$  ein signifikanter Einfluss auf die Kennlinie zu erwarten ist. Der Autor benannte weiterhin, dass insbesondere bei Zunahme der negativen Vordrallwinkeln mit einer Reduzierung des Kupplungswirkungsgrades zu rechnen ist. V. Schröder führte dies auf eine Zunahme der Stoßverluste zurück [32].

X. Ma *et al.* zeigten, dass Vordrall auch zu einer Veränderung der Strömung im Laufrad führen kann [40]. Dazu untersuchten sie die Strömung sowie die Druckpulsationen auf Laufradaustritt im Rahmen einer numerischen Strömungssimulation an einer halbaxialen

Pumpe mit  $n_q = 241,5 \text{ min}^{-1}$ . Weiter Untersuchungen bestätigten den Einfluss auf die Strömung und die damit verbundenen Verluste im Laufrad [41, 42].

Neben Vordrall kann auch Lufteintrag in die Pumpe zu einer Änderung der Kennlinien führen. M. Stan *et al.* haben hierzu eine Pumpenkennlinie vermessen, während unterschiedliche Luftströme in die Pumpe eingetragen wurden [43]. Dabei konnte gezeigt werden, dass es auch bei Lufteintrag zu Änderungen der Pumpenkennlinien kommen kann. M. Stan *et al.* konnten weiterhin zeigen, dass diese Änderungen der Kennlinien auch in der Schwinggeschwindigkeit und den akustischen Emissionen zu erkennen war.

Es bleibt zu beachten, dass neben dem Auftreten von Vordrall oder dem Eintrag von Luft auch die Druckmessung einen Einfluss auf die Bewertung der Pumpenkennlinien nimmt. In der Arbeit von J.H. Timcke wurde der Einfluss des Rohrdurchmessers sowie der Lage der Messebene bei Druckmessungen auf die Ermittlung der Pumpenkennlinien untersucht [44]. Er konnte zeigen, dass sich in Abhängigkeit der Messebene der Druckmessung sowie der verwendeten Rohrleitungsdurchmesser die ermittelten Pumpenkennlinien unterscheiden können.

Zu resümieren bleibt, dass die Algorithmen zur Bestimmung des Förderstromes die Kennlinien der Pumpen erfordern. Diese werden nach der DIN EN ISO 9906 [29] mit drallfreier Anströmung vermessen. Durch eine ungünstige Gestaltung der Zulaufleitung kann jedoch Vordrall im Zustrom der Pumpe auftreten. Hierdurch verändern sich die Pumpenkennlinien, was zu einer Vergrößerung der Abweichungen zwischen dem bestimmten und dem tatsächlichen Förderstrom führen kann. Mit der Identifikation von Vordrall im Pumpenbetrieb haben sich bisher keine bekannten Arbeiten auseinandergesetzt. Gegenwärtig bleibt damit die Frage offen, wie die Änderung der Pumpenkennlinien aufgrund von Vordrall im Pumpenbetrieb erkannt werden kann. Weiterhin entwickelt sich daraus die Motivation, die Algorithmen der Bestimmung des Förderstromes um diese Störgröße zu erweitern. Bisher haben sich die Algorithmen durch einen mittleren bis geringen Implementierungsaufwand ausgezeichnet. Forschungstendenzen wie die von K.D. Sommer *et al.* [45] können zwar zukünftig das Strömungsfeld einer Pumpe auflösen und damit den Vordralleinfluss genau quantifizieren, sind aber nur mit einem hohen Aufwand zu implementieren. Wie im vorangegangenen Kapitel benannt, besteht hier die Herausforderung mit geringem Aufwand bei der Implementierung und geringem Expertenwissen eine hohe Güte bei der Bestimmung des Förderstromes unter dem Einfluss von Vordrall zu erreichen.

## 2.4 Gleitringdichtungen in Kreiselpumpen und Methoden zu deren Zustandsüberwachung

Gleitringdichtungen in Kreiselpumpen sind für den Betrieb der Pumpen wichtige Bauteile. Sie dichten dabei das Innere der Pumpe gegenüber der umgebenden Atmosphäre im Bereich des Durchtritts der Welle durch das Pumpengehäuse ab. In Abbildung 2-5 (b) ist der Aufbau einer Gleitringdichtung schematisch dargestellt. Der Dichtspalt zwischen Gleit- und Gegenring bildet sich bei rotierendem Gleitring und dem Vorhandensein eines Fördermediums in der Pumpe aus. Aufgrund der geringen Höhe des Dichtspaltes im Bereich von einem Mikrometer [46] tritt nur eine geringe Leckage aus der Pumpe aus.

Nachfolgende Erläuterungen der Funktionsweise wurden den Arbeiten von E. Mayer [6] sowie H.K. Müller und B.S. Nau [46] entnommen. Einzelne Passagen in diesem Kapitel greifen Inhalte aus unserer Publikation [47] in übersetzter und sinngemäß angepasster Form auf.

Die spaltschließenden Kräfte sowie die spaltöffnenden Kräfte stehen im Gleichgewicht. Zu den spaltschließenden Kräften gehören Druckkräfte sowie Federkräfte. Über das Flächenverhältnis  $k_s$  nach Gleichung 2-8 [48] lässt sich erkennen, ob die Druckkräfte spaltschließend oder spaltöffnend wirken. Während  $A_h$  die hydraulisch belastete Fläche bezeichnet, bezeichnet  $A_{Sp}$  die Fläche des Dichtspaltes. Gemäß der Angaben des technischen Leitfadens der Firma EagleBurgmann handelt es sich für  $k_s \leq 1$  um eine entlasteten Dichtung [48]. Die spaltöffnende Kraft entwickelt sich aufgrund des hydrodynamischen Druckaufbaus im Dichtspalt.

$$k_s = \frac{A_h}{A_{Sp}} \quad 2-8$$

Die Gleitringdichtung ist bei Blockpumpen (Abbildung 2-2 (b)) für den größten Teil der mechanischen Verluste der Pumpe verantwortlich. Die mechanischen Verluste sind Teil der Pumpenkennlinie, welche für die Ermittlung des Förderstroms genutzt werden. Das von uns in einer Publikation [13] vorgestellte physikalische Modell zur Abbildung der Pumpenkennlinie erfordert die Kenntnis der mechanischen Verlustleistung der Pumpe. Hierdurch konnte gegenüber den Affinitätsgesetzen eine Verbesserung der Vorhersage der Pumpenkennlinien bei reduzierter Drehzahl erreicht werden.

Die Leistungsaufnahme  $P_S$  einer Gleitringdichtung setzt sich nach Gleichung 2-9 aus zwei Leistungen zusammen. Zum einen ist dies die Reibungsleistung  $P_R$  aufgrund der Reibung des Gleitlings auf dem Gegenring. Zum anderen tritt aufgrund der Leistungsübertragung zwischen der Gleitringdichtung und dem umgebenden Medium die Verwirbelungsleistung  $P_V$  auf. Dieser Zusammenhang kann E. Mayer [6] entnommen werden.

$$P_S = P_R + P_V \quad 2-9$$

Wie H.K. Müller und B.S. Nau zeigen, hängt die Verwirbelungsleistung von der Drehzahl und der Reynolds-Zahl ab [46]. Da nachfolgend als Medium von Wasser mit einer niedrigen Viskosität sowie geringen Drehzahlen ausgegangen wird, kann  $P_V \ll P_R: P_S \approx P_R$  angenommen werden. Die mechanische Verlustleistung von Blockpumpen ist damit primär auf die Reibungsleistung der Gleitringdichtung zurückzuführen.

Fällt eine Gleitringdichtung im Betrieb aus, bedeutet dies auch einen Ausfall der Pumpe. Damit geht mitunter ein Ausfall des gesamten Pumpensystems einher. Dies führt dazu, dass eine Vielzahl an Arbeiten für die Bestimmung des Zustandes der Gleitringdichtung in Kreiselpumpen existieren. Diese untergliedern sich in Arbeiten zur Erfassung des Schmierzustandes im Dichtspalt mittels Ultraschallwellen, Körperschall- und Beschleunigungssensoren [49–53]. J. Zou *et al.* untersuchten verschiedene Schäden an Gleitringdichtungen in der Zielumgebung einer Kreiselpumpe anhand des Motorstromes [54]. Sie fokussierten sich bei ihrer Analyse auf den Schadensfall der Zunahme der Leckagerate einer Gleitringdichtung. Dabei machten sie deutlich, dass die Zunahme der Leckagerate einen Einfluss auf die Kennlinien der Kreiselpumpe nimmt.

In den durch H. Towsyfyfan *et al.* in ihrem Übersichtsbeitrag zusammengetragenen Schäden, handelt es sich beim Trockenlauf um eine der häufigsten Ausfallursache von Gleitringdichtungen [55]. Bei diesem wird die durch die Reibungsleistung entstandene Wärme nicht mehr in ausreichendem Maße abgeführt, sodass es zu thermischen Schäden an der Gleitringdichtung kommt. Eine Überwachung der Temperatur der Gleitringdichtung kann damit zur Vermeidung von Schäden genutzt werden. L. A. Gupta *et al.* stellen dazu einen kabellosen Temperatursensor vor [56]. Bei diesem wird im Gegenring der Gleitringdichtung ein Magnet integriert. Dessen Magnetfeld ändert sich in Abhängigkeit der Gegenringtemperatur, was mittels eines Hall-Sensors mit der Gegenringtemperatur korreliert werden kann. Aufgrund der Bedeutung der Temperatur der Gleitringdichtung für das Betriebsverhalten und die Störungsfrüherkennung existieren einige Arbeiten, die die Wärmeströme und Temperaturfelder in Gleitringdichtungen untersucht haben. R. L. Phillips *et al.* untersuchten die Wärmeströme an einer Gleitringdichtung innerhalb einer Kreiselpumpe [57]. Zur Bestimmung des Reibmomentes der Gleitringdichtung implementierten die Autoren einen Drehmomentsensor am Gegenring. Im Ergebnis wurde die lokale Nußelt-Zahl an mehreren Positionen bestimmt und mit Literaturangaben verglichen. Die Autoren schlussfolgerten, dass Ersatzmodelle die tatsächlich auftretenden Nußelt-Zahlen an Gleitringdichtungen nicht wiedergeben können.

Frühere Arbeiten wie von G.S. Buck zeigten bereits, dass bei der Bestimmung der Wärmeströme in Gleitringdichtungen die Wärmeströme in das umgebende Fördermedium dominieren [58]. Dabei spielen Wärmeleit- und Wärmeübergangsvorgänge eine große Rolle. Auf Basis einer eindimensionalen Modellvorstellung modellierte G. S. Buck die Wärmeströme. Die Modellvorstellung basiert auf der im Buch von J.P. Holman [59] beschriebenen Rippentheorie. Die Einflüsse aufgrund des mehrdimensionalen Temperaturfeldes werden durch G.S. Buck durch eine Wärmeübertragungseffizienz berücksichtigt. Dieser

Ansatz wurde auch von Z. Luan und M.M. Khonsari (2007) verwendet [60]. Durch eine numerische Simulation haben N. Brunetière und B. Modolo eine Gleitringdichtung näher analysiert [61]. Dabei haben sie die Nußelt-Zahl lokal für den rotierenden und stationären Teil einer Gleitringdichtung ermittelt und eine Gleichung zur Bestimmung der gemittelten Nußelt-Zahl für den Gleit- und den Gegenring der Gleitringdichtung angegeben. Sie zeigten, dass die Nußelt-Zahl nicht nur von der Reynolds- und Prandtl-Zahl abhängt. Laut den Autoren wird die Nußelt-Zahl weiterhin vom Verhältnis der Wärmeleitfähigkeit zwischen dem Fördermedium und der Gleitringdichtungswerkstoffe beeinflusst. Der Einfluss der Wärmestrahlung sowie unterschiedlicher Geometrien und Materialien auf das thermische Verhalten für Gleitringdichtungen und Rippen wurde durch M. Mosavat *et al.* untersucht [62]. Sie konnten zeigen, dass Wärmestrahlung einen Effekt auf die Temperaturverteilung von Gleitringdichtungen hat.

Aus den benannten Arbeiten entwickelt sich das Bild, dass sich der Zustand der Gleitringdichtung sowie der Reibungszustand im Dichtspalt anhand der auftretenden Wärmeströme charakterisieren lässt. Mit Ausnahme unserer Arbeit [47] bleibt jedoch offen, ob eine Abbildung des Reibungszustandes auf Basis der Reibungsleistung durch einen Softsensor auf Grundlage eines Wärmestrommodells möglich ist. In der Publikation [47] wurde von uns ein Softsensor zur Ermittlung der Reibungsleistung einer Gleitringdichtung entwickelt. Wir konnten zeigen, dass durch diesen Softsensor die Reibungsleistung mit geringem Fehler ermittelt werden kann. Im Kapitel 4 wird dieser Ansatz aufgegriffen und für instationäre Betriebszustände durch einen Kalman-Filter weiter optimiert.

## 2.5 Grundlagen des Kalman-Filter

Messsignale liefern Zustandsgrößen von Systemen. Da Messaufgaben in der praktischen Anwendung einen Kompromiss zwischen Wirtschaftlichkeit, Applikationsaufwand und der Informationsdichte finden müssen, werden nicht immer alle notwendigen Zustandsgrößen gemessen, um den Systemzustand ganzheitlich zu beschreiben. Wie von R. Marchthaler und S. Dingler benannt, wurde 1960 durch R.E. Kalman und R.S. Bucy [63] ein Filter entwickelt, welcher auf Grundlage von verrauschten Messsignalen verborgene Systemzustände schätzen kann [64]. Damit eignet sich das Kalman-Filter für die Anwendung als Softsensor. Die Grundlage des Filters bildet die Zustandsraumdarstellung. Das Zustandsraummodell ist in Gleichung 2-10 [65] dargestellt. Das Zustandsraummodell besteht aus zwei Gleichungen. Darin bezeichnet  $\underline{x}(t)$  den Zustandsvektor,  $\dot{\underline{x}}(t)$  die zeitliche Ableitung des Zustandsvektors,  $\underline{u}(t)$  den Eingangsvektor und  $\underline{y}(t)$  den Ausgangsvektor. Die Matrizen  $\underline{A}$ ,  $\underline{B}$ ,  $\underline{C}$  und  $\underline{D}$  sind zeitlich konstant. Wie J. Lunze ausführt lassen sich mit der Zustandsraumdarstellung lineare und zeitinvariante Systeme beschreiben [65].

$$\begin{aligned}\dot{\underline{x}}(t) &= \underline{A} \underline{x}(t) + \underline{B} \underline{u}(t), \\ \underline{y}(t) &= \underline{C} \underline{x}(t) + \underline{D} \underline{u}(t)\end{aligned}\tag{2-10}$$

In Abbildung 2-7 ist der Aufbau eines klassischen zeitkontinuierlichen Kalman-Filters dargestellt. Die Abbildung wurde von R. Marchthaler und S. Dinger [64] übernommen und für zeitkontinuierliche Systeme angepasst. Die Gleichungen zur Berechnung der zeitlichen Ableitung des Zustandsvektors  $\dot{\underline{x}}(t)$  und des geschätzten Ausgangsvektors  $\hat{\underline{y}}(t)$  nach Gleichung 2-10 können Abbildung 2-7 direkt entnommen werden [64].

Anstelle des geschätzten Zustandsvektors  $\underline{x}(t)$  wird für die Berechnung der zeitlichen Ableitung durch das Kalman-Filter ein korrigierter Zustandsvektor  $\tilde{\underline{x}}(t)$  bestimmt. Wie R. Marchthaler und S. Dinger zeigen, wird dieser durch die Matrix der Kalman-Verstärkung  $\underline{K}(t)$  berechnet [64].

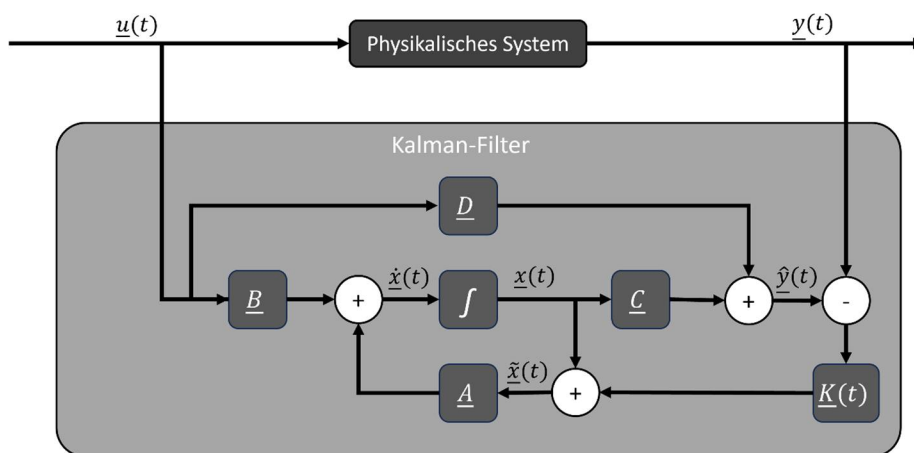


Abbildung 2-7: Aufbau eines zeitkontinuierlichen Kalman-Filters. Die Darstellungsweise wurde von R. Marchthaler und S. Dinger [64] übernommen und modifiziert, mit Genehmigung der Autoren.

Für die Verarbeitung des Kalman-Filters auf eingebetteten Rechensystemen kann dieser auch zeitdiskret berechnet werden. Die Gleichungen zur Berechnung des zeitdiskreten Kalman-Filters in den Gleichungen 2-11 bis 2-15 sowie die nachfolgenden Erläuterungen zu diesen wurden R. Marchthaler und S. Dinger entnommen [64].

Die geschätzten Größen werden mit einem Dach ( $\hat{\cdot}$ ) und die korrigierten mit einer Tilde ( $\tilde{\cdot}$ ) über dem Formelzeichen gekennzeichnet. Die zeitdiskreten Schritte werden mit  $k \in \mathbb{N}^+$  nummeriert. Die zeitliche Schrittweite zwischen den zeitdiskreten Werten wird als  $T_s$  bezeichnet. Auf die Herleitung der Gleichungen 2-11 bis 2-15 wird weiter nicht näher eingegangen. Eine vollständige Herleitung kann der Arbeit von R. Marchthaler und S. Dinger [64] entnommen werden. Wie R. Marchthaler und S. Dinger benennen, teilen sich die Gleichungen 2-11 bis 2-15 in die zwei Berechnungsschritte Korrektur und Vorhersage ein [64]. Aus der Angabe des diskreten Zeitschrittes ist ersichtlich, dass durch die Gleichungen 2-14 und 2-15 die Kovarianzmatrix des Schätzfehlers  $\underline{P}$  sowie der Zustandsvektor für den nächsten Zeitschritt vorhergesagt werden. Der Schätzfehler ist die Abweichung zwischen dem tatsächlichen und dem geschätzten Zustandsvektor. Die Korrektur der geschätzten Größen erfolgt im gegenwärtigen Zeitschritt durch die Gleichungen 2-11 bis 2-13.

$$\underline{K}(kT_s) = \underline{\hat{P}}(kT_s) \cdot \underline{C}^T \cdot (\underline{C} \cdot \underline{\hat{P}}(kT_s) \cdot \underline{C}^T + \underline{R})^{-1} \quad 2-11$$

$$\underline{\tilde{x}}(kT_s) = \underline{\hat{x}}(kT_s) + \underline{K}(kT_s) \cdot \left( \underline{y}(kT_s) - \underline{C} \cdot \underline{\hat{x}}(kT_s) - \underline{D} \cdot \underline{u}(kT_s) \right) \quad 2-12$$

$$\underline{\tilde{P}}(kT_s) = (\underline{I} - \underline{K}(kT_s) \cdot \underline{C}) \cdot \underline{\hat{P}}(kT_s) \quad 2-13$$

$$\underline{\hat{P}}((k+1)T_s) = \underline{A} \cdot \underline{\tilde{P}}(kT_s) \cdot \underline{A}^T + \underline{G} \cdot \underline{Q} \cdot \underline{G}^T \quad 2-14$$

$$\underline{\hat{x}}((k+1)T_s) = \underline{A} \cdot \underline{\tilde{x}}(kT_s) + \underline{B} \cdot \underline{u}(kT_s) \quad 2-15$$

Gleichung 2-11 zur Berechnung der Kalman-Verstärkungs-Matrix  $\underline{K}$  enthält neben der Kovarianzmatrix des vorhergesagten Schätzfehlers  $\underline{\hat{P}}$  auch die Kovarianzmatrix des Messfehlers  $\underline{R}$ . Durch  $\underline{R}$  wird das Rauschen der Sensoren berücksichtigt. Die Vorhersage von  $\underline{\hat{P}}$  im Zeitschritt  $(k+1)T_s$  nach Gleichung 2-14, berücksichtigt weiterhin Ungenauigkeiten in der Modellierung durch die Zustandsraumdarstellung in Form der Kovarianzmatrix des Systemrauschens  $\underline{Q}$ . Die Zustandsraumdarstellung aus Gleichung 2-10 gilt nur für lineare Systeme.

In vielen Anwendungsfällen findet sich jedoch nichtlineares Zeitverhalten. Wie durch J. Lunze benannt, können nichtlineare Systeme durch stetig differenzierbare Funktionen nach Gleichung 2-16 beschrieben werden [65]. Die Vektorfunktion  $\underline{f}_x(\underline{x}(t), \underline{u}(t))$  berechnet auf Grundlage des Zustands- und Eingangsvektors die zeitliche Ableitung des nichtlinearen Systems. Gleiches gilt für die Bestimmung des Ausgangsvektors in Gleichung 2-17 [65].

$$\dot{\underline{x}}(t) = \underline{f}_x(\underline{x}(t), \underline{u}(t)) \quad 2-16$$

$$\underline{y}(t) = \underline{f}_y(\underline{x}(t), \underline{u}(t)) \quad 2-17$$

Für nichtlineare Systeme kann der Extended-Kalman-Filter (EKF) verwendet werden. Eine Herleitung der EKF-Gleichungen kann z.B. der Arbeit von G.A. Terejanu [66] entnommen werden. Beim EKF werden die nichtlinearen Funktionen im aktuellen Zeitschritt durch eine Taylorapproximation linearisiert [66]. Wie R. Marchthaler und S. Dingler darstellen, unterscheidet sich das EKF gegenüber dem klassischen Kalman-Filter dahingehend, dass für die verwendeten Matrizen gilt:  $\underline{A} \triangleq \underline{J}_A$  und  $\underline{C} \triangleq \underline{J}_C$  [64]. Die Matrix  $\underline{J}_C$  beschreibt dabei die Jakobimatrix der Vektorfunktion zur Bestimmung des Ausgangsvektors ( $\underline{f}_y$ ).



### 3 Bestimmung des Förderstromes unter dem Einfluss von Vordrall

Im folgenden Kapitel wird eine Softsensorik zur Bestimmung des Förderstromes für radiale Kreiselpumpen entwickelt.

Durch die in Kapitel 2.3 vorgestellten Algorithmen können keine Änderungen der Kennlinien aufgrund von Vordrall berücksichtigt werden. Bei der zu entwickelnden Softsensorik ist dieser Einfluss einzuarbeiten. Wie in der ersten Forschungsfrage in Kapitel 1 benannt, ist die Genauigkeit bei der Bestimmung des Förderstromes durch Berücksichtigung des Vordralls zu verbessern. Zunächst werden dazu die Kennfelder mehrerer Messgrößen von zwei Kreiselpumpen bei verschiedenen Vordrallwinkeln experimentell untersucht. Es wird erarbeitet, wie Vordrall durch einen Softsensoren erkannt werden kann. Darauf baut die Entwicklung von physikalischen Modellen zur Abbildung der Kennfelder radialer Kreiselpumpen auf. Diese werden im letzten Unterkapitel in einen Algorithmus zur Bestimmung des Förderstromes eingebunden und die erzielten Ergebnisse diskutiert.

#### 3.1 Untersuchungen zum Einfluss von Vordrall auf die Kennfelder von radialen Kreiselpumpen

##### Einfluss von Vordrall auf die Bestimmung des Förderstromes

Um die Experimente nachfolgend zu beschreiben, sind einige geometrische Größen und Strömungsgeschwindigkeiten zu definieren. In Abbildung 3-1 (links) sind diese an einem Laufrad dargestellt. Die Schaufel kann im Eintritt geneigt sein. Bezugnehmend auf die Definition der charakteristischen Positionen im Laufrad aus Abbildung 2-1 in Kapitel 2.1, können somit mehrere Durchmesser für die Position 1 definiert werden. In Abbildung 3-1 (links) sind der innere Durchmesser  $d_{1i}$  und der äußere Durchmesser  $d_{1a}$  der Schaufeleintrittskante dargestellt.

Da das Laufrad mit einer Drehzahl  $n$  rotiert, kann an jeder Position der Schaufel ein Geschwindigkeitsdreieck konstruiert werden. Dieses ist ebenfalls in Abbildung 3-1 (rechts) dargestellt. Der Winkel zwischen der Absolutströmung von ihrem Meridiangeschwindigkeitsanteil wird als Drallwinkel  $\Delta\alpha$  bezeichnet. Orientiert sich dieser in Richtung der Umfangsgeschwindigkeit, besitzt der Drallwinkel ein positives Vorzeichen. Ist er entgegen der Umfangsgeschwindigkeit orientiert, besitzt er ein negatives Vorzeichen. In Abbildung 3-1 (rechts) sind die Geschwindigkeitskomponenten und Winkel für  $\Delta\alpha < 0^\circ$  grau dargestellt.

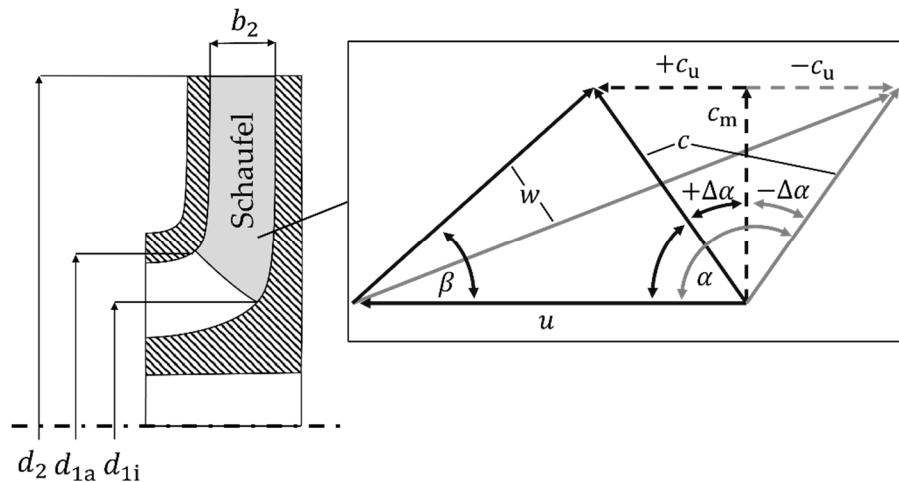


Abbildung 3-1: Geometrische Parameter und Bezeichnungen am Laufrad einer radialen Kreiselpumpe (links) mit Angabe des für den Bereich der Schaufel geltenden Geschwindigkeitsdreiecks (rechts). Das Geschwindigkeitsdreieck enthält alle Geschwindigkeitskomponenten für positive (schwarze Pfeile) und negative (graue Pfeile) Drallwinkel  $\Delta\alpha$ . Die Abbildung wurde in ähnlicher Weise bereits in unseren Publikationen [13, 14] veröffentlicht.

Die in Kapitel 2.3 beschriebenen Verfahren zur Ermittlung des Förderstromes durch Kreiselpumpen erfordern die Kennlinien der Pumpe. Wie M. Roth Kliem zeigte, kann durch eine ungünstige Gestaltung der Leitung im Zustrom zur Pumpe Vordrall auftreten [31]. In Abbildung 3-2 sind die Ergebnisse der Bestimmung des Förderstromes durch den Algorithmus von S. Leonow und M. Mönningmann (2016) [25] an einer radialen Kreiselpumpe dargestellt. Die spezifische Drehzahl der Pumpe betrug  $n_q = 36 \text{ min}^{-1}$ . Der Förderstrom wird im Algorithmus von S. Leonow und M. Mönningmann (2016) [25] auf Basis der Messung der elektrischen Aufnahmeleistung durch einen Kalman-Filter geschätzt. Der Förderstrom ist in Abbildung 3-2 als relativer Förderstrom  $q = Q/Q^*$  dargestellt und wurde über die Zeit  $t$  variiert. Der durch ein MID gemessene Förderstrom ist in Abbildung 3-2 in schwarz und der durch den Softsensor geschätzte Förderstrom in grau dargestellt. Der Vordrallwinkel  $\Delta\alpha_1$  wurde im Intervall  $\Delta\alpha_1 \in \{-27^\circ; 0^\circ; 27^\circ\}$  variiert.

Wird der Förderstrom bei drallfreiem Zustrom ( $\Delta\alpha_1 = 0^\circ$ ) geschätzt (Abbildung 3-2 oben), zeigen sich bei Änderung des Förderstromes über die Zeit  $t$  nur geringe Abweichungen. Diese nehmen mit sinkenden Förderströmen zu. Vergleichend dazu weicht der Förderstrom bei negativen ( $\Delta\alpha_1 = -27^\circ$ ) (Abbildung 3-2 links unten) und positiven ( $\Delta\alpha_1 = +27^\circ$ ) (Abbildung 3-2 rechts unten) Vordrallwinkeln gegenüber dem gemessenen Förderstrom ab. In Abhängigkeit der Orientierung des Vordrallwinkels wird der Förderstrom zu groß oder zu klein geschätzt. Es kann beobachtet werden, dass mit abnehmenden  $q$  die Abweichungen schwächer ausfallen. Insgesamt wird deutlich, dass  $\Delta\alpha_1$  einen Einfluss auf die Förderstromschätzung nimmt. Dies zeigt deutlich die Notwendigkeit einer näheren Untersuchung und damit die Schließung dieser Forschungslücke.

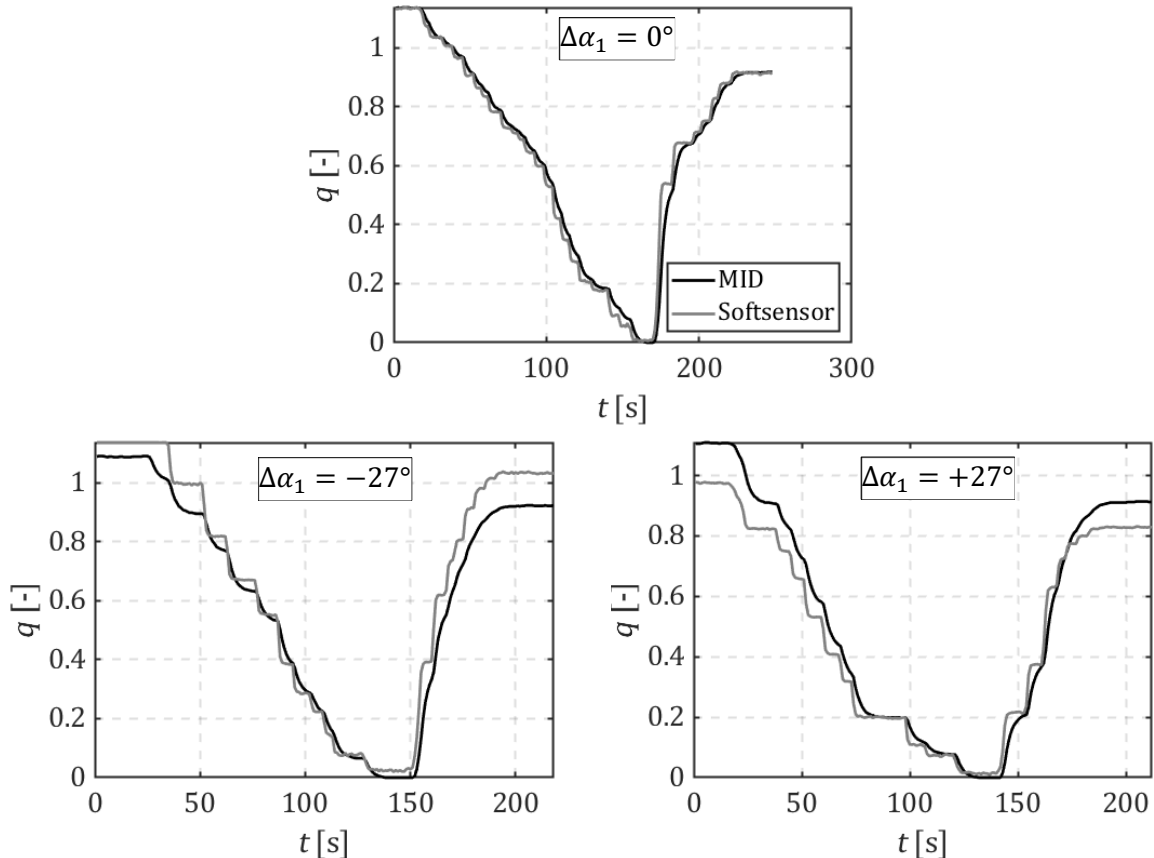


Abbildung 3-2: Darstellung des durch ein MID gemessenen (MID) und den durch den Algorithmus von S. Leonow und M. Mönningmann (2016) [25] geschätzten (Softsensor) relativen Förderstrom  $q$  bei Variation dessen über die Zeit  $t$  für die Vordrallwinkel  $\Delta\alpha_1 \in \{-27^\circ; 0^\circ; 27^\circ\}$  an einer Pumpe mit  $n_q = 36 \text{ min}^{-1}$ .

### Aufbau und Durchführung der Experimente

Die nachfolgenden Experimente dienen als Datengrundlage für die Entwicklung und Validierung der Softsensorik. Die Ergebnisse der Experimente wurden bereits in Teilen in unseren Publikationen [13, 14] veröffentlicht.

Durch V. Schröder [32] wurde bereits der Einfluss von Vordrall auf die Pumpenkennlinien von zwei Pumpen untersucht. Der von V. Schröder publizierte Versuchsaufbau zur Erzeugung von Vordrall wurde bei den nachfolgend gezeigten Experimenten angewendet. Deshalb wurden zwei Pumpen mit ähnlichen spezifischen Drehzahlen und Laufraddurchmessern gewählt. Somit können die Ergebnisse auf Plausibilität geprüft und mit denen von V. Schröder verglichen werden. Wichtige Parameter der Pumpen sind im Anhang A dargestellt. Die Pumpen werden nachfolgend als PO001 (Prüfobjekt 1) und PO002 (Prüfobjekt 2) bezeichnet. Bei diesen handelt es sich um radiale Kreiselpumpen. Sie sind als Lagerträgerpumpen ausgeführt. Die Nenndrehzahl  $n_N$  beträgt für beide Pumpen  $n_N = 1475 \text{ min}^{-1}$ .

Die mechanische Verlustleistung durch die Lagerträger mit den hierin verbauten Lagern zur Lagerung der Pumpenwelle und der Gleitringdichtungen  $P_{\text{mech}}$  wurde für jedes Prüfobjekt

experimentell bestimmt. Die Leistungsaufnahmen wurden dazu bei variierender Drehzahl durch eine Drehmomentenmesswelle gemessen. Von J.F. Gülich wird für die Abhängigkeit von der Drehzahl der Zusammenhang  $P_{\text{mech}} \propto n^x$  angegeben, wobei  $x \in \{1,3; 1,8\}$  [1]. Im Rahmen der Messungen wurde  $x = 1,5$  identifiziert. Die Ergebnisse stimmen demnach mit den Angaben von J.F. Gülich gut überein. Der Messaufbau und die Graphen zu den Messungen der Leistungsaufnahme der Lagerungen sind in Anhang B dargestellt.

Der Vordrall wurde für die Experimente über Drallkörper dem Zustrom zu den Pumpen aufgeprägt. Dieser Ansatz wurde von den Arbeiten von V. Schröder [32] übernommen. Auch die Konstruktion der Drallkörper, dargestellt in Abbildung 3-3 (a), entspricht der Konstruktion von V. Schröder [32]. Die Drallkörper werden durch eine Drallkörpermutter auf einer Drallkörpernabe gesichert. Durch die Drallkörper wird der drallfreie Zustrom mit dem Vektor  $\underline{c}$  unter einem Winkel von  $\Delta\alpha_{\text{pb}}$  abgelenkt. Wie bei V. Schröder können durch diesen Aufbau die Drallkörper variiert werden. Mit zunehmenden  $\Delta\alpha_{\text{pb}}$  ist mit Ablösungen der Strömung an den Drallkörpern zu rechnen. Diese wurden auch durch V. Schröder in seiner Arbeit [32] benannt. Weiterhin wird die Strömung nach Passierung der Drallkörper durch die wirkenden Zentrifugal- und Zentripetalkraft beeinflusst. Aus diesen Gründen ist damit zu rechnen, dass  $\Delta\alpha_1 \neq \Delta\alpha_{\text{pb}}$ . Die Vordrallwinkel an der Stelle des Laufradeintritts wurden durch V. Schröder mittels einer Mehrlochsonde in [32] gemessen. Da im Rahmen dieser Untersuchungen diese Möglichkeit nicht bestand, wurde zu jedem Drallkörper eine Computer-Fluid-Dynamics (CFD) Simulation durchgeführt.

Abbildung 3-3 (b) zeigt das 3D-Modell für die CFD-Simulation am Beispiel von PO001. Die Einbausituation der Drallkörper im Zustrom der Pumpe ist in der oberen Abbildung von Abbildung 3-3 (b) zu sehen. Die Drallkörper befinden sich direkt im Zustrom vor dem Laufrad. Für die CFD-Simulation wurde diese Einbaubedingung zu drei Strömungsdomains vereinfacht. Diese setzen sich aus der Zustrom-, der Drallkörper- und der Abstromdomain zusammen. Die drei Domains mit Randbedingungen und die Lage der Auswerteebene ist am Beispiel von PO001 in der unteren Abbildung von Abbildung 3-3 (b) dargestellt. Als Eintrittsrandbedingung in der Zustromdomain wurde der statische Druck  $p_{\text{stat}}$  vorgegeben. Dieser betrug bei allen Simulationen  $p_{\text{stat}} = 0$  Pa. Als Austrittsrandbedingung in der Abstromdomain wurde der Massestrom  $\dot{m}$  vorgegeben. Der Massestrom wurde bei allen Simulationen über den Bestpunktförderstrom der Pumpen berechnet.

Die Simulationen zeigten, dass die Schwankungen von  $\Delta\alpha_1$  bei variierenden Masseströmen vernachlässigt werden konnten. Aus diesem Grund wurde  $\Delta\alpha_1$  nur bei dem Bestpunktförderstrom der jeweiligen Pumpe ausgewertet. Um den Einfluss der Randbedingungen auf das Strömungsgebiet in der Auswerteebene zu reduzieren, wurden Zustrom- und Abstromdomain mit einer Länge des 5-fachen hydraulischen Durchmessers verwendet. Das vollständige Setup der CFD-Simulationen mit den Ergebnissen der Verteilung von  $\Delta\alpha_1$  in der Auswerteebene ist für alle simulierte Drallkörper in Anhang C dokumentiert.

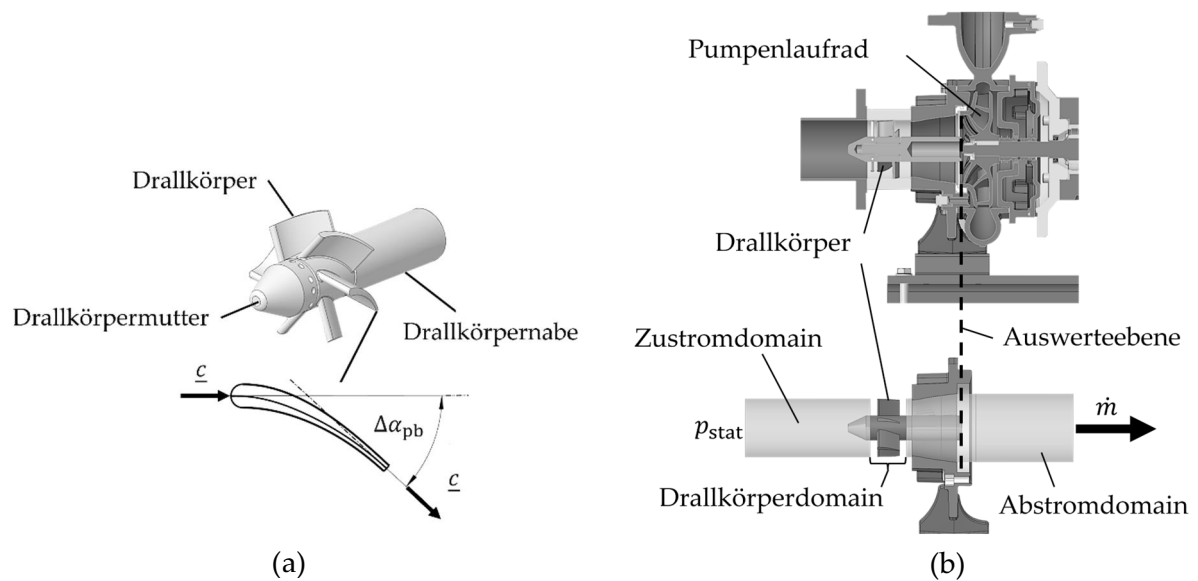


Abbildung 3-3: (a) Konstruktion der Drallkörper mit einem Drallkörperwinkel von  $\Delta\alpha_{pb}$ , befestigt durch eine Drallkörpermutter auf einer Drallkörpernabe wie von V. Schröder in [32] publiziert; (b) 3D-Modell der Drallkörper in der Pumpe (untere Abbildung) durch ein Modell bestehend aus einer Zustrom-, Drallkörper- und Abstromdomain mit der Eintrittsrandbedingung  $p_{stat}$ , der Auswerteebene zur Identifikation von  $\Delta\alpha_1$  und der Austrittsrandbedingung  $\dot{m}$  für die CFD-Simulation am Beispiel der Einbausituation in PO001 (obere Abbildung).

In Anlehnung an V. Schröder [32] wurden für beide Prüfobjekte jeweils sechs Drallkörper mit variierenden Winkeln gemessen. Er untersuchte Drallkörper bis zu einem Drallwinkel von  $\Delta\alpha_1 = \pm 50^\circ$  [32]. M. Roth Kliem [31] zeigt jedoch, dass bei gestörtem Zustrom zur Pumpe in realen Anwendungen mit kleineren Winkeln zu rechnen ist. Aus diesem Grund wurden Drallkörper mit Drallwinkeln in einem Intervall von  $\Delta\alpha_{pb} \in \{-43^\circ; 43^\circ\}$  konstruiert. In Tabelle 3-1 sind die Drallkörperwinkel  $\Delta\alpha_{pb}$  und die durch die CFD-Simulation ermittelten Vordrallwinkel  $\Delta\alpha_1$  für PO001 und PO002 dargestellt. Die Abweichungen zwischen  $\Delta\alpha_1$  und  $\Delta\alpha_{pb}$  fallen bei PO002 gegenüber PO001 stärker aus. Dies ist unter anderem auf die größere Distanz zwischen Drallkörper und Laufrad bei PO002 zurückzuführen.

Tabelle 3-1: Ergebnisse der CFD-Simulation zur Bestimmung der Vordrallwinkel  $\Delta\alpha_1$  in Abhängigkeit der Drallkörperwinkel  $\Delta\alpha_{pb}$

PO001		PO002	
$\Delta\alpha_{pb}$	$\Delta\alpha_1$	$\Delta\alpha_{pb}$	$\Delta\alpha_1$
-43°	-41,7°	-43°	-34,8°
-30°	-27,8°	-30°	-22,6°
-16°	-13,7°	-16°	-11,8°
+16°	+14,2°	+16°	+11,5°
+30°	+27,9°	+30°	+22,8°
+43°	+41,8°	+43°	+35,8°

Abbildung 3-4 zeigt den experimentellen Aufbau mit allen Messgrößen. Die zu untersuchende Pumpe saugt das Fördermedium aus einem Tank mit einem Gesamtvolumen von  $V = 16 \text{ m}^3$  an. Als Fördermedium wurde Wasser mit einer Wassertemperatur zwischen  $\vartheta_M = 18^\circ$  und  $\vartheta_M = 22^\circ$  verwendet. Das Fördermedium wird nach der Pumpe zurück in den Tank geführt. Der Betriebspunkt der Pumpe kann durch Drosselung einer motorbetriebenen Regelklappe in der Druckleitung eingestellt werden.

Neben der Variation des Förderstromes durch die Regelklappe kann auch die Drehzahl des Motors durch einen FU verändert werden. Als Motor wird bei beiden Pumpen ein Asynchronmotor verwendet. Die Förderhöhen der Pumpen wurde durch Messung des Differenzdrucks  $\Delta p_p$  und dem Förderstrom  $Q_{\text{exp}}$  bestimmt. Der Differenzdruck wird bei PO001 durch zwei Drucktransmitter und bei PO002 durch ein Differenzdruckmessgerät bestimmt. Bei PO001 erfasst ein Drucktransmitter den Druck im Zustrom zur Pumpe  $p_{\text{ss,exp}}$ , der zweite den Druck in der Druckleitung  $p_{\text{ps,exp}}$ .

Neben den Drücken zur Bestimmung der Förderhöhe wurde der Druck im Radseitenraum  $p_{\text{RSR,exp}}$  gemessen. Zur Messung des Förderstromes  $Q_{\text{exp}}$  kam ein MID in der Druckleitung zum Einsatz. Die zwischen Motor und Pumpe übertragene mechanische Leistung wurde durch eine Drehmomentenmesswelle erfasst. Diese misst das Drehmoment  $M_{\text{exp}}$  und die Drehzahl  $n_{\text{exp}}$ . Zusätzlich wurden die Schwingbeschleunigungen in drei Achsen  $a_{x,y,z}$  in der Nähe des Festlagers am Lagerträger der Pumpen ermittelt. Dazu wurde ein triaxialer piezoelektrischer Beschleunigungssensor verwendet.

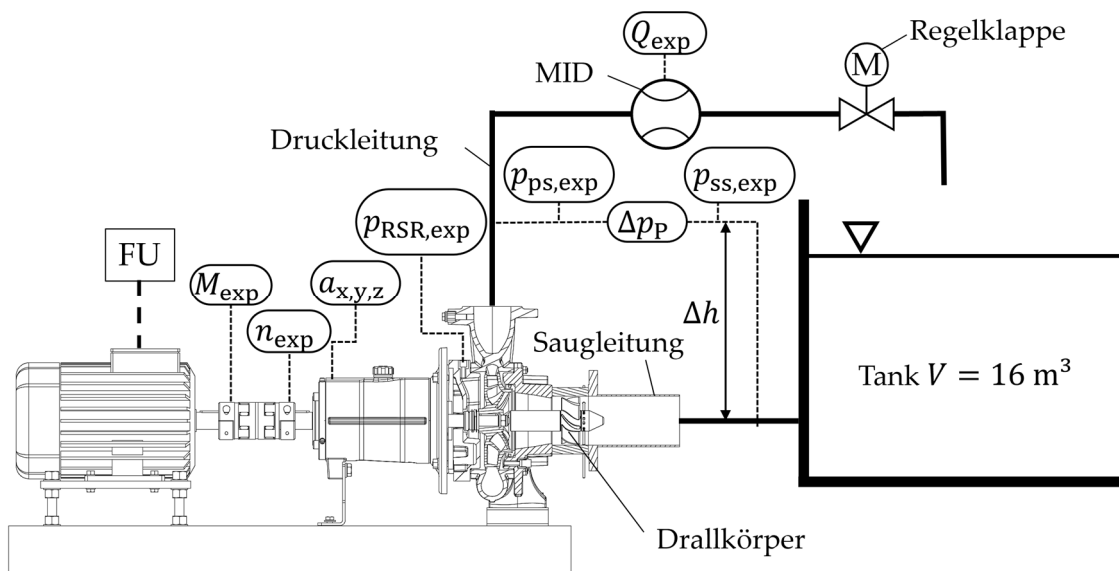


Abbildung 3-4: Experimenteller Aufbau mit den Messgrößen zur Messung der Kennlinien bei variierenden Drallkörperwinkel  $\Delta\alpha_{pb}$ , welche dem Zustrom wie in der Arbeit von V. Schröder [32] durch Drallkörper aufgeprägt wird.

Wie von J.H. Timcke gezeigt wurde, kann eine ungünstig ausgeführte Druckmessung zu starken Schwankungen der ermittelten Kennlinie führen [44]. Aus diesem Grund wurden an den Druckmessstellen Druckmessflansche verbaut. Das Funktionsprinzip der

Druckmessflansche ist in Abbildung 3-5 dargestellt. Das Prinzip der Druckmessung wird so in der DIN EN ISO 9906 vorgeschlagen [29].

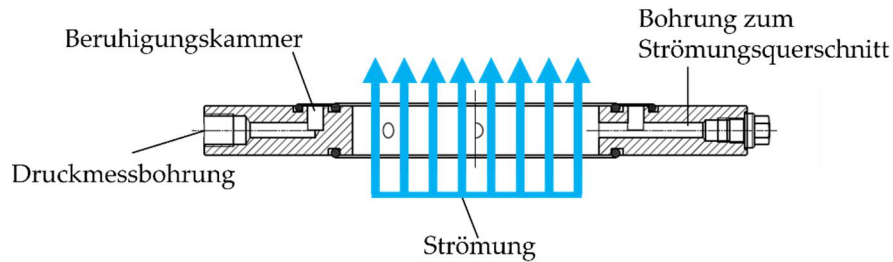


Abbildung 3-5: Aufbau der Druckmessflansche für die Messung des statischen Druckanteils in der Saug- und Druckleitung.

Die Druckmessflansche werden zwischen zwei Flansche der Rohrleitungen in der Saug- und der Druckleitung montiert und besitzen vier über dem Umfang verteilte Bohrungen. Diese greifen den statischen Druckanteil aus dem Strömungsquerschnitt ab und führen ihn in die Beruhigungskammer. In der Beruhigungskammer werden eventuelle dynamische Druckanteile aus dem Strömungsquerschnitt gedämpft. Ohne direkten Kontakt zum Strömungsquerschnitt wird der Druck aus der Beruhigungskammer durch die Druckmessbohrung zum Messgerät geführt.

Wie in Abbildung 3-4 dargestellt, wird die Verlusthöhe über den Drallkörpern und den verwendeten Zwischenstücken  $\Delta H_{pb}$  bei der Ermittlung von  $\Delta p_p$  berücksichtigt. Dies stellt einen zusätzlichen Druckverlust bei der Bestimmung der Förderhöhe dar. Der nicht zu vernachlässigende Einfluss auf die Ermittlung der Kennlinie wurde durch J.H. Timcke gezeigt [44]. Die Förderhöhe der Pumpe wurde unter Verwendung von Gleichung 2-4 nachfolgend in 3-1 berechnet.

$$H = \frac{\Delta p_p}{\rho g} + \frac{c_{ps}^2 - c_{ss}^2}{2g} + \Delta h + \Delta H_{pb} \quad 3-1$$

Bei PO001 wurden zur Bestimmung von  $\Delta p_p$  zwei Drucktransmitter verwendet. Hierdurch können die Drücke besser aufgelöst werden, jedoch steigt die Messungenauigkeit bei der Förderhöhenermittlung an. Aus diesem Grund wurde bei den Messungen zu PO002 ein Differenzdruckmessgerät verwendet. Neben der geodätischen Höhendifferenz  $\Delta h$  zwischen den Druckmessgeräten und der Mittellinie der Saugleitung werden in Gleichung 3-1 die Druckverluste der Drallkörper und deren Zwischenstücke  $\Delta H_{pb}$  addiert. Dieser Messaufbau wurde bereits in unseren Publikationen [13] und [14] verwendet. Die Druckverluste der Drallkörper und Zwischenstücke wurden experimentell ermittelt und durch Approximationsfunktionen auf Basis eines Polynoms zweiten Grades abgebildet. In Anhang D sind die Faktoren der Approximationsfunktionen für alle verwendeten Drallkörper aufgelistet. Die Strömungsgeschwindigkeiten im Zustrom zur Pumpe sowie in der Druckleitung werden anhand des gemessenen Förderstromes und der Querschnittsfläche des Strömungsquerschnitts der Druckmessflansche  $A$  nach Gleichung 3-2 berechnet.



Die Kupplungsleistung der Pumpen  $P_{K,exp}$  wurde nach Gleichung 3-3 bestimmt. Die Kupplungsleistung berechnet sich aus dem gemessenen Drehmoment  $M_{exp}$  und der gemessenen Drehzahl  $n_{exp}$ . V. Schröder betrieb die Pumpen bei einer konstanten Drehzahl [32]. Die in dieser Arbeit untersuchten Pumpen wurden bei den drei Drehzahlen  $n \in \{1180 \text{ min}^{-1}; 1328 \text{ min}^{-1}; 1475 \text{ min}^{-1}\}$  betrieben.

$$P_{K,exp} = 2\pi n_{exp} M_{exp} \quad 3-3$$

Neben den sechs Drallkörpern wurde bei jeder Pumpe auch eine Messung ohne Drallkörper durchgeführt. Wie bei V. Schröder wurden so die Kennlinien bei drallfreiem Zustrom zur Pumpe identifiziert [32]. Diese bilden den Ausgangspunkt jeglicher Betrachtungen in den Änderungen der Kennlinien. Aufgrund der Variation der Drallkörper sowie der Drehzahlen wurden für die beiden Pumpen jeweils 21 Kennlinien gemessen. Für PO001 wurden  $N = 10$  und für PO002  $N = 7$  Messpunkte entlang der Kennlinien aufgenommen, welche zu jeder gemessenen Drehzahl und jedem Vordrallwinkel erfasst wurden. Da PO002 einen stabilen Kennlinienverlauf der  $H(Q)$ -Kennlinie besitzt, wurde hier die Anzahl der Messpunkte reduziert.

Die Betrachtung der Messfehler erfolgte nach der DIN EN 9906 [29]. Die Messunsicherheiten werden dabei in systematische und zufällige Messunsicherheiten unterteilt. Um den Einfluss der zufällige Messunsicherheit zu reduzieren, wurden alle Messwerte über eine Messdauer  $t_s$  von  $t_s = 10 \text{ s}$  gemessen. Die Abtastfrequenz  $f_s$  betrug bei allen Messungen 1 kHz. Eine Ausnahme bilden die Messsignale der Beschleunigung  $a_{x,y,z}$ . Diese wurden ebenfalls mit einer Messdauer von  $t_s = 10 \text{ s}$  gemessen, jedoch betrug die Abtastfrequenz  $f_{s,a} = 5 \text{ kHz}$ . Hierdurch kann eine höhere Bandbreite bei einer spektralen Frequenzauswertung erreicht werden. Die relativen Fehler sind in Anhang E dokumentiert. Da die Messfehler der berechneten Größen nicht direkt bestimmt werden können, wurden sie durch das Gaußsche Fehlerfortpflanzungsgesetz berechnet [68].

### **Auswertung der Förderhöhe**

Die nachfolgend gezeigten Ergebnisse zu der Förderhöhe wurden bereits in unserer Publikation [14] veröffentlicht und sinngemäß übersetzt.

In Abbildung 3-7 sind die Kennlinien der Förderhöhe  $H_{exp}$ , aufgetragen und über den Förderstrom  $Q_{exp}$  für PO001 (linke Abbildung) und PO002 (rechte Abbildung) dargestellt. Die Kreise ( $\Delta\alpha_{pb} = 0^\circ$  und  $\Delta\alpha_{pb} > 0^\circ$ ) und Kreuze ( $\Delta\alpha_{pb} < 0^\circ$ ) stellen die Messpunkte dar, welche durch eine Spline-Funktion miteinander verbunden wurden. Farblich rot dargestellt sind die Kennlinien bei drallfreiem Zustrom ( $\Delta\alpha_{pb} = 0^\circ$ ). Alle Kennlinien, welche mit einem Drallkörper gemessen wurden ( $\Delta\alpha_{pb} > 0^\circ$  und  $\Delta\alpha_{pb} < 0^\circ$ ), sind in schwarz dargestellt. Die Kennlinien sortieren sich anhand der am FU vorgegebenen Motorfrequenzen  $f_M$ . Aufgrund der variierenden gemessenen Drehzahl  $n_{exp}$  sind die Motorfrequenzen angegeben. Wie im

Geschwindigkeitsdreieck in Abbildung 3-1 (b) dargestellt, werden durch die Drallkörperwinkel die Umfangskomponenten der Absolutgeschwindigkeit im Laufradeintritt  $c_{u1}$  variiert. Nach der Euler'schen-Hauptgleichung führen sie für positive Vordrallwinkel  $\Delta\alpha_1$  zu einer Verkleinerung und bei negativen Vordrallwinkeln zu einer Vergrößerung der spezifischen Laufradarbeit. Nach Gleichung 2-3 wird damit die Förderhöhe der Pumpe entsprechend vergrößert oder verkleinert. Dies zeigt sich deutlich in Abbildung 3-7. Während bei positiven Drallwinkeln ( $\Delta\alpha_{pb} > 0^\circ$ ) die Förderhöhe stetig abnimmt, zeigt sich bei steigenden negativen Drallwinkeln ( $\Delta\alpha_{pb} < 0^\circ$ ) eine Stagnation bei der Zunahme der Förderhöhe. Dies wurde auch durch V. Schröder in seiner Arbeit erkannt [32]. Die Stagnation fällt bei PO002 stärker aus als bei PO001. Bei den Förderströmen  $Q = 0 \text{ m}^3/\text{h}$  sind ebenfalls Änderungen der Kennlinien zu erkennen. Diese fallen in der Kennlinie von PO002 am stärksten aus.

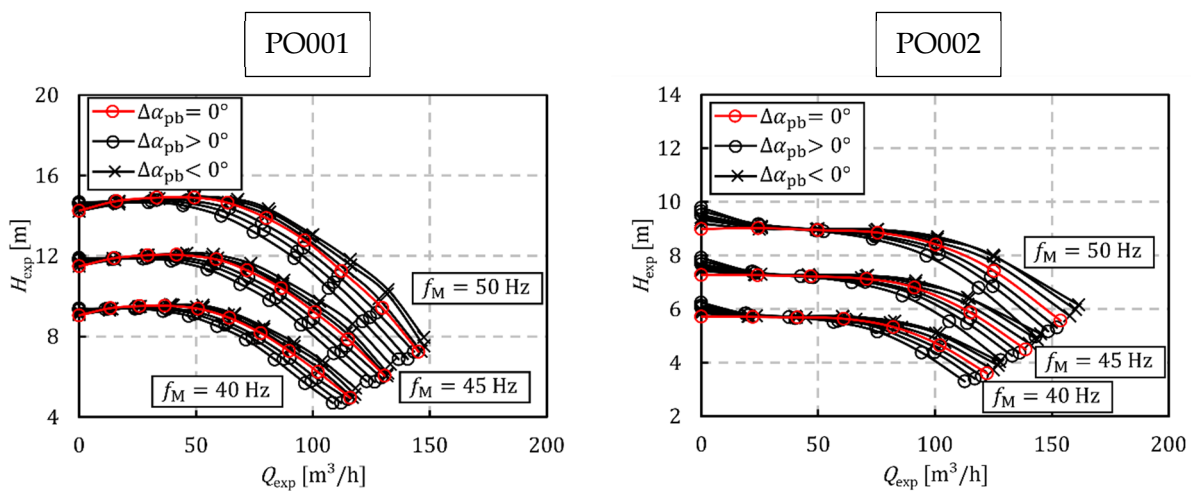


Abbildung 3-7: Kennlinien der Förderhöhe  $H_{exp}$ , aufgetragen über dem Förderstrom  $Q_{exp}$  für PO001 (linke Abbildung) und PO002 (rechte Abbildung) bei variierenden Motorfrequenzen  $f_M$  und variierendem Zustrom ohne ( $\Delta\alpha_{pb} = 0^\circ$ ), mit positiven ( $\Delta\alpha_{pb} > 0^\circ$ ) und mit negativen ( $\Delta\alpha_{pb} < 0^\circ$ ) Drallkörperwinkeln. Die Abbildung wurde in ähnlicher Weise bereits in unserer Publikation [14] veröffentlicht.

### Auswertung der Kupplungsleistung

Abbildung 3-8 zeigt die Kennlinien der Kupplungsleistung  $P_{K,exp}$ , aufgetragen über dem gemessenen Förderstrom  $Q_{exp}$  für PO001 (Abbildung oben) und PO002 (Abbildung unten) bei variierenden Motorfrequenzen  $f_M$  und einem Zustrom mit variierenden Drallkörperwinkeln. Analog zur Förderhöhe steigt oder fällt die Kupplungsleistung in Abhängigkeit der Drallkörperwinkel  $\Delta\alpha_{pb}$ . Entgegen der Beobachtung einer Stagnation der Förderhöhe mit zunehmendem negativem Drallkörperwinkel, steigt die Kupplungsleistung auch bei negativen Drallkörperwinkeln stetig an. Insbesondere bei PO002 können mit zunehmenden Förderströmen auch deutliche Änderungen in der Steigung der Kennlinie beobachtet werden. Die Kupplungsleistung erfährt bei PO002 für  $Q = 0 \text{ m}^3/\text{h}$  ebenfalls eine Steigerung bei Drallkörperwinkel  $\Delta\alpha_{pb} \neq 0^\circ$ .

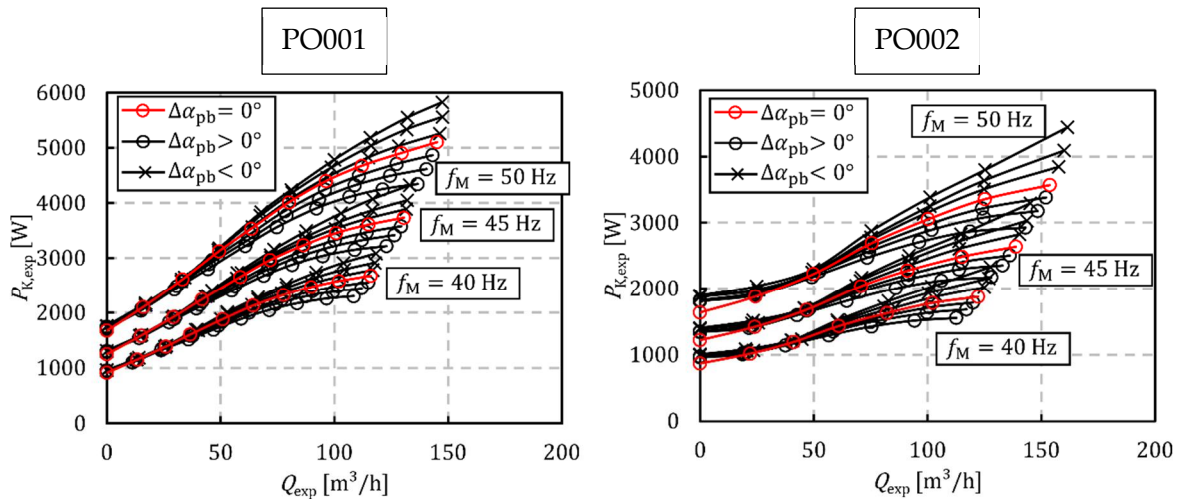


Abbildung 3-8: Kennlinien der Kupplungsleistung  $P_{K,exp}$  aufgetragen über dem gemessenen Förderstrom  $Q_{exp}$  für PO001 (linke Abbildung) und PO002 (rechte Abbildung) bei variierenden Motorfrequenzen  $f_M$  und variierendem Zustrom ohne ( $\Delta\alpha_{pb} = 0^\circ$ ), mit positiven ( $\Delta\alpha_{pb} > 0^\circ$ ) und negativen ( $\Delta\alpha_{pb} < 0^\circ$ ) Drallkörperwinkeln.

### Auswertung des Drucks im Radseitenraum

Abbildung 3-9 zeigt die Kennlinien des Drucks im Radseitenraum  $p_{RSR,exp}$  zuzüglich der Druckverluste durch die Drallkörper  $\Delta H_{pb}$ , aufgetragen über dem Förderstrom  $Q_{exp}$  für PO001 (linke Abbildung) und PO002 (rechte Abbildung) bei variierenden Motorfrequenzen  $f_M$  und einem Zustrom mit variierenden Drallkörperwinkeln. Dabei wurde die Einheit von  $p_{RSR,exp}$  in Meter umgerechnet. Durch Addition der Druckverluste der Drallkörper  $\Delta H_{pb}$  wurde deren Einfluss auf die Ergebnisse von  $p_{RSR,exp}$  bereinigt. Analog zur Kennlinie der Förderhöhe, wird auch  $p_{RSR,exp}$  durch Vordrall und die Motorfrequenz beeinflusst. Bei PO001 verläuft bei  $\Delta\alpha_{pb} = 0^\circ$  ab einem Förderstrom von  $Q = 50$  m<sup>3</sup>/h  $p_{RSR}$  mit geringer Steigung.

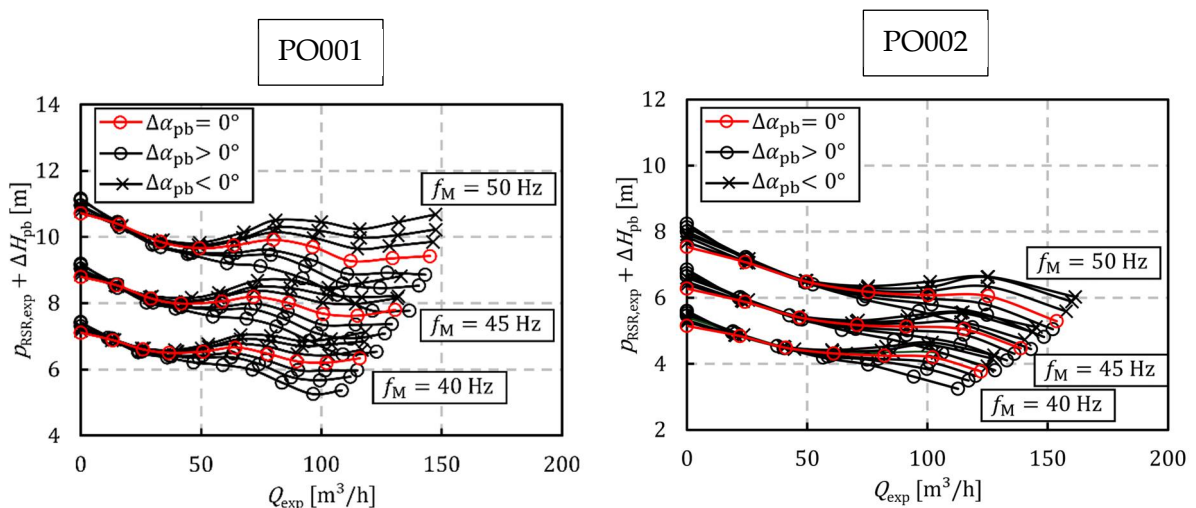


Abbildung 3-9: Kennlinien des Drucks im Radseitenraum zuzüglich der Druckverluste durch die Drallkörper ( $p_{RSR,exp} + \Delta H_{pb}$ ), aufgetragen über dem gemessenen Förderstrom  $Q_{exp}$  für PO001 (linke Abbildung) und PO002 (rechte Abbildung) bei variierenden Motorfrequenzen  $f_M$  und variierendem Zustrom ohne ( $\Delta\alpha_{pb} = 0^\circ$ ), mit positiven ( $\Delta\alpha_{pb} > 0^\circ$ ) und negativen ( $\Delta\alpha_{pb} < 0^\circ$ ) Drallkörperwinkeln.

Bei  $\Delta\alpha_{pb} < 0^\circ$  steigt auch  $p_{RSR,exp}$  mit zunehmendem Förderstrom an. Die Variationen von  $p_{SS,exp}$  zwischen den Messungen können vernachlässigt werden.

### Auswertung des Kupplungswirkungsgrades

Abbildung 3-10 zeigt die Kennlinien des Kupplungswirkungsgrades  $\eta_{K,exp}$  aufgetragen über dem Förderstrom  $Q_{exp}$  für PO001 (linke Abbildung) und PO002 (rechte Abbildung) bei variierenden Drallkörperwinkeln und einer konstanten Motorfrequenz von  $f_M = 50$  Hz. Die Kennlinien bei den Motorfrequenzen  $f_M = 45$  Hz und  $f_M = 40$  Hz sind in Anhang F dargestellt. Während bei PO001  $\eta_{K,exp}$  bei Variation von  $\Delta\alpha_{pb}$  und  $f_M$  nur geringfügig beeinflusst wird, hat der Drallkörperwinkel bei PO002 einen deutlichen Einfluss. Negative Drallkörperwinkel führen zu einer Reduzierung von  $\eta_{K,exp}$ . Dem gegenüber steigt der Kupplungswirkungsgrad bei positiven Drallkörperwinkeln. Dieses Verhalten zeigt sich analog bei reduzierten Motorfrequenzen, welche in Anhang F dargestellt sind.

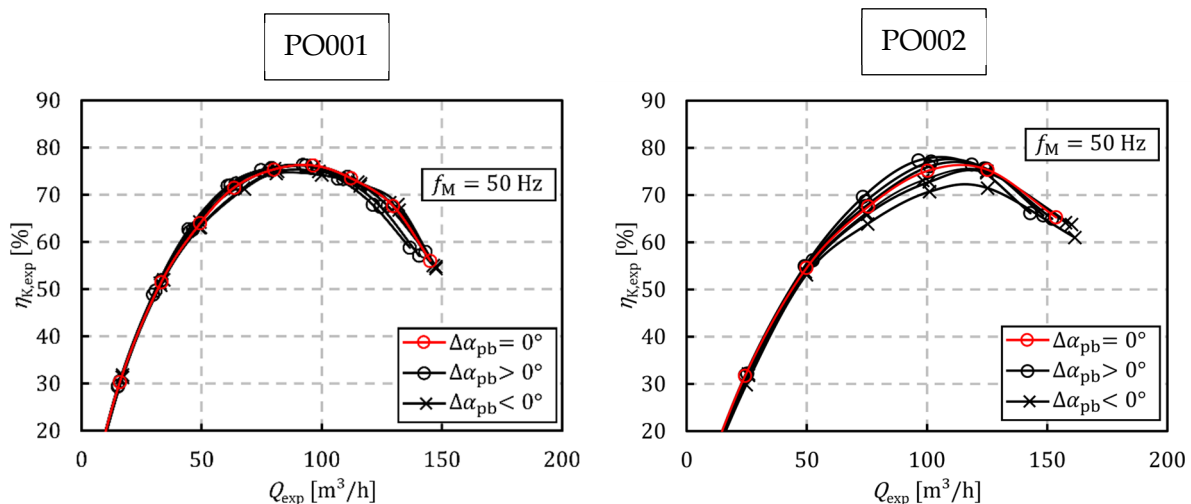


Abbildung 3-10: Kennlinien des Kupplungswirkungsgrades  $\eta_{K,exp}$  aufgetragen über dem gemessenen Förderstrom  $Q_{exp}$  für PO001 (linke Abbildung) und PO002 (rechte Abbildung) bei einer Motorfrequenz von  $f_M = 50$  Hz und variierendem Zustrom ohne ( $\Delta\alpha_{pb} = 0^\circ$ ), mit positiven ( $\Delta\alpha_{pb} > 0^\circ$ ) und mit negativen ( $\Delta\alpha_{pb} < 0^\circ$ ) Drallkörperwinkeln.

### Auswertung der Schwingbeschleunigung

In Abbildung 3-11 sind das Gehäuse und das Laufrad von PO001 im Schnitt dargestellt. Bezeichnet wurden die Gehäusezunge und die Laufradschaufeln. Wie J.F. Gülich benennt, werden bei jedem Vorbeilauf einer Laufradschaufel an der Gehäusezunge die lokalen Strömungsverhältnisse so verändert, dass es zu Druckpulsationen kommt [1]. Diese treten mit der Frequenz  $f_{\text{BPF}}$  auf, welche als Schaufelpassierfrequenz bezeichnet wird [1]. Die Schaufelpassierfrequenz  $f_{\text{BPF}}$  berechnet sich aus der Drehfrequenz  $f_{\text{SF}}$  multipliziert mit der Schaufelzahl des Laufrades  $z_L$  nach Gleichung 3-4 [1].

$$f_{\text{BPF}} = f_{\text{SF}} z_L \quad 3-4$$

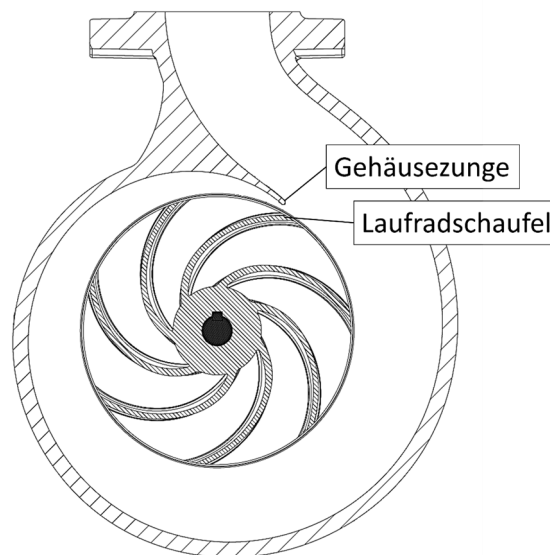


Abbildung 3-11: Schnittansicht des Gehäuses und Laufrades von PO001 mit Bezeichnung der Gehäusezunge sowie der Laufradschaufeln.

In Abbildung 3-12 sind die Effektivwerte der Schwingbeschleunigung aller drei Achsen  $RMS_{x,y,z}$  für PO001 (linke Abbildungen) und PO002 (rechte Abbildungen) bei einer Motorfrequenz von  $f_M = 50$  Hz dargestellt. Für PO001 zeigt sich ein Minimum der Effektivwerte in allen drei Achsen. Die Lage des Minimums variiert zwischen den Achsen. Für PO002 zeigt sich kein Minimum in den Verläufen. Die Effektivwerte werden durch die Drallkörperwinkel in den x-Achsen am stärksten beeinflusst.

Neben den Effektivwerten wurde in Abbildung 3-13 für PO001 (linke Abbildungen) und PO002 (rechte Abbildungen) die Amplituden der Schaufelpassierfrequenz in allen drei Achsen  $f_{\text{BPF},x,y,z}$  dargestellt. Gegenüber der Drehfrequenz besaßen sie bei den Messungen höhere Amplituden. Die Charakteristik der Verläufe ähnelt den Effektivwerten. Bei den Amplituden der Schaufelpassierfrequenzen kann ein geringer Einfluss der Drallkörper erkannt werden. In Anhang F sind die Kennlinien der Effektivwerte und Schaufelpassierfrequenzen der beiden Prüfobjekte für die Motorfrequenzen  $f_M = 45$  Hz und  $f_M = 40$  Hz dargestellt.

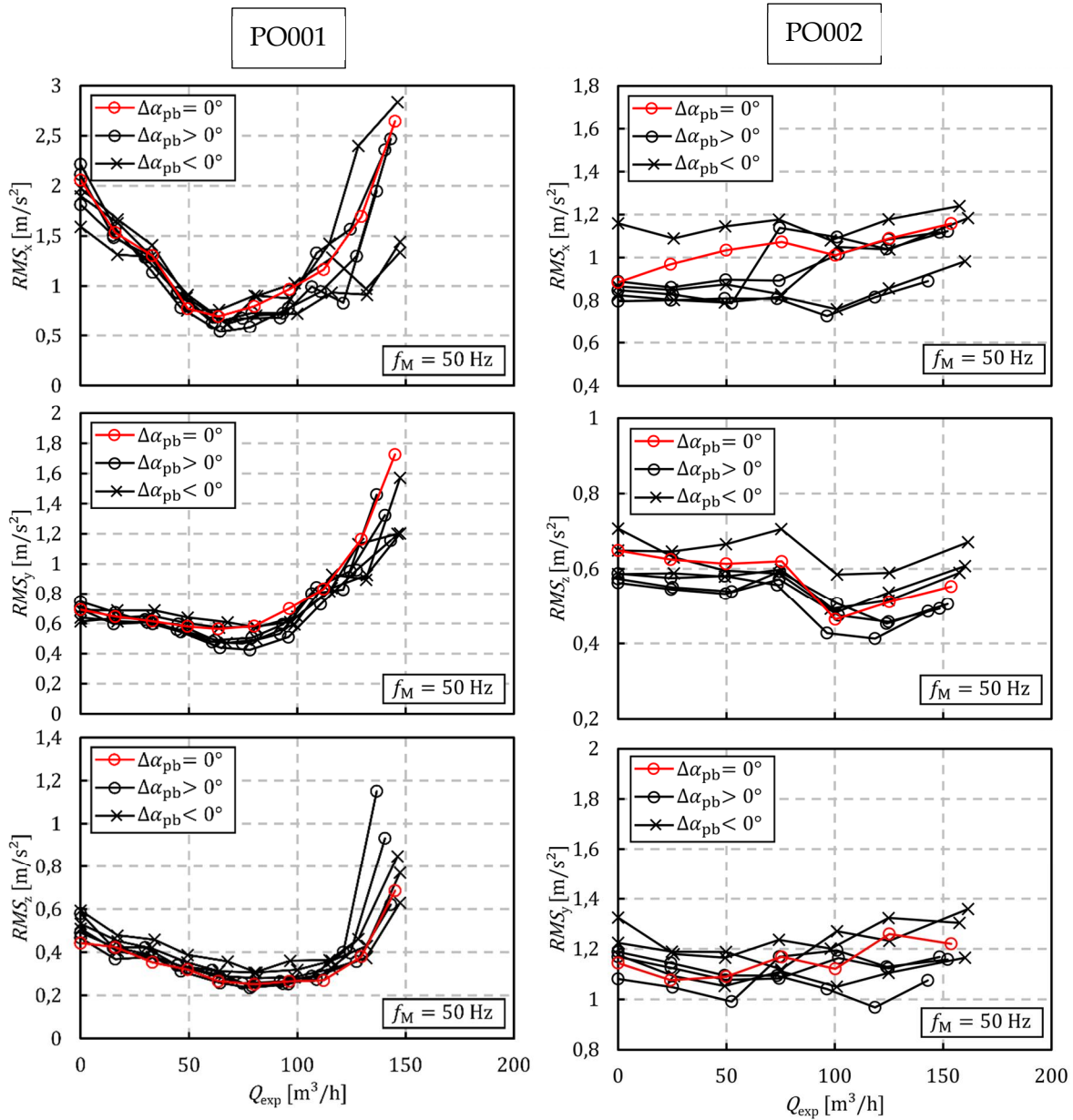


Abbildung 3-12: Effektivwerte der Schwingbeschleunigung in allen drei Achsen  $RMS_{x,y,z}$  für PO001 (linke Abbildungen) und PO002 (rechte Abbildungen), aufgetragen über dem gemessenen Förderstrom  $Q_{exp}$  bei variierendem Zustrom ohne ( $\Delta\alpha_{pb} = 0^\circ$ ), mit positiven ( $\Delta\alpha_{pb} > 0^\circ$ ) und mit negativen ( $\Delta\alpha_{pb} < 0^\circ$ ) Drallkörperwinkeln und einer konstanten Motorfrequenz von  $f_M = 50 \text{ Hz}$ .

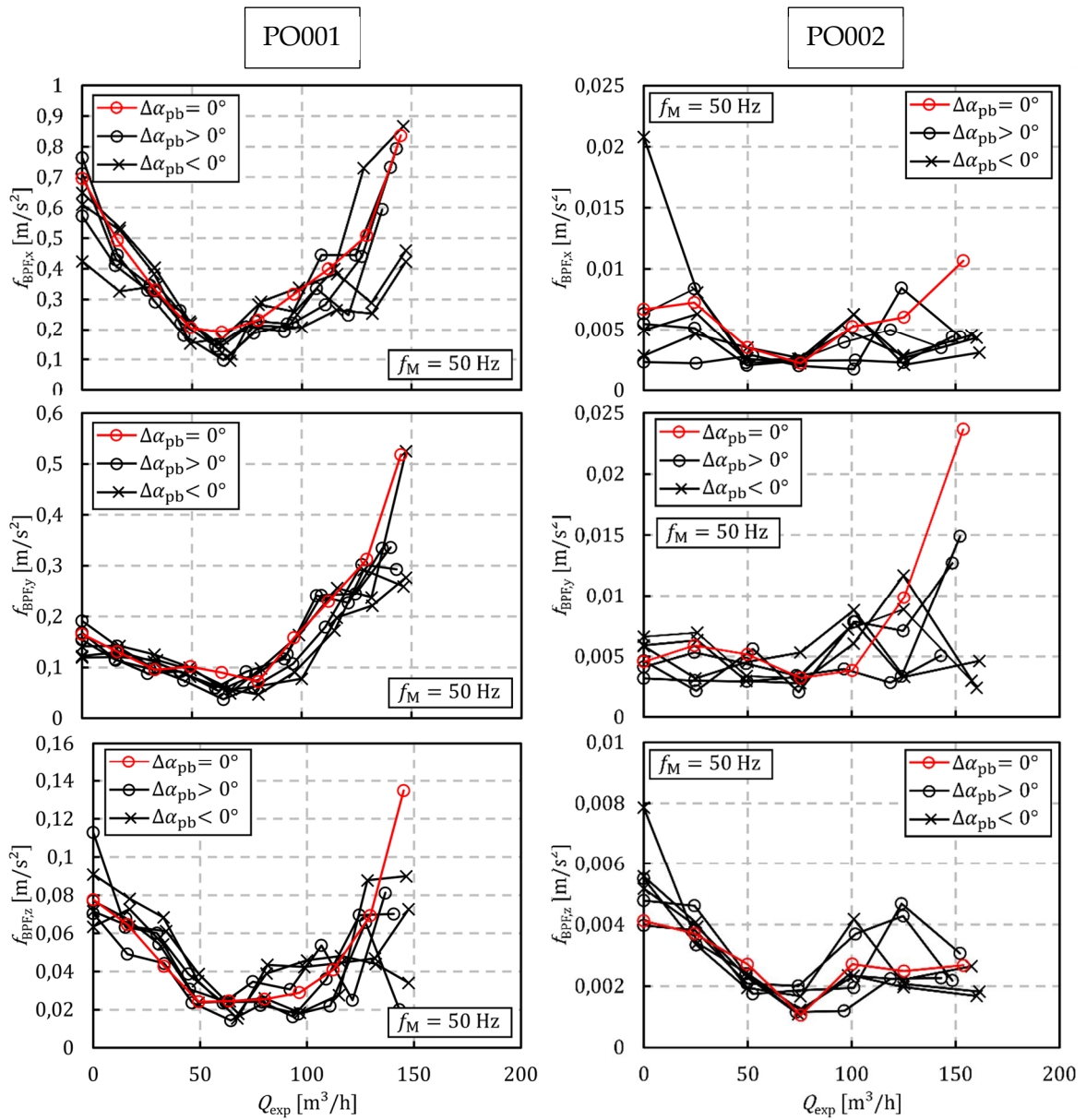


Abbildung 3-13: Amplitude der Schwingbeschleunigung bei der Schaufelpassierfrequenz für PO001 (linke Abbildungen) und PO002 (rechte Abbildungen) in allen drei Achsen  $f_{BPF,x,y,z}$ , aufgetragen über dem gemessenen Förderstrom  $Q_{exp}$  bei variierendem Zustrom ohne ( $\Delta\alpha_{pb} = 0^\circ$ ), mit positiven ( $\Delta\alpha_{pb} > 0^\circ$ ) und mit negativen ( $\Delta\alpha_{pb} < 0^\circ$ ) Drallkörperwinkeln und einer konstanten Motorfrequenz von  $f_M = 50$  Hz.

### Diskussion der Ergebnisse

Wie wir in unserer Publikation [14] gezeigt haben, kann die Änderungen der Kennlinien der Förderhöhe durch die Euler'sche-Hauptgleichung (Gleichung 2-2) qualitativ beschrieben werden. Es wird jedoch beobachtet, dass mit zunehmenden negativen Vordrallwinkeln die Zunahme der Förderhöhen stagniert. Die Stagnation fällt mit steigender spezifischer Drehzahl stärker aus. Wie wir in unserer Publikation [14] schlussfolgerten, lässt nach Gleichung 2-3 eine Stagnation der Zunahme der Förderhöhe auf einen abnehmenden hydraulischen Wirkungsgrad schließen. Dies ist ebenfalls in Abbildung 3-10 für PO002 zu beobachten.

Wie bereits in der Literatur [32, 40–42, 69] dargestellt, wirkt Vordrall auf die Strömung und die Verluste innerhalb der Pumpe. Dies haben wir in unserer Publikation [14] durch nähere Betrachtung des Drucks im Radseitenraum weiter beurteilt, wie nachfolgend dargestellt.

Insbesondere zu PO002 in Abbildung 3-9 kann eine Stagnation auch von  $p_{\text{RSR,exp}}$  für zunehmende  $\Delta\alpha_{\text{pb}} < 0^\circ$  beobachtet werden. Wie in Abbildung 3-6 (b) dargestellt, ist der Radseitenraum mit dem Austritt des Laufrades gekoppelt. In Abbildung 3-14 ist das Verhältnis des Drucks am Druckstutzen  $p_{\text{PS,exp}}$  und dem Druck im Radseitenraum  $p_{\text{RSR,exp}}$  für PO001 bei variierenden Motorfrequenzen  $f_M$  in Abbildung 3-14 dargestellt. Variationen im Verhältnis würden auf geänderte Strömungsbedingungen und Verluste im Gehäuse schließen lassen. Abbildung 3-14 wurde bereits in ähnlicher Form in unserer Publikation [14] verwendet. Die Abweichungen zwischen den einzelnen Verläufen des Druckverhältnisses bei variierendem  $\Delta\alpha_{\text{pb}}$  werden als gering bewertet. Bei Förderströmen  $Q < 30 \text{ m}^3/\text{h}$  verlaufen die Kurven näherungsweise gleich. Aus diesen Beobachtungen konnten wir in unserer Publikation [14] schlussfolgern, dass die Zunahme der hydraulischen Verluste und die damit verbundene Minderung des hydraulischen Wirkungsgrades im Wesentlichen auf das Laufrad zurückzuführen sind.

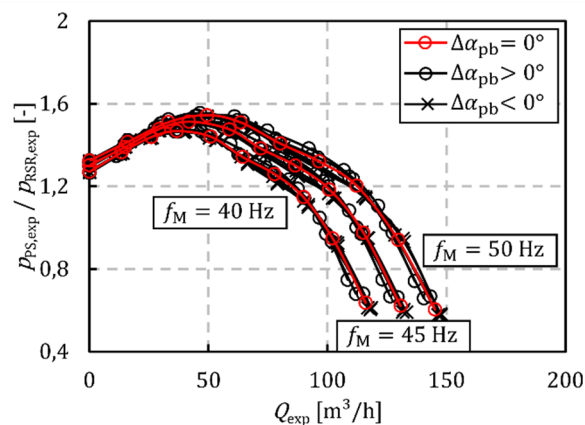


Abbildung 3-14: Verhältnis des statischen Drucks am Druckstutzen  $p_{\text{PS,exp}}$  zum statischen Druck im Radseitenraum  $p_{\text{RSR,exp}}$ , bei variierenden Motorfrequenzen  $f_M$  und variierendem Zustrom ohne ( $\Delta\alpha_{\text{pb}} = 0^\circ$ ), mit positiven ( $\Delta\alpha_{\text{pb}} > 0^\circ$ ) und negativen ( $\Delta\alpha_{\text{pb}} < 0^\circ$ ) Drallkörperwinkeln. Die Abbildung wurde bereits in ähnlicher Form in unserer Publikation [14] verwendet.

Weiterhin kann das Verlustverhalten bei variierenden Vordrallwinkeln über den Kupplungswirkungsgrad beurteilt werden. Abbildung 3-15 zeigt die Differenz des Kupplungswirkungsgrades  $\Delta\eta_K(Q^*)$  zwischen den Kennlinien bei  $\Delta\alpha_1 \neq 0^\circ$  und  $\Delta\alpha_1 = 0^\circ$  für den Förderstrom  $Q^*$  nach Gleichung 3-5.

$$\Delta\eta_K(Q^*) = \eta_K(Q^*, \Delta\alpha_1 = 0^\circ) - \eta_K(Q^*, \Delta\alpha_1 \neq 0^\circ) \quad 3-5$$

Die Differenz wird über den Vordrallwinkel aufgetragen. Neben den Pumpen PO001 und PO002 bei jeweils  $f_M = 50$  Hz sind auch die Werte der Pumpen aus der Arbeit von V. Schröder [32] dargestellt. Diese Pumpen wurden mit  $n_q = 33 \text{ min}^{-1}$  und  $n_q = 62 \text{ min}^{-1}$  bezeichnet. Beide Pumpen in der Arbeit wurden mit einer Drehzahl von  $n = 2900 \text{ min}^{-1}$  betrieben. In der Legende der Abbildung wird zu PO001 und PO002 jeweils dahinter in Klammern deren spezifische Drehzahl zum Vergleich angegeben.

In der linken Abbildung ist zu erkennen, dass die Unterschiede zwischen den beiden Pumpen als gering bewertet werden können. Der Vergleich zwischen PO002 und der Pumpe mit  $n_q = 62 \text{ min}^{-1}$  in der rechten Abbildung zeigt größere Abweichungen. Neben den unterschiedlichen Drehzahlen variiert bei PO002 auch die spezifische Drehzahl. Insgesamt lässt sich jedoch ein identischer charakteristischer Verlauf zwischen den Pumpen beobachten.

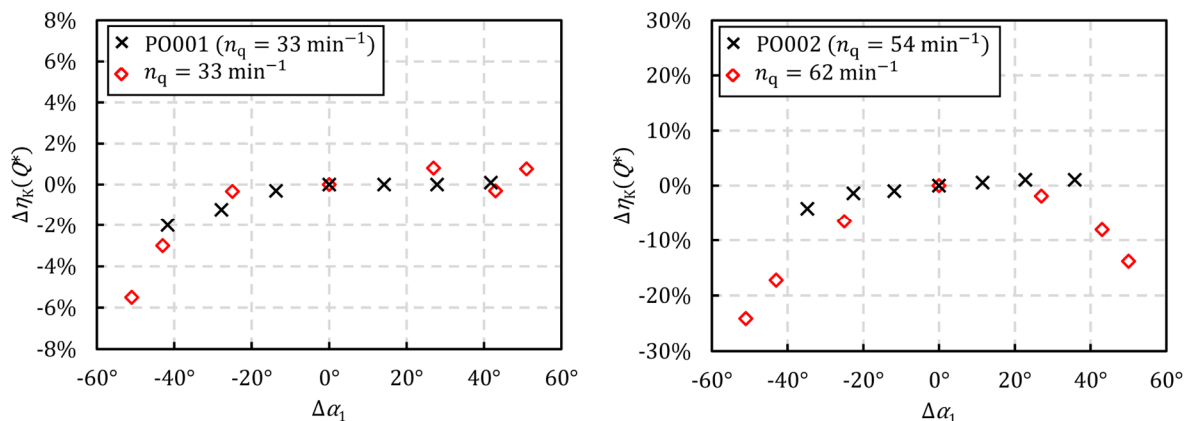


Abbildung 3-15: Differenz des Kupplungswirkungsgrades  $\Delta\eta_K(Q^*)$  über den Vordrallwinkel  $\Delta\alpha_1$  für  $Q^*$ . Dargestellt sind neben PO001 (linke Abbildung) und PO002 (rechte Abbildung) die jeweils ähnliche Pumpe aus der Arbeit von V. Schröder [32].

Mit steigenden  $\Delta\alpha_1 < 0^\circ$  nimmt der Kupplungswirkungsgrad stärker ab, als er bei  $\Delta\alpha_1 > 0^\circ$  zunimmt. Die hydraulischen Verluste in den Pumpen nehmen offensichtlich bei  $\Delta\alpha_1 < 0^\circ$  stärker zu, während sie bei  $\Delta\alpha_1 > 0^\circ$  abnehmen. Durch V. Schröder wurde bereits der Einfluss auf die Stoßverluste diskutiert [32]. Da diese Annahme jedoch zu ähnlichen Veränderungen des Kupplungswirkungsgrades bei positiven sowie negativen Drallwinkeln führen würden, sind hier weitere Einflüsse auf die hydraulischen Verluste zu vermuten.

Neben den gemachten Beobachtungen werden nachfolgend weitere mögliche Fehlerquellen bei den Untersuchungen diskutiert. Obwohl die Druckverluste der Drallkörper und Formstücke  $\Delta H_{pb}$  experimentell ermittelt und die zu erwartenden Messfehler bestimmt

wurden, kann  $\Delta H_{pb}$  dennoch von den Approximationsfunktionen leicht abweichen. Dies ist auf die Einbaulage zurückzuführen. Abweichungen vom konzentrischen Einbau der Drallkörper in der Rohrleitung führen neben variierenden Druckverlusten auch zu Änderungen der Vordrallwinkel. Dies kann die Beurteilung der Kennlinien beeinflussen. Weiterhin kann es zu variierenden mechanischen Verlusten der Pumpen infolge von Temperaturunterschieden der Lagerungen und variierenden Schmierzuständen der Gleitringdichtung gekommen sein. Dies beeinflusst die Kupplungsleistung und in der Folge auch die Bestimmung des Wirkungsgrades. Auch bei den Messungen zu den Schwingbeschleunigungen, kann es zu Fehlern gekommen sein. Diese sind auf die Variationen bei der Aufstellung der Pumpe bei den einzelnen Messungen zurückzuführen. Zudem kann es durch die leichte Variationen bei der Aufstellung der Pumpen am Prüfstand auch zu Fehlausrichtungen der Pumpen- zur Motorwelle gekommen sein. Insgesamt ist jedoch festzuhalten, dass die Einflüsse der benannten zusätzlichen Fehlerquellen als gering bewertet werden.

Zu den Untersuchungen können abschließend für die Entwicklung der Softsensorik wichtige Schlussfolgerungen getroffen werden:

- Wie bereits in der Literatur benannt, nimmt die spezifische Drehzahl einen deutlichen Einfluss auf die Variation der Kennlinien bei Vordrall, der mit steigender spezifischer Drehzahl zunimmt [1, 31, 32].
- Der Einfluss von Vordrall auf die Kennlinien radialer Kreiselpumpen kann zwar qualitativ durch die Euler'sche-Hauptgleichung beschrieben werden, die Variation der Verluste führen jedoch zu Abweichungen. Eine quantitative Beschreibung ist zunächst nicht möglich.
- Vordrall nimmt Einfluss auf die hydraulischen Verluste der Pumpe. Während positive Vordrallwinkel zu einer Abnahme der Verluste führen können, zeigt sich bei negativen Vordrallwinkeln eine deutliche Zunahme.
- Die Variationen der hydraulischen Verluste können im Wesentlichen auf das Laufrad der Pumpe zurückgeführt werden [14]. Neben dem Einfluss des Vordrallwinkels auf die Stoßverluste, sind weitere Einflüsse zu erwarten.
- Die Schwingbeschleunigung wird durch Vordrall nur geringfügig beeinflusst. Eine Identifikation oder gar Charakterisierung des Vordrallwinkels durch Beschleunigungssensoren erscheint nicht sinnvoll.

### 3.2 Einfluss von Vordrall auf die hydraulischen Verluste

Die experimentellen Ergebnisse in Kapitel 3.1 zeigten eine Abhängigkeit der hydraulischen Verluste vom Vordrallwinkel. Aus diesem Grund wurden für PO001 die hydraulischen Verluste in unserer Publikation [14] untersucht. Die CFD-Simulation wurde für das gesamte Strömungsgebiet von PO001 für die drei Drallkörperwinkel  $\Delta\alpha_{pb} \in \{-30^\circ; 0^\circ; +30^\circ\}$  durchgeführt. Der dort untersuchte Laufraddurchmesser betrug  $d_2 = 210$  mm. Bei den folgenden Ergebnissen wurden die Simulationen mit gleichem Setup und Netzen sowie die Methodik bei der Auswertung wie in der schon genannten Publikation [14] angewendet. Der Laufraddurchmesser betrug jedoch dabei  $d_2 = 204$  mm.

Zur Analyse der hydraulischen Verluste von Kreiselpumpen kann die Verlustleistung  $P_{\text{loss}}$  als Integral der Entropieproduktion  $S_{\text{pro}}$  über das betrachtete Kontrollvolumen nach Gleichung 3-6 definiert werden [70].

$$P_{\text{loss}} = \iiint S_{\text{pro}} dV \quad 3-6$$

Die Simulation wurde als Unsteady-Reynolds-Averaged-Navier-Stokes (URANS) Simulation durchgeführt [14]. Wie J.F. Gülich beschreibt, werden bei der URANS-Simulation die Strömungsgeschwindigkeiten als Summe ihrer Mittelwerte und turbulenten Schwankungen betrachtet [1]. Auch die Entropieproduktion  $S_{\text{pro}}$  nach Gleichung 3-7 [70] wird in einen gemittelten ( $\bar{S}_{\text{pro}}$ ) und einen turbulenten ( $S_{\text{pro}}'$ ) Anteil zerlegt.

$$S_{\text{pro}} = \bar{S}_{\text{pro}} + S_{\text{pro}}' \quad 3-7$$

In Gleichung 3-8 ist die gemittelte Entropieproduktion dargestellt [70]. Die gemittelte Entropieproduktion wurde mit der Temperatur multipliziert. Die Geschwindigkeitskomponenten in die drei Raumrichtungen  $x, y, z$  werden mit  $u, v, w$  bezeichnet. Dabei kennzeichnet der Balken über den Geschwindigkeitskomponenten die gemittelten Anteile.  $\mu$  kennzeichnet die dynamische Viskosität des Fördermediums.

$$\bar{S}_{\text{pro}} = \mu \left( 2 \left( \left( \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} \right)^2 \right) + \left( \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial \bar{v}}{\partial z} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} \right)^2 \right) \quad 3-8$$

Zur Berechnung der turbulenten Schwankungen der Strömungsgeschwindigkeiten in der URANS existieren mehrere Turbulenzmodelle. Hierbei wurde wie in der genannten Publikation [14] das Shear-Stress-Turbulence (SST) Modell nach F.R. Menter [71] verwendet. Für die Abbildung der turbulenten Anteile der Strömungsgeschwindigkeit werden die turbulente kinetische Energie  $k_{\text{TKE}}$  sowie die turbulente Wirbel Frequenz  $\omega_v$  berechnet. Auf Grundlage dieser beiden Größen ist die turbulente Entropieproduktion durch Gleichung 3-9 [72] definiert.

$$S'_{\text{pro}} = 0.09\rho\omega_v k_{\text{TKE}}$$

3-9

Zur Validierung der Simulation sind die Vergleiche der simulierten Kennlinien mit den gemessenen Kennlinien in Anhang G dargestellt. Es zeigt sich eine gute Übereinstimmung, sodass die Simulation zur Untersuchung der hydraulischen Verluste genutzt werden kann.

In Abbildung 3-16 sind die Simulationsergebnisse zu den Verlustleistungen für das Gehäuse  $P_{\text{loss,GL}}$  und das Laufrad  $P_{\text{loss,LN}}$  bei Variation des Drallkörperwinkels  $\Delta\alpha_{\text{pb}} \in \{-30^\circ; 0^\circ; +30^\circ\}$  dargestellt. Neben den Ergebnissen für den Laufraddurchmesser  $d_2 = 204 \text{ mm}$  sind ausgegraut auch die Ergebnisse für  $d_2 = 210 \text{ mm}$  aus unserer Publikation [14] dargestellt.

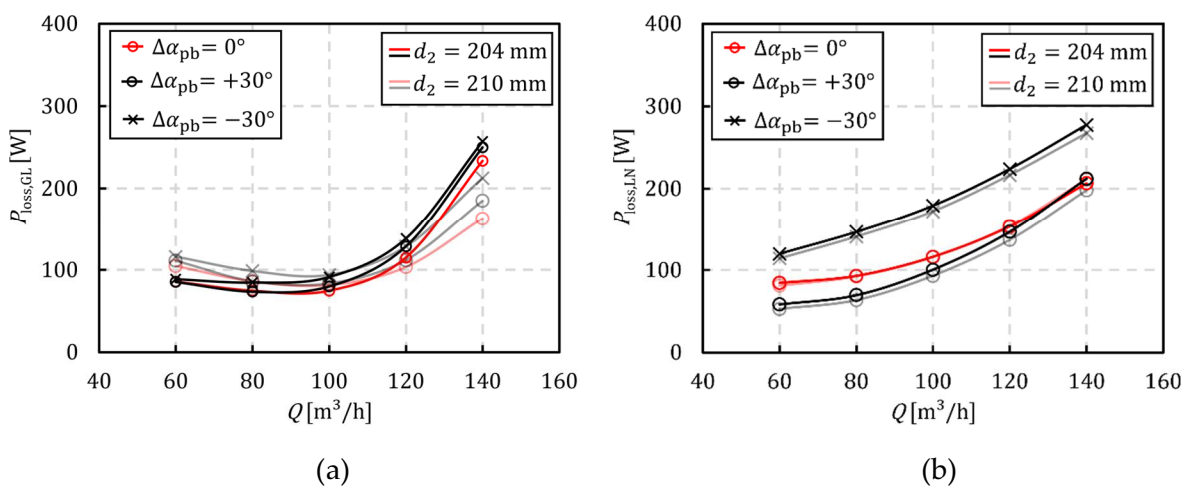


Abbildung 3-16: (a) Hydraulische Verlustleistung im Gehäuse  $P_{\text{loss,GL}}$  für die Drallkörperwinkel  $\Delta\alpha_{\text{pb}} \in \{-30^\circ; 0^\circ; +30^\circ\}$  und die Laufraddurchmesser  $d_2 = 204 \text{ mm}$  und  $d_2 = 210 \text{ mm}$  mit Daten aus der eigenen Publikation [14]; (b) Hydraulische Verlustleistung im Laufrad  $P_{\text{loss,LN}}$  für die Drallkörperwinkel  $\Delta\alpha_{\text{pb}} \in \{-30^\circ; 0^\circ; +30^\circ\}$  und die Laufraddurchmesser  $d_2 = 204 \text{ mm}$  und  $d_2 = 210 \text{ mm}$  mit Daten aus der eigenen Publikation [14].

Für die in Abbildung 3-16 (a) dargestellte Verlustleistung des Gehäuses entwickelt sich für alle drei  $\Delta\alpha_{\text{pb}}$  im Bereich von  $Q \approx 100 \text{ m}^3/\text{h}$  ein Minimum. Die Steigung der Verläufe nimmt für  $Q > 100 \text{ m}^3/\text{h}$  gegenüber den kleineren Förderströmen zu. Dies lässt sich auf die Zunahme der Reibungsverluste zurückführen. Für alle anderen Förderströme lassen sich nur geringe Abweichungen zwischen den Drallkörperwinkeln beobachten. Die Variation des Laufraddurchmessers verändert zwar die Verlustleistung des Gehäuses, jedoch beeinflusst sie nicht den Einfluss des Drallkörperwinkels.

Abbildung 3-16 (b) zeigt die Verlustleistung des Laufrades in Abhängigkeit des Förderstroms bei Variation der Drallkörperwinkel. Gegenüber dem Gehäuse entwickelt sich kein erkennbares Minimum in den Verläufen. Weiterhin zeigt sich eine deutliche Abhängigkeit der Verlustleistung von  $\Delta\alpha_{\text{pb}}$ . Während die Abweichungen zwischen den Verläufen für  $\Delta\alpha_{\text{pb}} \in \{0^\circ; +30^\circ\}$  nur leicht voneinander abweichen, steigen die Verluste für  $\Delta\alpha_{\text{pb}} = -30^\circ$  deutlich an. Für  $Q = 100 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$  ist  $P_{\text{loss,LN}} \approx 1,8P_{\text{loss,GL}}$ . Damit dominieren die Verluste im

Laufrad die hydraulischen Verluste der Pumpe. In Übereinstimmung mit den experimentellen Beobachtungen, kann die Variation der hydraulischen Verluste in Abhängigkeit des Vordrallwinkels auf das Laufrad zurückgeführt werden. Die Abweichungen zwischen den Laufraddurchmessern können vernachlässigt werden.

Bei den folgenden Größen handelt es sich um massestrom- oder flächengemittelte Größen. Die Mittelung erfolgt für einzelne Flächen. Anhand der räumlichen Diskretisierung des Strömungsgebietes kann die Fläche in Flächenelemente mit der Referenz  $i$  unterteilt werden. Bei der Mittelung durch den Massestrom nach Gleichung 3-10 [73] wird die zu mittelnde Größe  $X$  mit dem Massestrom im Flächenelement  $i$  ( $\dot{m}_i$ ) multipliziert und auf den gesamten durch die Fläche tretenden Massestrom bezogen. Die Mittelung durch den Massestrom wurde bei den impulsbasierten Größen angewendet.

$$\overline{X_{\dot{m}}} = \frac{\sum_i \dot{m}_i X_i}{\sum_i \dot{m}_i} \quad 3-10$$

Durch Einführung der dimensionslosen Stromlinienlänge  $s_{sl} \in \{0; 1\}$  können Größen vom Eintritt bei  $s_{sl} = 0$  bis zum Austritt des Laufrades bei  $s_{sl} = 1$  dargestellt werden. In Abbildung 3-17 ist die mittlere Stromlinie schwarz gestrichelt dargestellt. Die Massestrom- oder Flächenmittelung wird für Flächen mit  $s_{sl} = \text{const.}$  durchgeführt. Diese sind in Abbildung 3-17 als rote Linien dargestellt.

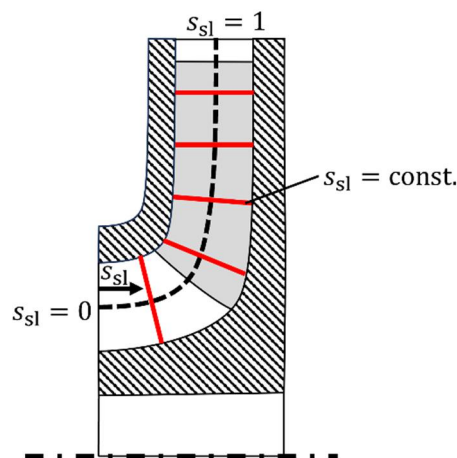


Abbildung 3-17: Darstellung der mittleren Stromlinie als schwarze gestrichelte Linie mit Angabe der dimensionslosen Stromlinienlänge  $s_{sl}$ . Die roten Linien kennzeichnen die Querschnittsflächen im Laufrad mit konstanten dimensionslosen Stromlinienlängen.

Nach J.F. Gülich lassen sich die im Laufrad auftretenden spezifischen Verluste  $Z_{LN}$  durch Gleichung 3-11 in die Stoßverluste im Eintritt des Laufrades  $Z_{LN,St}$  und die Reibungs- sowie Verwirbelungsverluste im Schaufelkanal  $Z_{LN,Ka}$  untergliedern [1].

$$Z_{LN} = Z_{LN,St} + Z_{LN,Ka} \quad 3-11$$

J.F. Gülich benennt, dass die Verwirbelungsverluste die Folge von Sekundärströmungen zwischen den Stromlinien und dem damit verbundenen Impulsaustausch sind [1]. Auch

wurde durch ihn benannt, dass wenn die Zentrifugal- oder Corioliskräfte im Vergleich zur jeweils anderen Kraft zunehmen, es zu Sekundärströmungen und damit verbunden zu Verwirbelungsverlusten im Laufrad kommt [1]. Dies kann durch die modifizierte Rossby-Zahl nach Gleichung 3-12 beurteilt werden [74].  $\underline{w}$  bezeichnet den Vektor der Relativgeschwindigkeit,  $\underline{\omega}$  den Vektor der Winkelgeschwindigkeit und  $r$  den Radius. Für  $Ro_m > 1$  überwiegen die Zentrifugalkräfte hingegen wirken sich bei  $Ro_m < 1$  die Corioliskräfte stärker aus.

$$Ro_m = \frac{\omega r}{2w} \quad 3-12$$

In Abbildung 3-18 sind der massestromgemittelte Drall ( $\overline{uc_u}$ ), die flächengemittelte Entropieproduktion ( $\overline{S_{pro}}$ ), die massestromgemittelte modifizierte Rossby-Zahl ( $\overline{Ro_m}$ ) und die massestromgemittelte Relativgeschwindigkeit ( $\overline{w}$ ) über der dimensionslosen Stromlinienlänge ( $s_{sl}$ ) für die Drallkörperwinkel  $\Delta\alpha_{pb} \in \{-30^\circ; 0^\circ; +30^\circ\}$  dargestellt.

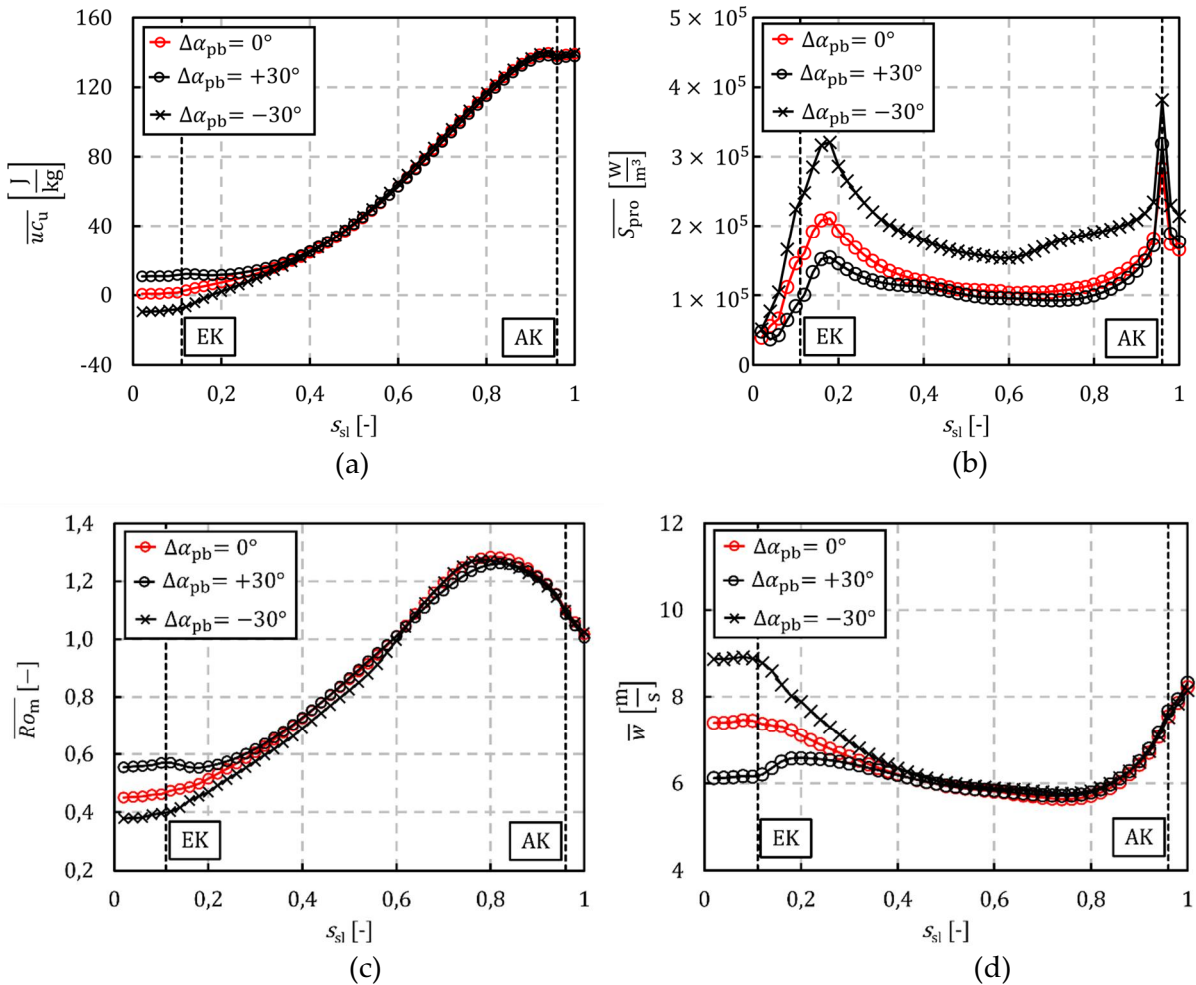


Abbildung 3-18: (a) Massestromgemittelter Drall  $\overline{uc_u}$  aufgetragen über der dimensionslosen Stromlinienlänge  $s_{sl}$  für die Drallkörperwinkel  $\Delta\alpha_{pb} \in \{-30^\circ; 0^\circ; +30^\circ\}$ ; (b) Flächengemittelte Entropieproduktion  $\overline{S_{pro}}$ , aufgetragen über der dimensionslosen Stromlinienlänge  $s_{sl}$  für die Drallkörperwinkel  $\Delta\alpha_{pb} \in \{-30^\circ; 0^\circ; +30^\circ\}$ ; (c) Massestromgemittelte modifizierte Rossby-Zahl  $\overline{Ro_m}$ , aufgetragen über der dimensionslosen Stromlinienlänge  $s_{sl}$  für die Drallkörperwinkel  $\Delta\alpha_{pb} \in \{-30^\circ; 0^\circ; +30^\circ\}$ ; (d) Massestromgemittelte Relativgeschwindigkeit  $\overline{w}$ , aufgetragen über der dimensionslosen Stromlinienlänge  $s_{sl}$  für die Drallkörperwinkel  $\Delta\alpha_{pb} \in \{-30^\circ; 0^\circ; +30^\circ\}$ .

Die Eintrittskante der Schaufel befindet sich bei  $s_{sl} = 0,11$  (EK) und die Austrittskante bei  $s_{sl} = 0,96$  (AK). Beide Positionen sind in Abbildung 3-18 dargestellt.

In Abbildung 3-18 (a) nimmt ab der Eintrittskante für  $\Delta\alpha_{pb} = 0^\circ$  der massestromgemittelte Drall zu, während die Steigerung des Dralls für  $\Delta\alpha_{pb} = +30^\circ$  erst bei  $s_{sl} \approx 0,22$  zu beobachten ist. Hingegen kann für  $\Delta\alpha_{pb} = -30^\circ$  bereits ab  $s_{sl} = 0$  eine leichte Zunahme des Dralls beobachtet werden. Ab  $s_{sl} = 0,4$  verläuft der Drall für alle  $\Delta\alpha_{pb}$  gleich.

Für die flächengemittelte Entropieproduktion, dargestellt in Abbildung 3-18 (b), können unabhängig von  $\Delta\alpha_{pb}$  zwei Extremstellen beobachtet werden. Eine befindet sich an der Schaufeleintrittskante und die zweite kurz vor dem Laufradaustritt bei  $s_{sl} = 0,96$ . In Übereinstimmung mit den Beobachtungen zur Verlustleistung des Laufrades, zeigen sich für  $\Delta\alpha_{pb} = -30^\circ$  größere Entropieproduktionen entlang von  $s_{sl}$ . Die Steigung der Kurven kann zwischen den einzelnen  $\Delta\alpha_{pb}$  ab  $s_{sl} \approx 0,4$  als annähernd gleich angenommen werden. Wesentlich unterscheiden sich die Entropieproduktionen und damit die Verluste im ersten Drittel der Schaufel. Auch Y. Yang *et al.* konnten eine Zunahme der Entropieproduktion im Ein- und Austritt des Laufrades beobachten [41].

Abbildung 3-18 (c) zeigt die massestromgemittelte modifizierte Rossby-Zahl. Hier kommt es für die einzelnen  $\Delta\alpha_{pb}$  zu Unterschieden bis ca.  $s_{sl} = 0,5$ . Alle Verläufe besitzen bei  $s_{sl} = 0,5$   $\overline{Ro_m} = 1$ . Demnach sind Sekundärströmungen primär im ersten und im letzten Drittel der Schaufel zu erwarten. Diese Beobachtung deckt sich mit den in diesen Bereichen gesteigerten Entropieproduktionen.

In Abbildung 3-18 (d) ist die massestromgemittelte Relativgeschwindigkeit dargestellt. Deutliche Unterschiede für die einzelnen  $\Delta\alpha_{pb}$  zeigen sich bis  $s_{sl} = 0,6$ . Anschließend können keine nennenswerten Differenzen mehr zwischen den Verläufen beobachtet werden. Die Zunahme der Relativgeschwindigkeit bei negativen Drallkörperwinkeln kann mit dem Geschwindigkeitsdreieck in Abbildung 2-2 (a) leicht nachvollzogen werden. Gleiches gilt für die Reduktion bei positiven  $\Delta\alpha_{pb}$ . In Gleichung 3-13 ist die Coriolisbeschleunigung  $\underline{a}_c$  dargestellt [1]. Demnach nimmt die Corioliskraft mit der Relativgeschwindigkeit zu. Aus diesem Grund werden für negative  $\Delta\alpha_{pb}$  im Laufradeintritt kleinere Rossby-Zahlen erreicht.

$$\underline{a}_c = 2\underline{w} \times \underline{\omega} \quad 3-13$$

Neben den benannten Verlusten aufgrund der Sekundärströmungen, treten zudem Stoßverluste an den Eintrittskanten der Laufräder auf. Durch C. Pfeleiderer wurde Gleichung 3-14 [2] zur Berechnung der Stoßverluste eingeführt. Neben dem Stoßbeiwert  $\varphi_{St} \in \{0,5; 0,7\}$  [2] wird der Stoßverlust durch die Stoßgeschwindigkeit  $w_s$  berechnet.

$$Z_{LN,St} = \varphi_{St} \frac{w_s^2}{2} \quad 3-14$$

In Abbildung 3-19 ist das Geschwindigkeitsdreieck an der Schaufeleintrittskante dargestellt. Neben den Geschwindigkeitskomponenten werden auch der Meridiananteil der

Absolutgeschwindigkeit und die Stoßgeschwindigkeiten gezeigt. Der Winkel  $\beta_{1B}$  bezeichnet den Schaufeleintrittswinkel, welcher als strichpunktierte Linie dargestellt ist.

Tritt Vordrall mit einem Winkel  $\Delta\alpha_1$  auf, kann die Stoßgeschwindigkeit als aus zwei Stoßkomponenten ( $w_{s,1}$  und  $w_{s,2}$ ) zusammengesetzt verstanden werden. Die Stoßkomponente  $w_{s,1}$  tritt auf, wenn der Förderstrom und damit  $c_{m1}$  vom Förderstrom bei Stoßfreiheit abweicht. Hingegen ist die Stoßkomponente  $w_{s,2}$  eine Folge von  $\Delta\alpha_1$ . Bereits durch V. Schröder wurde ein Einfluss von Vordrall auf die Stoßverluste benannt, jedoch nur qualitativ besprochen [32].

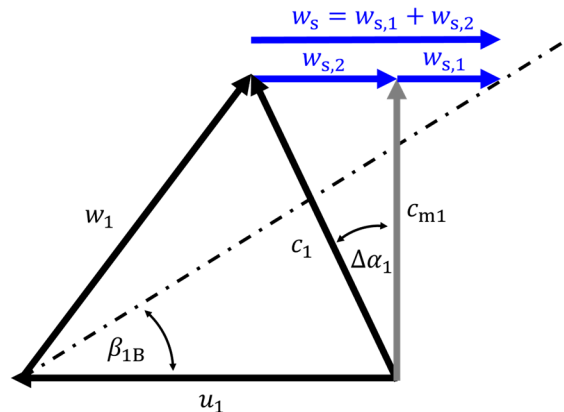


Abbildung 3-19: Geschwindigkeitsdreieck an der Schaufeleintrittskante. Geschwindigkeitskomponenten der Absolut-  $c_1$  und Relativströmung  $w_1$  sind schwarz dargestellt. Der graue Pfeil kennzeichnet die Meridiankomponente der Absolutgeschwindigkeit  $c_{m1}$  und die blauen Pfeile die Komponenten der Stoßgeschwindigkeit  $w_{s,1}$  und  $w_{s,2}$ . Die Abbildung wurde bereits in ähnlicher Form in unserer Publikation [14] verwendet.

Es kann resümiert werden, dass Vordrall aufgrund der veränderten Relativgeschwindigkeiten und zusätzlichen Komponenten der Stoßgeschwindigkeit die hydraulischen Verluste des Laufrades beeinflusst. Aus den Untersuchungen können folgende Schlussfolgerungen getroffen werden, welche bereits in Teilen in unserer Publikation [14] veröffentlicht wurden:

- Die Abhängigkeit der hydraulischen Verluste vom Vordrallwinkel können im Wesentlichen auf das Laufrad zurückgeführt werden.
- In Übereinstimmung mit den Untersuchungen von Y. Yang *et al.* [41] entstehen die hydraulischen Verluste primär im Bereich der Ein- und Austrittskanten der Schaufeln.
- In Abhängigkeit des Vordrallwinkels variiert der Drall im Laufrad und damit verbunden auch die Relativgeschwindigkeiten. Mit steigenden Relativgeschwindigkeiten nimmt die Corioliskraft zu, was zu steigenden Sekundärströmungen führen kann. Diese bewirken insbesondere im Laufradeintritt eine Zunahme der Verwirbelungsverluste. Weiterhin führen die variierenden Relativgeschwindigkeiten zu unterschiedlichen Reibungsverlusten.
- Neben dem Einfluss auf die Reibungs- und Verwirbelungsverluste führt Vordrall auch zu einer zusätzlichen Komponente der Stoßgeschwindigkeit. Diese kann in Abhängigkeit des Vordrallwinkels zu einer Zu- oder Abnahme der Stoßverluste führen.

### 3.3 Physikalisches Modell zur Charakterisierung der Kennfelder radialer Kreiselpumpen

#### Modell zur Abbildung der Kennlinie für die Kupplungsleistung

Mittels physikalischer Modelle können die Kennfelder von Kreiselpumpen auch bei variierenden Vordrallwinkeln berechnet werden. Dazu müssen die Modelle diese Einflussgröße berücksichtigen. Bereits S. Leonow (2015) verwendete zur Charakterisierung der Kennlinien ein physikalisches Modell [18]. Er zeigte auf, dass die Verwendung solcher Modelle in Softsensoren einen hohen Aufwand darstellen. Dies führte er auf die Bestimmung unbekannter empirischer Faktoren zurück. In den Arbeiten [13] und [14] wurden von uns physikalische Modelle zur Berechnung der Kennfelder für die Kupplungsleistung und die Förderhöhe entwickelt. Auf Grundlage einer Vereinfachung der Modelle konnten wir den Aufwand bei der Bestimmung unbekannter Faktoren reduzieren. Nachfolgend werden die in unseren Arbeiten [13] und [14] entwickelten Modelle vorgestellt und deren Genauigkeit bei der Abbildung der Kennfelder mit den experimentellen Ergebnissen verglichen.

Die spezifische Laufradarbeit von radialen Kreiselpumpen kann durch Gleichung 3-15 berechnet werden [13]. Die Herleitung der spezifischen Laufradarbeit mit Berücksichtigung des Vordrallwinkels ist in Anhang H dokumentiert. Der Schaufelwinkel am Laufradaustritt wird als  $\beta_{2B}$  bezeichnet. Bei  $\tilde{Q}$  handelt es sich um den durch das Laufrad geförderten Förderstrom. Nach J.F. Gülich stellt  $\gamma$  den Minderleistungsfaktor dar. Dieser definiert sich nach Gleichung 3-16 [1]. In dieser bezeichnet  $c_{u2\infty}$  den Umfangsanteil der Absolutgeschwindigkeit bei schaufelkongruenter Strömung.  $d_{1m}$  bezeichnet den mittleren Durchmesser am Laufradeintritt und kann nach Gleichung 3-17 berechnet werden [1].

$$\tilde{Y} = \left( \gamma + t_0 - \frac{\tilde{Q}}{\pi(b d u)_2} \left( \cot(\beta_{2B}) + \frac{4b_2 d_{1m}}{d_{1a}^2 - d_{1i}^2} \tan(\Delta\alpha_1) \right) \right) u_2^2 \quad 3-15$$

$$\gamma = 1 - \frac{c_{u2\infty} - c_{u2}}{u_2} \quad 3-16$$

$$d_{1m} = \sqrt{\frac{1}{2}(d_{1a}^2 + d_{1i}^2)} \quad 3-17$$

Aus Gleichung 3-15 kann eine wichtige Erkenntnis entnommen werden: Der Einfluss von Vordrall auf die Kennlinien wird durch den Faktor  $(4b_2 d_{1m})/(d_{1a}^2 - d_{1i}^2)$  bestimmt. Dies begründet die in der Literatur gemachte Beobachtung, dass der Einfluss von Vordrall auf die Kennlinien von der spezifischen Drehzahl abhängt. Mit steigender spezifischer Drehzahl nimmt die Austrittsbreite des Laufrades  $b_2$  im Verhältnis zum Eintrittsquerschnitt des Laufrades zu. Der Faktor beträgt für PO001  $(4b_2 d_{1m})/(d_{1a}^2 - d_{1i}^2) = 0,62$  und für PO002  $(4b_2 d_{1m})/(d_{1a}^2 - d_{1i}^2) = 0,96$ . Aus diesem Grund kann bei PO002 ein größerer Einfluss des Vordralls auf die Kennlinien beobachtet werden.

Die Abstimmung von Parametern eines Modells auf den jeweiligen Prozess wird häufig als „Tuning“ bezeichnet, was die Arbeit A.G. Gelen und A. Atasoy beispielhaft an einem Kalman-Filter zeigt [75]. Unbekannte Größen und Modellfehler werden in den physikalischen Modellen demnach durch Tuningfaktoren  $t_i$  berücksichtigt. Die einzelnen Modellteile werden durch die Tuningfaktoren an die spezifische Pumpe angepasst.

Nach J.F. Gülich kann die Kupplungsleistung einer Kreiselpumpe als Summe von mehreren Leistungen betrachtet werden. Die einzelnen Anteile sind in Gleichung 3-18 dargestellt [1]. Der erste Summand stellt die hydraulische Leistung dar, welche vom Laufrad aufgebracht wird. Durch den zweiten Summanden wird die Radreibungsleistung  $P_{RR}$  aufgrund der Reibung zwischen den Scheiben des Laufrades und dem Fördermedium in den Radseitenräumen berücksichtigt. Der dritte Summand erfasst die mechanische Verlustleistung aufgrund der Gleitringdichtung und den Lagern der Pumpe  $P_{mech}$ . Durch den letzten Summanden wird die Leistung aufgrund der Rezirkulation im Teillastbetrieb berücksichtigt. Diese wird als Rezirkulationsleistung  $P_{Rez}$  bezeichnet.

$$P_K = \rho \tilde{Y} \tilde{Q} + P_{RR} + P_{mech} + P_{Rez} \quad 3-18$$

Um  $P_{RR}$  für die jeweilige Pumpe zu identifizieren, wurde der Tuningfaktor  $t_1$  eingeführt. Es gilt damit  $t_1 \triangleq P_{RR}$ . Es wurde bereits der durch das Laufrad geförderte Förderstrom benannt. Bei diesem ist der durch die Pumpe geförderte Förderstrom  $Q$  um den Spaltstrom  $Q_{Sp}$  zwischen dem Laufrad und dem Gehäuse größer. Der Spaltstrom ist in Abbildung 3-6 (b) dargestellt. Durch J.F. Gülich konnte der Zusammenhang  $Q_{Sp} \propto \sqrt{H}$  gefunden werden [1]. Aus diesem Grund wurde bei Gleichung 3-19 der Tuningfaktor  $t_2$  eingeführt. Durch diesen wird der Spaltstrom für die jeweilige Pumpe charakterisiert.

$$\tilde{Q} = Q + t_2 \sqrt{H} \quad 3-19$$

Das vollständige Modell zur Berechnung der Kupplungsleistung ist in Gleichung 3-20 dargestellt. Der im Nenner stehende Ausdruck bildet den Rezirkulationswirkungsgrad  $\eta_{Rez}$  ab. Dieser wurde nach Gleichung 3-21 definiert. Da sich die Rezirkulation nur schwer mathematisch abbilden lässt, wurde ein Approximationsansatz gewählt. Bereits S. Leonow (2015) modellierte die Rezirkulation über ein  $I$ - $T_1$ -Glied [18]. Zur Approximation von  $\eta_{Rez}$  verwendeten wir in unserer Publikation [13] eine modifizierte Sigmoidfunktion mit den Tuningfaktoren  $t_3$  und  $t_4$ .

$$P_K = (\tilde{Y} \rho \tilde{Q} + t_1 + P_{mech}) \left( \frac{1 + t_4}{1 + e^{-t_3 \frac{Q}{\tilde{Q}}}} - t_4 \right)^{-1} \quad 3-20$$

$$\eta_{Rez} = 1 - \frac{P_{Rez}}{P_K} \quad 3-21$$

### Modell zur Abbildung der Kennlinie für die Förderhöhe

Das nachfolgend beschriebene Modell zur Abbildung der Kennlinie für die Förderhöhe wurde bereits in unserer Publikation [14] veröffentlicht.

Neben der spezifischen Förderarbeit, berechnet durch die Multiplikation der Förderhöhe mit der Erdbeschleunigung, enthält die spezifische Laufradarbeit auch die in der Pumpe auftretenden hydraulischen Verluste. Abgeleitet aus Abbildung 2-4 (a) auf Seite 7 kann die Förderhöhe durch Gleichung 3-22 berechnet werden.

Neben den Verlusten im Laufrad aufgrund von Stößen  $Z_{LN,St}$  sowie Reibung und Verwirbelungen  $Z_{LN,Ka}$ , entstehen auch im Gehäuse Verluste. Diese teilen sich nach J.F. Gülich in die Reibungs-  $Z_{GL,R}$  und Stoßverluste  $Z_{GL,St}$  auf [1]. Weiterhin kann die bereits benannte Rezirkulation im Teillastbetrieb der Pumpe zu einem zusätzlichen Vordrall führen. J.F. Gülich benennt, dass aus diesem meist eine Reduzierung der Förderhöhe folgt [1]. Daraus resultierend wird die Teillastrezirkulation als Verlust behandelt und durch den Rezirkulationsverlust  $Z_{Rez}$  berücksichtigt.

$$H = \frac{1}{g} (\tilde{Y} - Z_{LN,St} - Z_{LN,Ka} - Z_{GL,St} - Z_{GL,R} - Z_{Rez}) \quad 3-22$$

Der Ansatz von C. Pfeleiderer zur Berechnung der Stoßverluste und die damit verbundenen Komponenten der Stoßgeschwindigkeit wurden im vorangegangenen Kapitel bereits benannt. In Gleichung 3-23 werden  $w_{s,1}$  und  $w_{s,2}$  berechnet. Die quadrierte Klammer beschreibt die Stoßgeschwindigkeit nach dem Ansatz von C. Pfeleiderer aus Gleichung 3-14. Der Stoßbeiwert wurde durch den Tuningfaktor  $t_6$  substituiert. In unserer Arbeit [14] wurde zudem gezeigt, dass dem Stoß aufgrund der endlichen Schaufeldicke ein Borda-Carnot-Stoßverlust überlagert werden kann. Dieser wird in Gleichung 3-23 durch  $Z_{BC}$  berücksichtigt und ist nach Gleichung 3-24 definiert [14]. Die vollständigen Herleitungen der Gleichungen 3-23 und 3-24 sind in Anhang I dargestellt.

$$Z_{LN,St} = \frac{t_6}{2} \left( u_{1,m} \left( 1 - \frac{\tilde{Q}}{t_7} \right) - \frac{\tilde{Q}}{A_1} \tan(\Delta\alpha_1) \right)^2 + Z_{BC} \quad 3-23$$

$$Z_{BC} = t_8 \left( \left( \frac{u_{1,m}}{\frac{u_{1,m}A_1}{t_7} + \tan(\Delta\alpha_1)} \right)^2 + \left( u_{1,m} - \frac{u_{1,m} \tan(\Delta\alpha_1)}{\frac{u_{1,m}A_1}{t_7} + \tan(\Delta\alpha_1)} \right)^2 \right) \quad 3-24$$

Für die Modellierung der Reibungs- und Verwirbelungsverluste existiert im Buch von J.F. Gülich ein Ansatz [1]. Aus diesem kann die Beziehung  $Z_{LN,Ka} \propto w_m^2$  abgeleitet werden. Hieraus ergibt sich unter Berücksichtigung des Tuningfaktors  $t_5$  Gleichung 3-25 [14]. Die mittlere Relativgeschwindigkeit im Laufrad  $w_m$  wird durch Gleichung 3-26 [1] berechnet.

$$Z_{LN,Ka} = t_5 w_m^2 \quad 3-25$$

$$w_m = \frac{w_{1,m} + w_2}{2} \quad 3-26$$

In Anlehnung an Gleichung 3-25, werden die Reibungs- und Verwirbelungsverluste im Gehäuse  $Z_{GL,R}$  nach dem Ansatz in Gleichung 3-27 abgeleitet [14].

$$Z_{GL,R} = t_9 Q^2 \quad 3-27$$

Die Stoßverluste im Gehäuse können durch Gleichung 3-28 modelliert werden. Der Tuningfaktor  $t_{11}$  beschreibt den Förderstrom bei stoßfreier Strömung im Gehäuse [14].

$$Z_{GL,St} = t_{10}(Q - t_{11})^2 \quad 3-28$$

Der Rezirkulationsverlust  $Z_{Rez}$  wurde durch den Rezirkulationswirkungsgrad  $\eta_{Rez}$  und den Tuningfaktor  $t_{12}$  nach Gleichung 3-29 modelliert [14].

$$Z_{Rez} = t_{12}(1 - \eta_{Rez}) \quad 3-29$$

### **Erweiterung der physikalischen Modelle zur Abbildung von Kennfeldern**

Die Tuningfaktoren werden in der Tuningmatrix  $\underline{t}$  zusammengefasst. Bei dieser handelt es sich um eine Spaltenmatrix mit dreizehn Zeilen. In unserer Arbeit [13] haben wir das Levenberg-Marquardt-Verfahren (LMV) verwendet, durch welches die Tuningmatrix auf Grundlage einer Messung identifiziert wird. Wie B. von Harrach-Sammet oder M. Hanke-Bourgeois angeben, kann das LMV zur Lösung nichtlinearer Ausgleichprobleme verwendet werden [76, 77]. Damit eignet es sich zur Identifikation der Tuningmatrix. Neben den bekannten Größen existiert mit der Tuningmatrix ein Parametersatz, welcher die Pumpen individuell beschreibt.

Zur Erweiterung der Modelle für die Abbildung von Kennfeldern, sind die einzelnen Modellteile in Abhängigkeit der Drehzahl darzustellen. Für das physikalische Modell zur Abbildung von Kennfeldern der Kupplungsleistung wurden durch uns bereits die Abhängigkeiten in unserer Publikation [13] beschrieben. Tabelle 3-2 listet die Abhängigkeiten der betreffenden Parameter von der Drehzahl auf. Mit Ausnahme des Tuningparameters  $t_1$  gilt für alle Parameter eine Abhängigkeit von der Drehzahl mit dem Exponenten  $a = 1$ . Dies ist darauf zurückzuführen, dass bei diesen Parametern eine Abhängigkeit vom Förderstrom existiert. Für diesen gilt nach den Affinitätsgesetzen  $Q \propto n$  [1].

Für PO001 sind die Kennlinien für die Förderhöhe und die Kupplungsleistung bei variierenden Drehzahlen in Abbildung 3-20 dargestellt. Analog zur Darstellung der Messungen in Kapitel 3.1 sind für die Kennlinien die Motorfrequenzen angegeben. Es ist zu erkennen, dass die Messpunkte durch die Modelle auch bei variierenden Drehzahlen mit

geringen Abweichungen abgebildet werden.  $P_{\text{mech}}$  ist dabei in Abhängigkeit der Drehzahl als bekannt vorauszusetzen. Hierzu wird in Kapitel 4 auf einen Softsensor zur Bestimmung von  $P_{\text{mech}}$  näher eingegangen.

Tabelle 3-2: Proportionalitätsansätze der betreffenden Parameter bei Variation der Drehzahl zur Abbildung der Kennfelder für die Kupplungsleistung und die Förderhöhe.

Parameter $\propto n^a, a \in \mathbb{N}$	
Parameter	$n^a$
$t_1$	$n^3$
$t_2$	$n$
$Q^*$	$n$
$t_7$	$n$
$t_{11}$	$n$

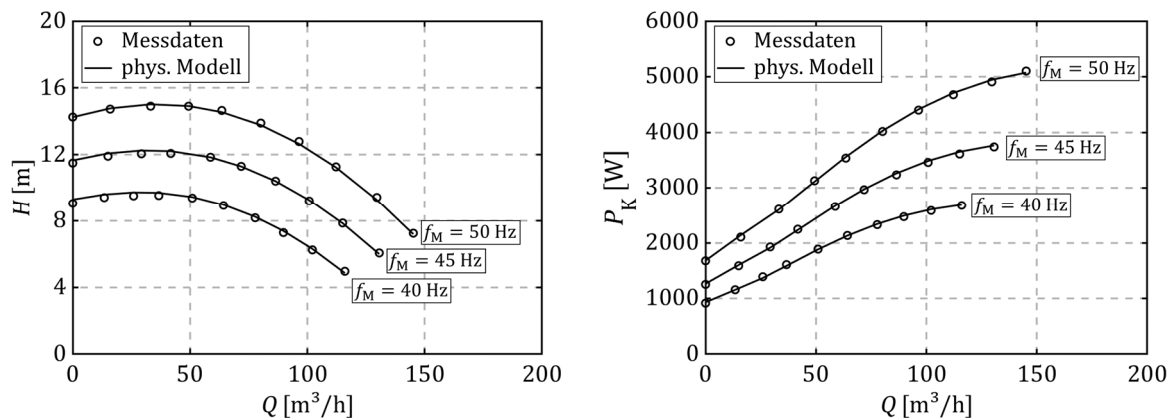


Abbildung 3-20: Vergleich der Messdaten für die Förderhöhe (linke Abbildung) und die Kupplungsleistung (rechte Abbildung) (Messdaten) von PO001 mit den über die physikalischen Modelle berechneten Kennlinien (phys. Modell) bei variierenden Drehzahlen. Die Drehzahlen werden durch die Motorfrequenzen  $f_M$  charakterisiert. Die rechte Abbildung wurde bereits in ähnlicher Form in unserer Publikation [13] verwendet.

### 3.4 Entwicklung einer Softsensorik zur Bestimmung des Förderstromes unter dem Einfluss von Vordrall

Für die Identifikation von Vordrall und dessen Quantifizierung erscheint nur die Fusion zweier Messwerte als sinnvoll. Da bereits die Förderhöhe und die Kupplungsleistung zur Identifikation des Förderstromes genutzt werden, sind diese auch für die Quantifizierung des Vordralls heranzuziehen. Das durch diesen Ansatz auch im Bereich der uneindeutigen Kennlinien, der Förderstrom bestimmt werden kann, wurde durch S. Laue und J. Schaab gezeigt [24]. Weiterhin besitzen die Kennlinien dieser beiden Messgrößen den Vorteil, dass sie in weiten Bereichen der Kennlinien unterschiedliche Steigungen besitzen. Eine Veränderung der Kennlinie kann damit eindeutig erkannt werden. Aus diesem Grund wird dieser Ansatz auch zur Bestimmung der Kennlinien mit Vordrall nachfolgend verwendet.

### Entwicklung der Softsensorik

Durch die zu entwickelnde Softsensorik sind zwei unbekannte Größen zu identifizieren. Neben dem Förderstrom ist dies der Vordrallwinkel. In unseren Arbeiten [13] und [14] wurden die Genauigkeiten und Vorteile der physikalischen Modelle gegenüber weiteren Ansätzen, wie z.B. der Approximation durch Polynome, dargestellt und diskutiert. Mit diesen Modellen können die Kennlinien an die spezifischen Bedingungen im Zustrom der Pumpen angepasst werden, ohne neue Modelle zu identifizieren.

Weiterhin verbessert sich durch die physikalischen Modelle die Genauigkeit bei der Abbildung der Kennfelder bei einer starken Reduzierung der Drehzahl. Dies ist auf die Berücksichtigung der mechanischen Verlustleistung  $P_{\text{mech}}$  in Gleichung 3-20 zurückzuführen.  $P_{\text{mech}}$  muss entweder bekannt sein oder messtechnisch erfasst werden. In Abhängigkeit der Bauweise der Pumpe ist  $P_{\text{mech}}$  meist auf die Gleitringdichtung zurückzuführen. In Kapitel 4 wird zu diesem Zweck ein Softsensor zur Bestimmung von  $P_{\text{mech}}$  vorgestellt. In den folgenden Ergebnissen war  $P_{\text{mech}}$  aufgrund von Messungen bekannt.

Die Identifikation von  $Q$  und  $\Delta\alpha_1$  wird im Softsensor als Optimierungsproblem behandelt<sup>1</sup>. Dieses ist zweidimensional und aufgrund der verwendeten Modelle, nicht linear. Dieses Verfahren wurde von uns bereits ohne Erkennung des Vordrallwinkels veröffentlicht [13]. Abbildung 3-21 zeigt das Schema des Algorithmus zur Bestimmung des Förderstromes unter dem Einfluss von Vordrall. Als gemessene Eingangsgrößen sind die Kupplungsleistung  $P_{K,\text{exp}}(kT_s)$ , die Förderhöhe  $H_{\text{exp}}(kT_s)$  und die Drehzahl  $n_{\text{exp}}(kT_s)$  erforderlich. Bei den Messgrößen handelt es sich um zeitdiskrete Eingangsgrößen. Der diskrete Zeitschritt ist konstant und wird als  $T_s$  bezeichnet. Die Zeitschritte werden mit  $k \in \mathbb{N}^+$  referenziert. Neben den Messgrößen werden als weitere Eingangsparameter der Förderstrom  $Q(kT_s)$  und der Vordrallwinkel  $\Delta\alpha_1(kT_s)$  benötigt. Zunächst werden die bei diesem Förderstrom und Vordrallwinkel angenommene Kupplungsleistung  $P_K(Q, \Delta\alpha_1)$  und Förderhöhe  $H(Q, \Delta\alpha_1)$  durch die physikalischen Modelle bestimmt. Im nächsten Schritt wird die Differenz zu den Messgrößen berechnet. Aus den Differenzen wird durch die partiellen Ableitungen  $\frac{\partial}{\partial Q}$  und  $\frac{\partial}{\partial \Delta\alpha_1}$  die Jakobimatrix  $\underline{J}$  entwickelt. Die Operation der partiellen Ableitung der Differenzen wird in Abbildung 3-21 durch  $\partial$  gekennzeichnet. Zur Identifizierung von  $Q$  und  $\Delta\alpha_1$  wird das LMV verwendet. Die Bestimmung der Zielgrößen basiert auf der Minimierung der Differenzen zwischen den Messgrößen und den durch die physikalischen Modelle bestimmten Größen. Die Ergebnisse werden für den nächsten Zeitschritt bei  $(k+1)T_s$  verwendet. Die Berechnungen für das LMV sind in Abbildung 3-21 durch den Operator  $LMV$  gekennzeichnet.

---

<sup>1</sup> Abgeleitet aus persönlicher Mitteilung Prof. Dr. S. Marzi (Technische Hochschule Mittelhessen) vom 26.10.2023.

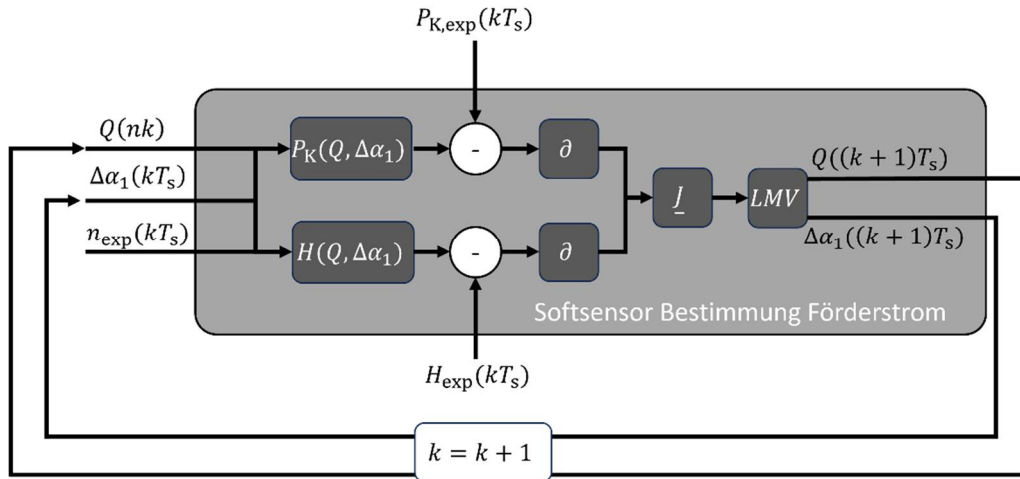


Abbildung 3-21: Algorithmus zur Bestimmung des Förderstromes unter dem Einfluss von Vordrall.

Die Gleichungen des im Algorithmus angewendeten LMV wurde dem Vorlesungsskript von B. von Harrach-Sammet [77] entnommen und sind nachfolgend beschrieben. Die durch das Verfahren gesuchten Größen werden in der Spaltenmatrix  $\underline{T}$  zusammengefasst:

$$\underline{T} = (Q, \Delta\alpha_1)^T. \quad 3-30$$

Die Differenzen zwischen den Messgrößen und den Ergebnissen der physikalischen Modelle werden im Zielfunktional  $\underline{F}(\underline{T})$  nach Gleichung 3-31 integriert. Bei dem Zielfunktional handelt es sich um eine Spaltenmatrix, in welcher jede Zeile eine Dimension darstellt.

$$\underline{F}(\underline{T}) = (P_{K,exp} - P_K(\underline{T}), H_{exp} - H(\underline{T}))^T \quad 3-31$$

Das Zielfunktional aus Gleichung 3-31 wird im LMV zur Funktion  $\phi(\underline{T})$  nach Gleichung 3-32 zusammengefasst.

$$\phi(\underline{T}) = \frac{1}{2} \|\underline{F}(\underline{T})\|^2. \quad 3-32$$

Das LMV identifiziert die optimale Matrix  $\underline{T}_{opt}$  für welche  $\phi(\underline{T})$  minimiert wird:

$$\underline{T}_{opt} = \underset{\underline{T} \in \mathbb{R}}{\operatorname{argmin}} \phi(\underline{T}). \quad 3-33$$

Wie im Vorlesungsskript von B. von Harrach-Sammet beschrieben, handelt es sich um ein iteratives Verfahren [77]. Dabei wird  $\underline{T}_{opt}$  diskret berechnet. Dies macht das Verfahren für die Verarbeitung in Mikrocontrollern anwendbar. Die diskrete Berechnung erfolgt damit zwischen den Zeitschritten  $kT_s$  und  $(k+1)T_s$ . Die Berechnung von  $\underline{T}((k+1)T_s)$  erfolgt durch Gleichung 3-34. Die Einheitsmatrix wird mit  $\underline{I}$  bezeichnet.

$$\underline{T}((k+1)T_s) = \underline{T}(kT_s) - \left( \left( \underline{J} \right)^T \underline{J} + \lambda_{LMV} \underline{I} \right)^{-1} \left( \underline{J} \right)^T \phi(\underline{T}(kT_s)) \quad 3-34$$

Durch den Levenberg-Marquardt-Parameter  $\lambda_{LMV} \in [0, \infty]$  wird der Einfluss auf das Optimierungsverfahren durch die Schrittweite  $\underline{T}((k+1)T_s) - \underline{T}(kT_s)$  gesteuert. Nach B. von Harrach-Sammet reduziert sich für  $\lambda_{LMV} = 0$  das LMV zum Gauß-Newton-Verfahren [77]. Nachfolgend wird konstant  $\lambda_{LMV} = 1$  angenommen. Eine Variation des Levenberg-Marquardt-Parameter hat nur zu einer geringen Variation der Ergebnisse des Algorithmus geführt.

### Diskussion der Ergebnisse

Für die Ausführung des in den vorangegangenen Seiten beschriebenen Algorithmus zur Identifikation von  $Q$  und  $\Delta\alpha_1$  wurden zunächst die Tuningparameter von PO001 und PO002 identifiziert. Die Ergebnisse sind in Anhang J aufgelistet.

Nach R. Marchthaler und S. Dingler handelt es sich bei dem mittleren quadratischen Fehler  $RMSE^1$  um ein weit verbreitetes Maß für die Beurteilung der Qualität von Zustandsschätzern [64]. Demnach wird zur Beurteilung der Qualität bei der Bestimmung des Förderstromes der mittlere quadratische Fehler  $RMSE_Q$  zwischen dem durch den Softsensor identifizierten Förderstrom  $Q(kT_s)$  und dem gemessenen Förderstrom  $Q_{exp}(kT_s)$  nach Gleichung 3-35 [64] berechnet. Die Berechnung von  $RMSE_Q$  erfolgt dabei für jeden Messwert im Betrachtungszeitraum von  $k = 1$  bis  $K$ .

$$RMSE_Q = \sqrt{\sum_{k=1}^K \frac{(Q(kT_s) - Q_{exp}(kT_s))^2}{K}} \quad 3-35$$

Die in Kapitel 2 vorgestellten Verfahren für die Bestimmung des Förderstromes basieren in der Regel auf einer Approximation der Kennlinien durch Polynome. In unserer Arbeit [14] wurde das entwickelte physikalische Modell zur Berechnung der Kennfelder für die Förderhöhe mit einem Polynomansatz nach Gleichung 3-36 verglichen.  $H_{poly}$  stellt die berechnete Förderhöhe über das Polynom dar. Durch den rechten Term wird der Einfluss des Vordralls auf die Förderhöhe berechnet.  $\eta_{sp}$  bezeichnet den volumetrischen Wirkungsgrad zur Berücksichtigung der Spaltverluste.

$$H = H_{poly} - \frac{4Qd_{1,m}u_2}{g\eta_{sp}\pi d_2(d_{1a}^2 - d_{1i}^2)} \tan(\Delta\alpha_1) \quad 3-36$$

Abbildung 3-22 (a) zeigt die Ergebnisse von  $RMSE_Q$  für einen Vordrallwinkel von  $\Delta\alpha_1 = 0^\circ$  bei Anwendung des Softsensors zur Bestimmung des Förderstromes für PO001. Diese sind über den gemessenen Förderströmen  $Q_{exp}$  aufgetragen. Die Ergebnisse bei Verwendung des physikalischen Modells sind mit „phys. Modell“ gekennzeichnet. Durch dieses Modell wird ein gemittelter  $RMSE_Q$  von  $\overline{RMSE_Q} = 0,95 \frac{m^3}{h}$  erreicht. Weiterhin zeigt sich, dass für

<sup>1</sup> Englisch: root mean squared error (*RMSE*)

$Q < 50 \text{ m}^3/\text{h}$  nur mit geringen Schwankungen zu rechnen ist. Die Ergebnisse bei Abbildung der Kennlinien über Polynome sechsten Grades, sind mit „Polynom“ gekennzeichnet. Durch diese wird  $\overline{RMSE}_Q = 1,00 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$  erreicht. Insbesondere bei zunehmenden Förderströmen steigen die Abweichungen an. Insgesamt kann jedoch festgehalten werden, dass die Güte der Ergebnisse des Algorithmus stark von der Genauigkeit bei der Abbildung der Kennlinien abhängt. Dies wurde bereits durch S. Hammo und J. Viholainen resümiert [19].

In Abbildung 3-22 (b) sind die Förderströme für einen Betriebspunkt von PO001 bei  $\Delta\alpha_1 = 0^\circ$  über den diskreten Zeitschritten  $k$  dargestellt, welche durch die Messung und den Softsensoren bei Verwendung der physikalischen Modelle und Polynomen bestimmt wurde. Die Ergebnisse sind neben der farblichen Differenzierung auch entsprechend bezeichnet. Bevor die Messsignale im Algorithmus des Softsensors verarbeitet werden, werden diese mit einem Tiefpassfilter gefiltert. Daraufhin können nur geringe Schwankungen beobachtet werden.

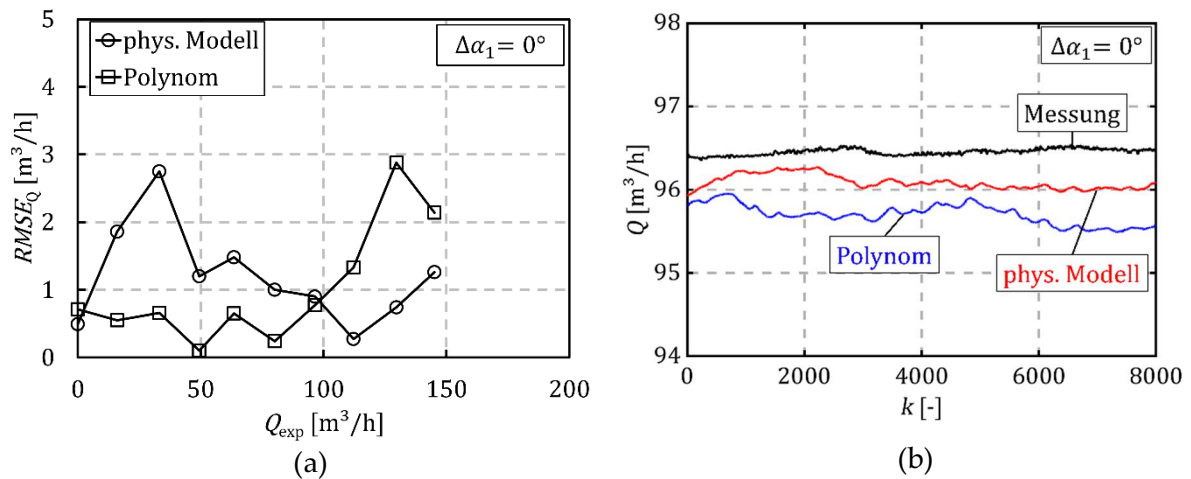


Abbildung 3-22: (a)  $RMSE_Q$  bei  $\Delta\alpha_1 = 0^\circ$  für Anwendung des Softsensors zur Bestimmung des Förderstromes bei Verwendung der physikalischen Modelle (phys. Modell) und den Polynomapproximationen (Polynom) über den gemessenen Förderströmen  $Q_{\text{exp}}$  für PO001; (b) Förderströme bei  $\Delta\alpha_1 = 0^\circ$  der Messung sowie des Softsensors zur Bestimmung des Förderstromes bei Verwendung der physikalischen Modelle (phys. Modell) und den Polynomapproximationen (Polynom) über den Zeitschritten  $k$ .

In Abbildung 3-23 sind die Ergebnisse des Softsensors bei Verwendung der physikalischen Modelle abgebildet. Die Ergebnisse für PO001 sind in den oberen und für PO002 in den unteren Abbildungen dargestellt. Die jeweils linken Abbildungen zeigen die Ergebnisse der durch den Softsensor identifizierten Vordrallwinkel  $\Delta\alpha_1$ . In den jeweils rechten Grafiken sind die Ergebnisse der  $RMSE_Q$  dargestellt. Beide Werte sind über den gemessenen Förderströmen aufgetragen. Mit einer roten Linie und Kreisen sind die Messwerte bei  $\Delta\alpha_1 = 0^\circ$  dargestellt. Die schwarzen Linien mit Kreisen kennzeichnen die Messwerte für  $\Delta\alpha_1 < 0^\circ$  und mit Kreuzen für  $\Delta\alpha_1 > 0^\circ$ . Bei den Ergebnissen zu den identifizierten Vordrallwinkeln in den linken Abbildungen sind die in Tabelle 3-1 durch die CFD-Simulationen bestimmten Vordrallwinkel der Drallkörper als grau gestrichelte Linien dargestellt und mit  $\Delta\alpha_{1,\text{CFD}}$  bezeichnet.

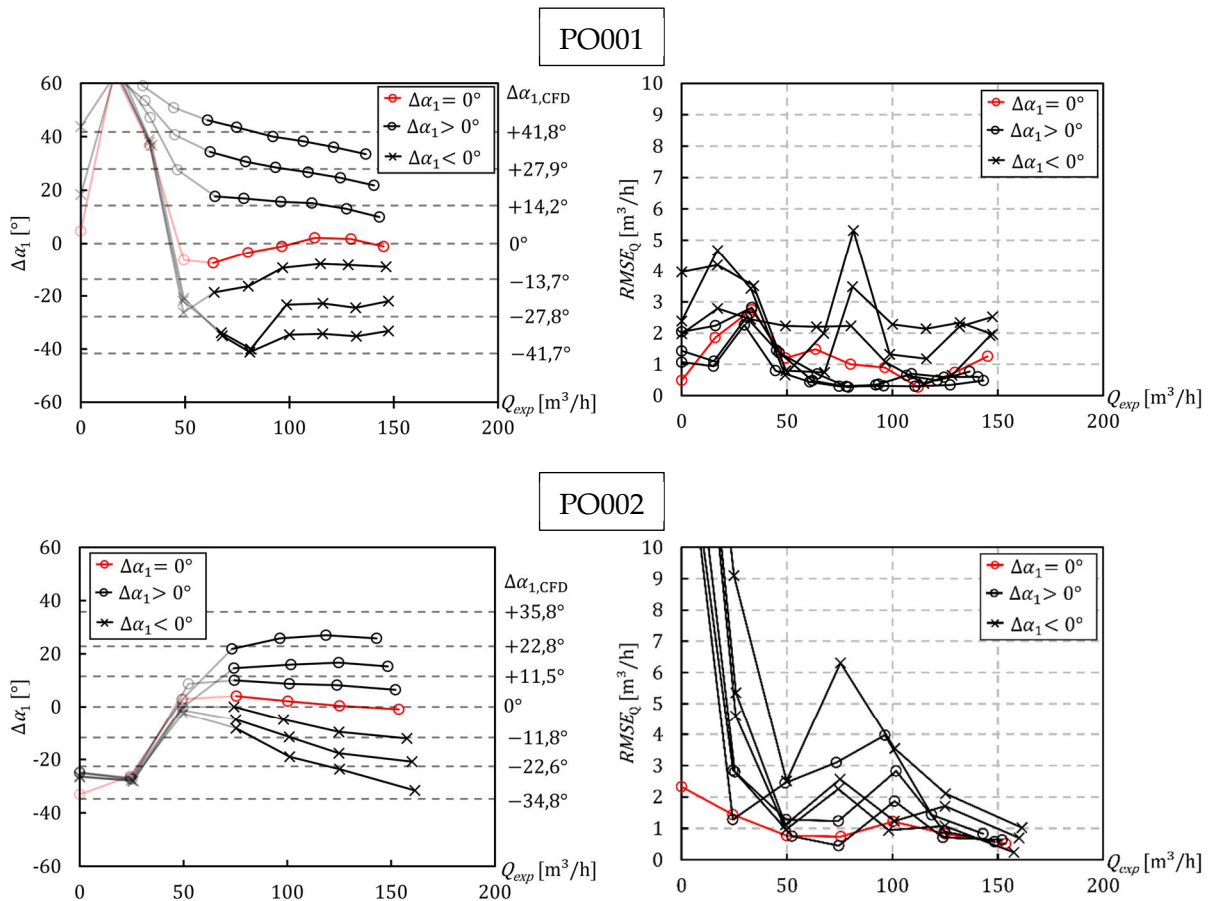


Abbildung 3-23: Durch Softsensor identifizierte Vordrallwinkel  $\Delta\alpha_1$  mit Angabe der durch die CFD-Simulationen bestimmten Vordrallwinkel  $\Delta\alpha_{1,CFD}$  aus Tabelle 3-1 als grau gestrichelte Linien (linke Abbildungen) und  $RMSE_Q$  für variierende Drallwinkel, aufgetragen über dem Förderstrom  $Q$  für PO001 (obere Abbildungen) und PO002 (untere Abbildungen).

Wie Abbildung 3-7 auf Seite 30 zeigt, nimmt der Einfluss von Vordrall auf die Kennlinie mit zunehmenden Förderstrom zu. Aufgrund des instabilen und flachen Verlaufs der Kennlinien für  $Q < 60 \frac{m^3}{h}$  bei PO001 und PO002, sind lediglich größere Förderströme als Betriebspunkte zulässig. Aus diesem Grund wurden in den linken Graphen von Abbildung 3-23 die Ergebnisse ausgegraut. Es zeigt sich, dass es für diese Bereiche zu großen Abweichungen zwischen  $\Delta\alpha_1$  und  $\Delta\alpha_{1,CFD}$  kommt. Für  $\Delta\alpha_1 = 0^\circ$  wird durch den Algorithmus bei kleinen Förderströmen ein Vordrallwinkel  $\Delta\alpha_1 \neq 0^\circ$  bestimmt. Während für  $\Delta\alpha_1 > 0^\circ$  bei PO001 die Identifikation des Vordrallwinkels eine starke Abhängigkeit vom Förderstrom zeigt, ist eine starke Abhängigkeit bei PO002 für  $\Delta\alpha_1 < 0^\circ$  zu beobachten. Die Abweichungen sowie die Abhängigkeit vom Förderstrom wird auf die Modellfehler bei der Modellierung der hydraulischen Verluste zurückgeführt. Die verwendeten Modelle betrachten keinerlei dreidimensionale Effekte. Zudem nehmen sie in Abhängigkeit der identifizierten Tuningparameter einen variierenden Einfluss auf die Abbildung der Kennlinien.

Der Algorithmus zeigt für  $\Delta\alpha_1 > 0^\circ$  bei PO001 eine hohe Genauigkeit bei der Bestimmung des Förderstromes. Bezogen auf den Bestpunktförderstrom bei  $Q^* \approx 100 \frac{m^3}{h}$  liegen die relativen Abweichungen unter zwei Prozent. Für den gesamten Bereich liegen die relativen

Abweichungen überwiegend unter drei Prozent. Verglichen mit PO001, sind bei PO002 größere Abweichungen zu beobachten. Diese bewegen sich, bezogen auf  $Q^* \approx 113 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$  unter drei Prozent. Die Genauigkeit nimmt mit zunehmenden Förderstrom für alle Vordrallwinkel deutlich zu. Gegenüber PO001 kommt es zu erheblichen Abweichungen für Betriebspunkte von  $Q < 30 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$ . Die genutzten Modelle berücksichtigen keine Änderung der Kennlinien im Bereich der Teillast. Dementsprechend wurden keine Einflüsse auf die Teillastzirkulation untersucht. Zudem beeinflussen die Drallkörper die Teillastzirkulation.

Für die Beurteilung der Qualität der erreichten  $RMSE_Q$  sind in Abbildung 3-24 die über den gesamten Kennlinienbereich arithmetisch gemittelten  $RMSE_Q$   $\overline{RMSE_Q}$  für PO001 und PO002 mit ( $\Delta\alpha_1$  on) und ohne ( $\Delta\alpha_1$  off) Identifikation des Vordrallwinkels und der damit verbundenen Anpassung der Kennlinien dargestellt. Für  $\Delta\alpha_1$  off wurde ein konstanter Vordrallwinkel von  $\Delta\alpha_1 = 0^\circ$  angenommen. Bei der Mittelung wurde der Wert bei  $Q = 0 \text{ m}^3/\text{h}$  nicht mit einbezogen.

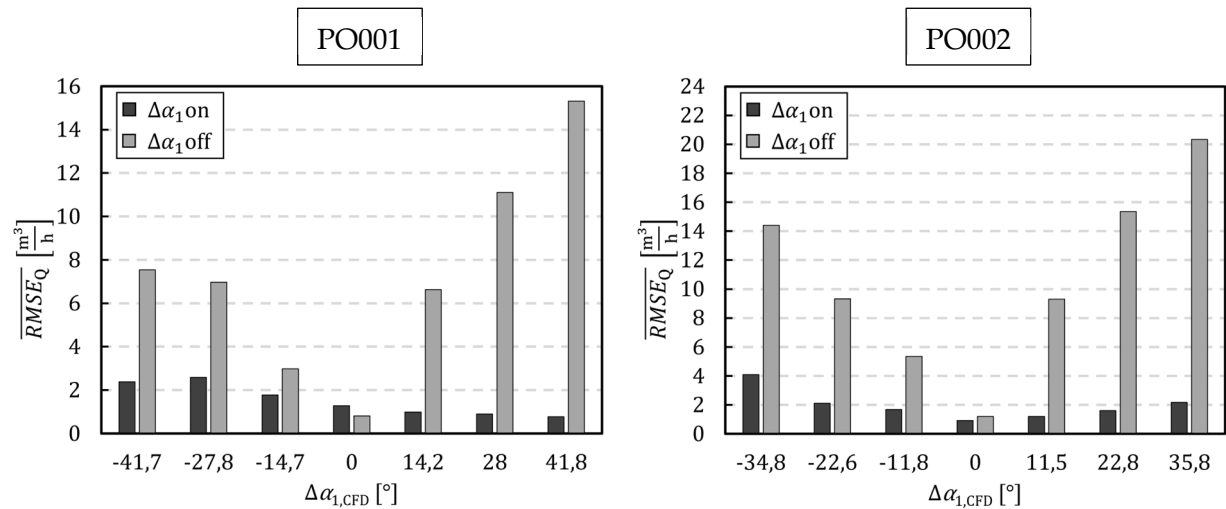


Abbildung 3-24: Über den gesamten Kennlinienbereich arithmetisch gemittelter  $RMSE_Q$   $\overline{RMSE_Q}$  mit ( $\Delta\alpha_1$  on) und ohne ( $\Delta\alpha_1$  off) Identifikation der Vordrallwinkel für PO001 und PO002, aufgetragen über den durch die CFD-Simulation identifizierten Vordrallwinkel  $\Delta\alpha_{1,CFD}$ .

Unabhängig von  $\Delta\alpha_{1,CFD}$ , sind bei beiden Pumpen zwischen  $\Delta\alpha_1$  on und  $\Delta\alpha_1$  off deutliche Differenzen zu erkennen. Für beide Pumpen fallen diese für  $\Delta\alpha_1 > 0^\circ$  größer aus als für  $\Delta\alpha_1 < 0^\circ$ . Dies ist auf die steigenden hydraulischen Verluste mit zunehmenden  $\Delta\alpha_1 < 0^\circ$  zurückzuführen. Aufgrund der zunehmenden Verluste fällt die Zunahme der Förderhöhe geringer aus. Hingegen reduzieren sich die hydraulischen Verluste mit zunehmenden  $\Delta\alpha_1 > 0^\circ$ , weshalb hier  $\overline{RMSE_Q}$  stärker zunimmt. Bereits in Abbildung 3-2 wurde deutlich, dass bei einer fehlenden Berücksichtigung der Kennlinienänderung aufgrund von Vordrall die Differenzen bei der Bestimmung des Förderstromes gegenüber dem tatsächlichen Wert zunehmen. Für  $\Delta\alpha_1$  on zeigt sich bei PO001 ein durchschnittlicher Wert von  $\overline{RMSE_Q} = 1,5 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$ . Für PO002 beträgt die gesamt gemittelte Abweichung  $\overline{RMSE_Q} = 1,9 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$ .

Vergleichend mit den Ergebnissen aus der Literatur [19, 21, 78, 79], können mit dem Algorithmus auch geringe Differenzen bei der Bestimmung des Förderstromes erreicht werden. Im Hinblick auf die erste Forschungsfrage aus Kapitel 1 kann die Genauigkeit bei der Bestimmung des Förderstromes mit Vordrall im Zustrom durch die Nutzung zweier Messwerte, einem Modell zur Berücksichtigung der Änderung der Kennlinien und einem iterativen Optimierungsverfahren verbessert werden. Aus den Ergebnissen lassen sich weiterhin folgende Schlussfolgerungen ziehen:

- Wie bereits S. Hammo und J. Viholainen [19] benannt haben, hängt die erreichbare Genauigkeit bei der Bestimmung des Förderstromes von der Güte der Abbildung der Kennlinie ab. Die Vernachlässigung der Änderung der Kennlinie mit dem Vordrallwinkel führt zu deutlichen Abweichungen, welche für positive Vordrallwinkel stärker ausfallen.
- Durch das Modell zur Abbildung der  $H(Q)$ -Kennlinie werden zwar die Einflüsse des Vordrallwinkels auf die hydraulischen Verluste berücksichtigt, die Wahl der Tuningparameter als Proportionalitätsfaktoren gewichtet jedoch die einzelnen Einflüsse zusätzlich. Erst ein abgestimmter Tuningparametersatz ermöglicht eine ausreichende Abbildung der  $H(Q)$ -Kennlinie für  $\Delta\alpha_1 \neq 0^\circ$ .
- Die Änderung der Kennlinien bei Teillast werden durch die Modelle nur ungenügend abgebildet, sodass es zu erheblichen Differenzen bei der Bestimmung des Förderstromes kommt. Für  $\Delta\alpha_1 = 0^\circ$  eignet sich der Algorithmus jedoch auch zur Bestimmung des Förderstromes in instabilen Kennlinienbereichen.

## 4 Bestimmung der Reibungsleistung von Gleitringdichtungen im Pumpenbetrieb

Kapitel 4 widmet sich der Entwicklung einer Softsensorik zur Bestimmung der Reibungsleistung von Gleitringdichtungen im Pumpenbetrieb. Die Reibungsleistung der Gleitringdichtung ist in Abhängigkeit der Pumpenbauweise für die größten mechanischen Verluste verantwortlich. Demnach ist sie für die Anwendung der Softsensorik zur Bestimmung des Förderstromes von Bedeutung.

Die Entwicklung der Softsensorik dient damit zur Beantwortung der zweiten Forschungsfrage aus Kapitel 1. Zunächst wird der Prüfstand zur Validierung der entwickelten Softsensoren vorgestellt. Auch die in den nachfolgenden Kapiteln untersuchten Gleitringdichtungen werden in diesem Kapitel beschrieben. Danach wird der Softsensor zur Bestimmung der Reibungsleistung der Gleitringdichtung im stationären Betrieb erläutert. Die Ergebnisse der bestimmten Reibungsleistung werden dargestellt und diskutiert. Dieser Ansatz wird im Anschluss für instationäre Betriebszustände erweitert.

### 4.1 Prüfstand und Prüfobjekte zur Validierung der Softsensoren

Die Validierung einer Softsensorik erfordert die Messung der Zielgrößen des Softsensors. Zu diesem Zweck wurde ein Prüfstand entwickelt, durch welchen die Reibungsleistung von Gleitringdichtungen gemessen werden kann. Die Gleitringdichtungen können von unterschiedlichem Typ sein und variierende Abmessungen besitzen. Der Prüfstand und die damit verbundenen Messverfahren wurden bereits in unserer Publikation [47] veröffentlicht und werden nachfolgend beschrieben.

#### Beschreibung des Prüfstandes

Der Aufbau des Prüfstandes und aller Messgrößen ist in Abbildung 4-1 (a) dargestellt. Herzstück des Prüfstandes ist die Druckkammer. In dieser befindet sich die zu prüfende Gleitringdichtung. Der in Abbildung 4-1 (a) blau eingefärbte Bereich stellt das Medium in der Kammer dar. Verwendet wurde bei allen Messungen Wasser. Durch Variation des Dichtungssitzes und der Wellenhülsen, können Gleitringdichtungen unterschiedlichen Typs und Abmessungen in der Druckkammer montiert werden. Der Druck in der Druckkammer  $p_K$  kann im Intervall  $p_K \in \{0 \text{ bar}; 5 \text{ bar}\}$  durch eine Druckpumpe stufenlos variiert werden. Er wird durch einen Drucktransmitter gemessen. Die Druckkammer ist auf einer Linearführung gelagert. Über eine Spindel die durch Muttern am Zugträger fixiert wird, lässt sich die Druckkammer verschieben. Da die Welle und damit die Position des Gleitringes axial nicht verschoben werden kann, kann damit die Vorspannung der Gleitringdichtung  $s$  variiert werden. Der Versatz der Druckkammer und damit die Vorspannung der Gleitringdichtung

wird durch einen induktiven Abstandssensor gemessen. Durch die Spindel am Zugträger kann die Vorspannung stufenlos im Intervall  $s \in \{0 \text{ mm}; 8 \text{ mm}\}$  eingestellt werden.

Die Welle wird durch eine Wälzlagerung gelagert. Über eine Drehmomentenmesswelle ist diese mit einem Motor verbunden. Dieser wird von einem FU angetrieben, sodass die Drehzahl der Gleitringdichtung  $n_{\text{GLRD}}$  variiert werden kann.

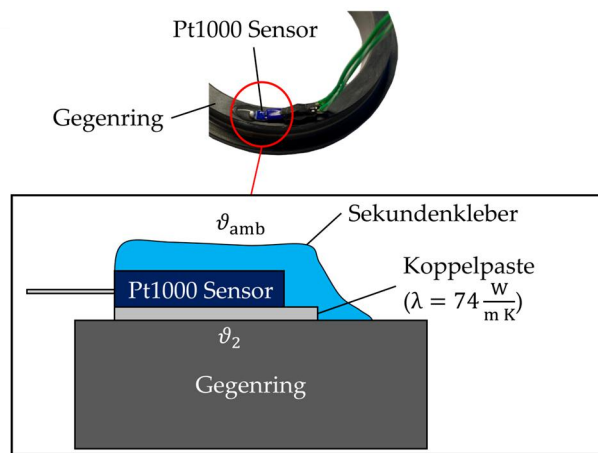
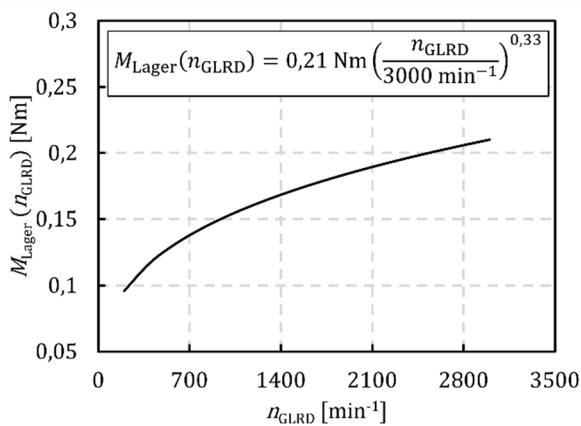
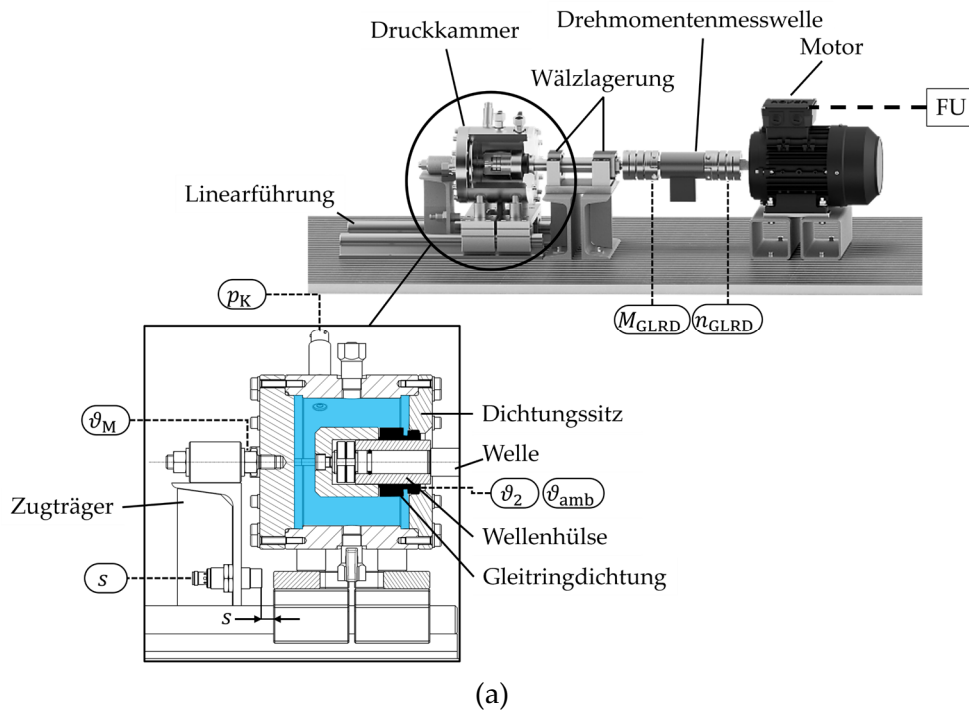


Abbildung 4-1: (a) Aufbau des Prüfstandes zur Messung der Reibungsleistung bei variierenden Betriebsparametern und Gleitringdichtungen. Neben den Komponenten ist die Druckkammer im Detail dargestellt. Weiterhin sind alle Messgrößen gekennzeichnet. Die Abbildung wurde in ähnlicher Weise bereits in unserer Publikation [47] veröffentlicht; (b) Experimentell ermittelte Approximationsfunktion  $M_{\text{Lager}}(n_{\text{GLRD}})$  zur Bestimmung des Verlustmomentes der Wälzlagerung am Prüfstand; (c) Ankopplung des PT1000 Sensors an den Gegenring der Gleitringdichtung durch Koppelpaste und Sekundenkleber. Die Abbildung wurde in ähnlicher Weise bereits in unserer Publikation [47] veröffentlicht.

Die Bestimmung der Reibungsleistung der Gleitringdichtung  $P_{R,exp}$  erfolgt durch Gleichung 4-1. Wie in Kapitel 2.4 ausgeführt, wird die Verwirbelungsleistung vernachlässigt. Weiterhin wird durch die Drehmomentenmesswelle das Verlustmoment der Lagerung  $M_{Lager}$  gemessen. Das Drehmoment  $M_{Lager}$  wird von  $M_{GLRD}$  abgezogen und fließt deshalb nicht in die Bestimmung der Reibungsleistung mit ein.

$$P_{R,exp} = 2\pi \left( M_{GLRD} - M_{Lager}(n_{GLRD}) \right) n_{GLRD} \quad 4-1$$

Wie Gleichung 4-1 zeigt, hängt das Verlustmoment der Lagerung von der Drehzahl der Welle ab.  $M_{Lager}(n_{GLRD})$  wurde experimentell bestimmt. Dazu wurde bei variierenden Drehzahlen das Drehmoment ohne montierte Druckkammer und Gleitringdichtung gemessen. Vor Beginn der Messungen wurde die Welle über eine Dauer von zehn Minuten bei einer Drehzahl von  $n_{GLRD} = 3000 \text{ min}^{-1}$  auf Betriebstemperatur gebracht. Diese Messung wurde in regelmäßigen Abständen wiederholt, sodass verschleißbedingte Änderungen an der Verlustleistung der Wälzlager berücksichtigt werden konnten. Abbildung 4-1 (b) zeigt die aus den Messungen ermittelte Approximationsfunktion  $M_{Lager}(n_{GLRD})$ , welche bei den nachfolgenden Ergebnissen verwendet wurde.

Ein PT1000 Sensor misst die Temperatur des Mediums in der Druckkammer. Auch die Temperatur des Gegenrings wurde durch einen PT1000 Sensor erfasst. Die Ankopplung des Sensors an den Gegenring ist in Abbildung 4-1 (c) dargestellt. Zwischen dem PT1000 und dem Gegenring wurde eine Koppelpaste aufgetragen. Diese besitzt eine Wärmeleitfähigkeit von  $\lambda = 74 \frac{\text{W}}{\text{m K}}$ . Damit werden Unebenheiten in der Oberfläche des Gegenrings ausgeglichen. Weiterhin wird der Wärmeleitwiderstand zwischen Gegenring und Sensor reduziert. Sekundenkleber überdeckt den Sensor sowie die Koppelpaste und fixiert diese am Gegenring. Zur Berücksichtigung der lokalen Veränderung der Oberflächentemperatur aufgrund der Sensorankopplung, wurde der Kopplungsfaktor  $B_S$  nach Gleichung 4-2 berechnet [80]. Der Kopplungsfaktor korrigiert den durch den Sensor gemessenen Temperaturwert  $\vartheta_S$  unter Berücksichtigung der Umgebungstemperatur auf die ungestörte Oberflächentemperatur des Gegenrings [80]. Für alle Messungen wurde der Kopplungsfaktor  $B_S = 5e^{-3}$  angenommen. Die Temperatur der Umgebung  $\vartheta_{amb}$  wurde ebenfalls mit einem PT1000 Sensor gemessen.

$$B_S = \frac{\vartheta_S - \vartheta_2}{\vartheta_{amb} - \vartheta_2} \quad 4-2$$

Die Abtastfrequenz betrug bei allen Messungen  $f_s = 500 \text{ Hz}$ . Die relativen Fehler sind in Anhang E dokumentiert. Die Messfehler der berechneten Größen wurden nach dem Gaußschen Fehlerfortpflanzungsgesetz berechnet.

### Beschreibung der Prüfobjekte

Die untersuchten Prüfobjekte bestehen aus Gleitringdichtungen, welche sich neben den geometrischen Abmessungen auch in den Werkstoffen und den Herstellern unterscheiden. Alle Prüfobjekte sind in Tabelle 4-1 beschrieben. Zur Unterscheidung werden diese als Prüfobjekt Gleitringdichtung (POG) bezeichnet. Der Innendurchmesser  $d_i$  der Dichtungen stellt den abzudichtenden Wellendurchmesser dar. Neben  $d_i$  ist auch der Außendurchmesser des Gegenrings  $D_{GR}$  dargestellt. Als Werkstoffe der Ringe der Gleitringdichtungen wurden bei allen POG Siliziumcarbide (SiC) verwendet. Beide Ringe der Gleitringdichtungen nutzen damit harte Werkstoffe, wodurch der Verschleiß reduziert werden kann. Für die experimentellen Untersuchungen ist damit nicht mit einer Änderung der Vorspannung der Gleitringdichtungen zu rechnen. In der letzten Zeile sind die maximalen Kupplungsleistungen  $P_{K,max}$  bei einer Drehzahl von  $n = 1500 \text{ min}^{-1}$  der Pumpen angegeben, in welchen die Gleitringdichtungen jeweils angewendet werden können.

Tabelle 4-1: Angaben zum Wellendurchmesser  $d_i$ , Außendurchmesser des Gegenringes  $D_{GR}$ , Material des Gleit- und Gegenringes und die maximale Kupplungsleistung  $P_{K,max}$  ( $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ ) der Pumpen, in welchen die Gleitringdichtungen angewendet werden können.

Parameter	POG01	POG02	POG03	POG04
$d_i$	28 mm	38 mm	38 mm	50 mm
$D_{GR}$	42 mm	56 mm	56 mm	69 mm
Werkstoff Gleitring	SiC	eSiC	eSiC	eSiC
Werkstoff Gegenring	SiC	eSiC	SiC	eSiC
$P_{K,max}(n = 1500 \text{ min}^{-1})$	7,5 kW	15 kW	15 kW	22 kW

Neben dem Werkstoff SiC ist in Tabelle 4-1 ein weiterer Werkstoff aufgelistet. Bei diesem handelt es sich um einen optimierten Werkstoff des Herstellers, welchen dieser als eSiC bezeichnet [81]. Dabei wurden nach Herstellerangaben die Leistungsaufnahme sowie die Notlaufeigenschaften der Gleitringdichtungen verbessert [81]. In Abbildung 4-2 sind die Detailaufnahmen der Gleitflächen von POG03 und POG02 dargestellt. POG03 verwendet im Gleitring den Werkstoff SiC und im Gegenring den Werkstoff eSiC. Bei POG02 wird in beiden Ringen eSiC verwendet. Gegenüber SiC verfügt der Werkstoff eSiC über sphärische Aussparungen auf der Gleitfläche. Hierdurch kann Medium in der Gleitfläche eingelagert werden.

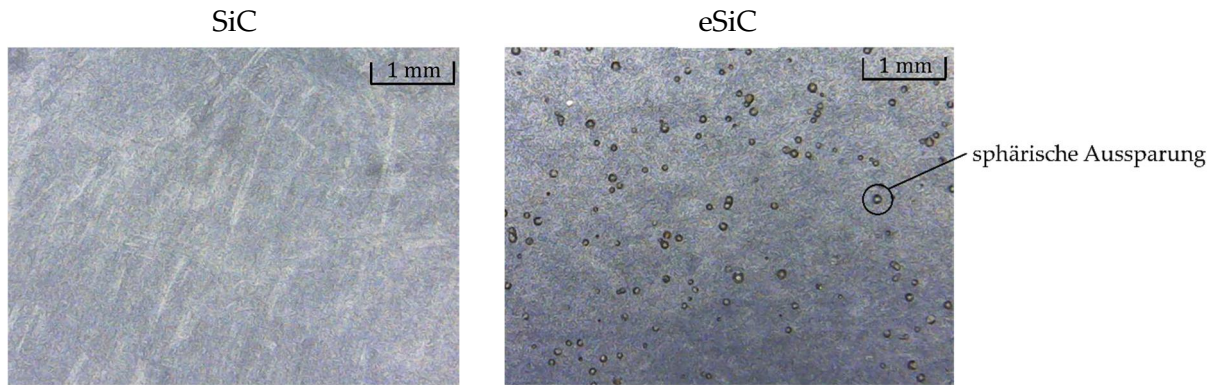


Abbildung 4-2: Detailaufnahmen der Gleitoberflächen von POG03 und POG02. In der linken Abbildung ist die Gleitfläche des Gegenrings von POG03 mit dem Werkstoff SiC und in der rechten Abbildung die Gleitfläche des Gegenrings von POG02 mit dem Werkstoff eSiC dargestellt. Die Abbildung wurde in ähnlicher Weise bereits in unserer Publikation [47] veröffentlicht.

## 4.2 Softsensorik zur Bestimmung der Reibungsleistung einer Gleitringdichtung

Die Reibungsleistung einer Gleitringdichtung stellt eine wichtige Größe für die mechanische Verlustleistung einer Kreiselpumpe und die Zustandsüberwachung der Gleitringdichtung dar. Aufgrund der in die Dichtung eingetragenen Reibungsleistung wird Wärme von der Gleitringdichtung an die Umgebung abgegeben. Bekannte Ansätze zur Beschreibung der Wärmeströme in Gleitringdichtungen wie z.B. von E. Mayer setzen eindimensionale Temperaturfelder und die Kenntnis der Gleitflächentemperatur voraus [6]. Das von uns in einer Publikation [47] vorgestellte Modell greift diese Ansätze auf. Dabei wird die Reibungsleistung durch Berechnung der an die Umgebung abgegebenen Wärme bestimmt. Das Modell wurde bereits in unserer Publikation [47] veröffentlicht und wird nachfolgend erläutert.

### Herleitung des Softsensors für den stationären Betrieb

Die zugrunde liegende Modellvorstellung ist in Abbildung 4-3 dargestellt und orientiert sich an der Darstellung in unserer Arbeit [47]. Über den Dichtspalt wird die Reibungsleistung  $P_R$  in die Ringe der Gleitringdichtung eingetragen. Dabei besitzen die Gleitflächen die Temperatur  $\vartheta_0$ . G.S. Buck nimmt an, dass die Temperatur der Gleitfläche für den Gleit- und den Gegenring identisch sind [58]. Diese Annahme wird übernommen. Als weitere Annahme wird getroffen, dass die sich in den Ringen ausbildenden Wärmeströme nur an das Fördermedium mit der Temperatur  $\vartheta_M$  abgeführt werden können. Alle anderen Flächen werden als isoliert betrachtet. Da der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha$  von einem Festkörper an eine Flüssigkeit vielfach höher ist, als von einem Festkörper an Luft, können alle Wärmeübergangsvorgänge an die Umgebung vernachlässigt werden. Im Gegenring fließt von der Gleitfläche (Fläche 0) der Wärmestrom  $\dot{Q}_{20}$  zur Fläche 2, an welcher ein Temperatursensor befestigt werden kann. Diese Position lässt sich auch innerhalb der Pumpe gut erreichen.

Weiterhin fließt der Wärmestrom  $\dot{Q}_{10}$  von der Gleitfläche zur Fläche 1, an welcher Wärme an das umgebende Fördermedium der Pumpe abgegeben wird. Infolge des Temperaturgradienten  $\vartheta_1 - \vartheta_2$  fließt der Wärmestrom  $\dot{Q}_{12}$  von der Fläche 2 zur Fläche 1. Im Gleitring kommt es zu dem Wärmestrom  $\dot{Q}_{30}$  von der Gleitfläche zur Fläche 3, an welcher die in den Gleitring eingetragene Wärme abgegeben wird.

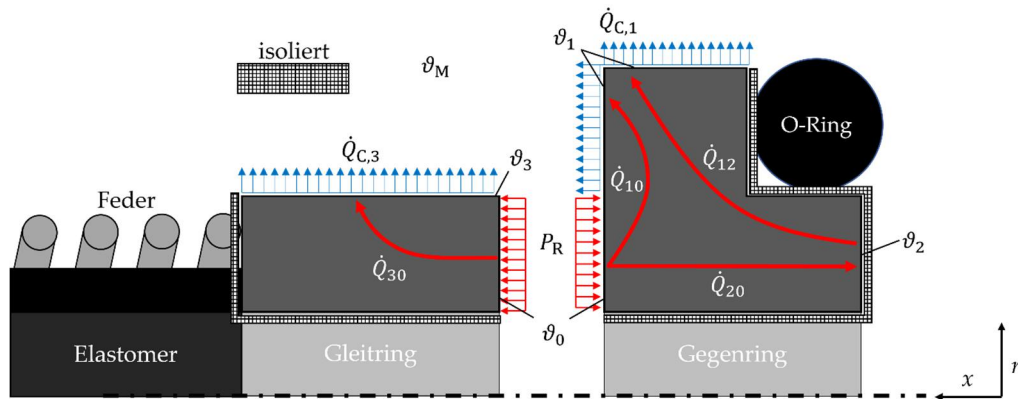


Abbildung 4-3: Wärmestrommodell für die Ringe einer Gleitringdichtung. Dargestellt sind die im Dichtspalt eingetragene Reibungsleistung  $P_R$ , die Temperatur der Gleitflächen  $\vartheta_0$ , die angenommenen Wärmeströme in den Ringen  $\dot{Q}_{10}$ ,  $\dot{Q}_{12}$ ,  $\dot{Q}_{20}$  und  $\dot{Q}_{30}$ , die gemittelten Oberflächentemperaturen  $\vartheta_1$ ,  $\vartheta_2$  und  $\vartheta_3$ , die Temperatur des umgebenden Mediums  $\vartheta_M$  und die konvektiven Wärmeströme  $\dot{Q}_{C,1}$  und  $\dot{Q}_{C,3}$ . Die Abbildung wurde in ähnlicher Weise bereits in unserer Publikation [47] veröffentlicht.

Werden alle Wärmeströme als zeitlich konstant angenommen, lässt sich die Reibungsleistung als Summe der abgeführten Wärmeströme darstellen:

$$P_R = \dot{Q}_{C,1} + \dot{Q}_{C,3} = \dot{Q}_{10} + \dot{Q}_{12} + \dot{Q}_{30}. \quad 4-3$$

Die gezeigte Modellvorstellung basiert auf der Formkoeffizientenmethode. Eine Beschreibung der Formkoeffizientenmethode ist z.B. B. Glück [82] zu entnehmen. Bei der Formkoeffizientenmethode werden Wärmeströme an spezifischen Punkten bilanziert. So lassen sich für stationäre Temperaturfelder in Körpern Wärmeströme oder Temperaturen berechnen. Der Wärmestrom von der Fläche  $j$  zur Fläche  $i$   $\dot{Q}_{ij}$  lässt sich mit der Formkoeffizientenmethode nach Gleichung 4-4 darstellen [82].

$$\dot{Q}_{ij} = a_{ij}(\vartheta_i - \vartheta_j) \quad 4-4$$

Der Formfaktor  $a_{ij}$  beinhaltet empirische Parameter für die Wärmeleitung (z.B. die Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$ ) und den konvektiven Wärmeübergang (z.B. den Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$ ). Die Formfaktoren werden bei der Formkoeffizientenmethode durch Lösung eines Gleichungssystems identifiziert [82]. Tritt neben der Wärmeleitung auch Konvektion auf, gilt  $a_{ij}: \mathbb{R}^2 \mapsto \mathbb{R}$ . Neben den Parametern des Mediums ist damit auch der Strömungszustand um die Gleitringdichtung zu berücksichtigen. Demnach ist  $a_{ij}$  trotz stationärem Temperaturfeld von  $\alpha$  abhängig [82].

Mit der Formkoeffizientenmethode lässt sich Gleichung 4-3 zusammen mit Gleichung 4-4 darstellen als:

$$P_R = a_{10}(\vartheta_0 - \vartheta_M) + a_{12}(\vartheta_2 - \vartheta_M) + a_{30}(\vartheta_0 - \vartheta_M). \quad 4-5$$

Es ist zu beachten, dass für alle Flächen der gleiche Wärmeübergangskoeffizient angenommen wird. Berücksichtigt man den in Abbildung 4-3 dargestellten Zusammenhang  $\dot{Q}_{20} = \dot{Q}_{12}$ , kann die Berechnung der Gleitflächentemperatur durch Gleichung 4-6 hergeleitet werden. Dabei gilt  $a_0 = \frac{a_{12}}{a_{20}}$ .

$$\vartheta_0 = (a_0 + 1)\vartheta_2 - a_0\vartheta_M \quad 4-6$$

Setzt man Gleichung 4-6 in Gleichung 4-5 ein, vereinfacht sich die Berechnung der Reibungsleistung zu Gleichung 4-7.  $a_{\text{aeq}}$  bezeichnet den äquivalenten Formkoeffizienten, welcher nach Gleichung 4-8 definiert ist. In diesem sind die Zusammenhänge der Wärmeströme und Temperaturen in den stationären Temperaturfeldern zusammengefasst. Damit lassen sich die Wärmeströme durch die Temperaturdifferenz  $(\vartheta_2 - \vartheta_M)$  darstellen. Auch für  $a_{\text{aeq}}$  gilt  $a_{\text{aeq}}: \mathbb{R}^2 \mapsto \mathbb{R}$ , da dieser durch den konvektiven Wärmeübergang bestimmt wird. Eine vollständige Herleitung der Gleichungen 4-7 und 4-8 ist dem Anhang K zu entnehmen.

$$P_R = a_{\text{aeq}}(\vartheta_2 - \vartheta_M) \quad 4-7$$

$$a_{\text{aeq}} = (a_{10} + a_{30})(a_0 + 1) + a_{12} \quad 4-8$$

Zur Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten werden häufig Ähnlichkeitsbetrachtungen an definierten Geometrien genutzt. Dazu wird die Nußelt-Zahl  $Nu$  nach Gleichung 4-9 definiert [83].  $L$  bezeichnet die charakteristische Länge der betrachteten Geometrie.

$$Nu = \frac{\alpha L}{\lambda} \quad 4-9$$

Da die Nußelt-Zahl lokal definiert ist, werden nachfolgend die über die am konvektiven Wärmeübergang beteiligten Flächen gemittelte Nußelt-Zahlen  $\overline{Nu}$  betrachtet. Dazu werden häufig Approximationsfunktionen nach Gleichung 4-10 angewendet [83]. Die in Abhängigkeit der betrachteten Geometrie stehenden variablen Parameter werden mit  $c, m, h$  und  $b$  bezeichnet. Bei  $Re$  handelt es sich um die Reynolds-Zahl und bei  $Pr$  um die Prandtl-Zahl. Während  $Pr$  bei der Temperatur  $\vartheta_M$  bestimmt wird, bezeichnet  $Pr_W$  die Prandtl-Zahl bei Wandtemperatur des Festkörpers.

$$\overline{Nu} = cRe^m Pr^h \left( \frac{Pr}{Pr_W} \right)^b \quad 4-10$$

Es wurden bereits einige Approximationsfunktionen der gemittelten Nußelt-Zahl für Gleitringdichtungen publiziert. Während die Publikationen [84, 85] ähnliche Geometrien für Gleitringdichtungen wie z.B. Zylinder betrachten, wurden in den Publikationen [61, 86–88] die gemittelten Nußelt-Zahlen für verschiedene Gleitringdichtungen untersucht. Insgesamt zeigt sich jedoch über die Ansätze eine große Streuung. Aus diesem Grund wurde ein experimenteller Ansatz zur Bestimmung von  $a_{aeq}$  gewählt.

Für die Darstellung des äquivalenten Formkoeffizienten wurde der dimensionslose äquivalente Formkoeffizient  $A_{aeq}$  bestimmt. Um diesen zu identifizieren, wurde eine Dimensionsanalyse nach H. Schade *et al.* [89] durchgeführt.

In Gleichung 4-11 ist  $A_{aeq}$  definiert. Darin bezeichnet  $\mu$  die dynamische Viskosität und  $c_v$  die spezifische Wärmekapazität des Mediums. Der Verwendung dieser Parameter liegt die Annahme zu Grunde, dass sich zwischen den Ringen der Gleitringdichtung wie Abbildung 4-4 zeigt, eine Couette-Strömung ausbildet. Dabei ist das Strömungsprofil der Strömungsgeschwindigkeit in Umfangsrichtung  $c_\varphi$  in die Bildebene hereingedreht, in Abbildung 4-4 dargestellt. Die Wärmeabfuhr einer solchen Strömung wird von K. Gersten und H. Herwig beschrieben [90]. Dabei wird die Wärmeabfuhr durch  $c_v$  und die Wandschubspannungen bestimmt. Diese wird neben der Wandgeschwindigkeit durch  $\mu$  definiert.

$$A_{aeq} = \frac{a_{aeq}}{\mu c_v D_{GR}} \quad 4-11$$

Die Darstellung von  $A_{aeq}$  bietet den Vorteil, dass  $a_{aeq}$  auch bei variierenden Mediumstemperaturen bestimmt werden kann. Dabei sind  $\mu$  und  $c_v$  in Abhängigkeit der Mediumstemperatur zu bestimmen. Die genutzten Approximationsfunktionen zur Berechnung aller Mediumparameter sind in Anhang L aufgelistet.

Neben der Berücksichtigung der Mediumtemperatur, kann  $A_{aeq} \propto \overline{Nu}$  angenommen werden. Dadurch lässt sich der dimensionslose äquivalente Formkoeffizient ebenfalls durch den Approximationsansatz nach Gleichung 4-10 abbilden.

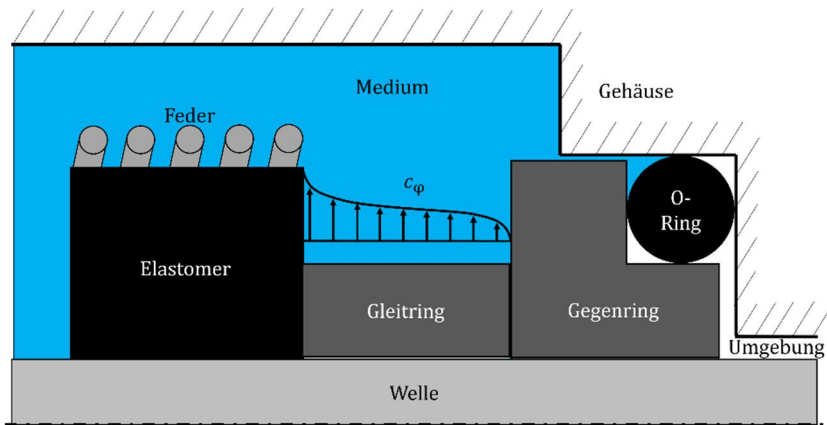


Abbildung 4-4: Modellvorstellung der Couette-Strömung an einer Gleitringdichtung. Dabei ist die Strömungsgeschwindigkeit des Mediums in Umfangsrichtung  $c_\varphi$  und deren Geschwindigkeitsprofil in die Bildebene hineingedreht dargestellt.

### Ergebnisse und Diskussion des Softsensors

Im Betrieb innerhalb einer Kreiselpumpe kann die Gleitringdichtung variierende Betriebsbedingungen erfahren. Neben der Förderhöhe der Pumpe kann auch deren Drehzahl variieren. Der hergeleitete Softsensor zur Bestimmung der Reibungsleistung für stationäre Betriebspunkte wird aus diesem Grund in Abhängigkeit des Differenzdrucks und der Drehzahl untersucht. Wie bereits in Kapitel 3.4 wird zur Beurteilung des Fehlers zwischen dem Softsensor und den Messwerten der Reibungsleistung der mittlere quadratische Fehler  $RMSE_R$  verwendet. Die genutzte Algorithmik des Softsensors ist in Abbildung 4-5 dargestellt. Alle Größen sind zeitdiskret. Der diskrete Zeitschritt ist konstant und wird als  $T_s$  bezeichnet. Die Zeitschritte werden mit  $k \in \mathbb{N}^+$  referenziert.

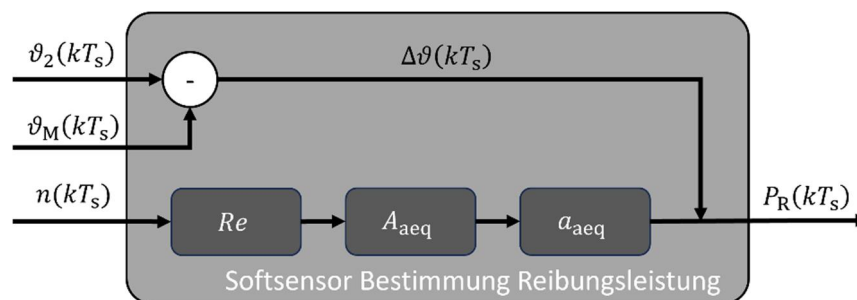


Abbildung 4-5: Algorithmus des Softsensors zur Bestimmung der Reibungsleistung einer Gleitringdichtung.

Die Kennlinien von  $A_{aeq}$  wurden für die vier Prüfobjekte bei variierenden Drehzahlen, Mediumstemperaturen und Kammerdrücken ermittelt. Dabei wurde  $a_{aeq}$  durch Umstellen von Gleichung 4-7 bestimmt und in Gleichung 4-11 eingesetzt. Alle Stoffwerte des Mediums in der Druckkammer wurden bei der Bezugstemperatur  $\vartheta_B$  nach Gleichung 4-12 ermittelt [91].

$$\vartheta_B = \frac{\vartheta_2 + \vartheta_M}{2} \quad 4-12$$

Für die bestimmten  $A_{aeq}$  wurden die variablen Parameter des Approximationsansatzes nach Gleichung 4-10 identifiziert. Diese sind in Anhang L für alle vier Prüfobjekte aufgelistet. Zunächst sind in Abbildung 4-6 der  $RMSE_R$  (linke Ordinate) und  $P_R$  (rechte Ordinate) über dem Kammerdruck  $p_K$  dargestellt. Alle Werte wurden über eine Messdauer von  $t = 1$  min gemittelt. Den Diagrammen sind zusätzlich die über den Messpunkten gemittelte Vorspannung des Gleitrings  $s$  sowie dessen Drehzahl  $n$  zu entnehmen. Die eingestellten Vorspannungen richten sich nach den Herstellerangaben.

Bei allen Prüfobjekten lässt sich eine mit dem Kammerdruck zunehmende Reibungsleistung beobachten. Dies ist darauf zurückzuführen, dass es sich bei den Gleitringdichtungen um nicht entlastete Dichtungen handelt. Weiterhin kann beobachtet werden, dass die Reibungsleistungen zwischen den Prüfobjekten stark variieren. Die Prüfobjekte POG02 und POG03 besitzen die gleichen Abmessungen des Gegenringes. Weiterhin variiert dessen Werkstoff. Die Reibungsleistung von POG03 ist jedoch 5-fach höher als bei POG02.

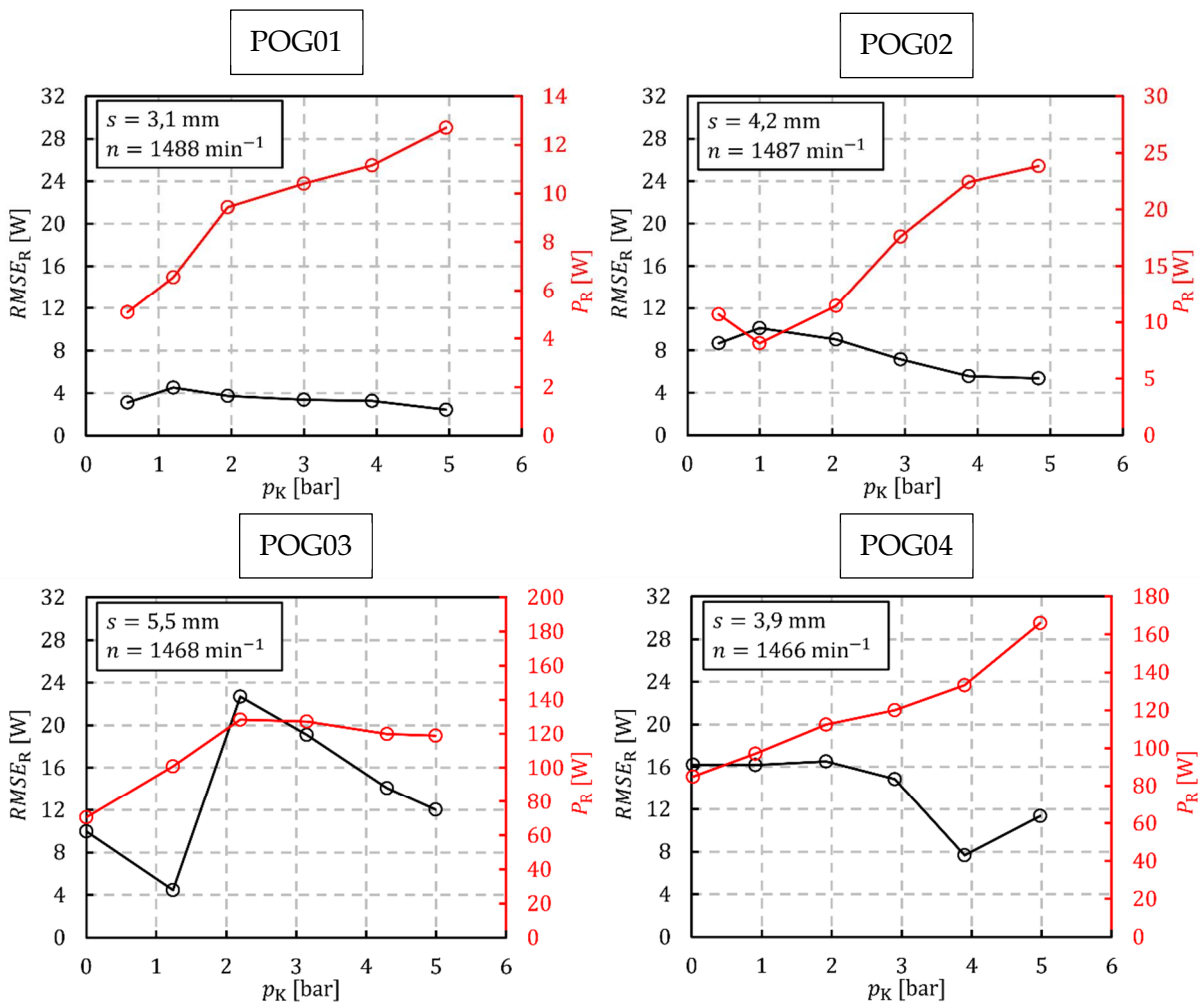


Abbildung 4-6: Mittlerer quadratischer Fehler zwischen dem Softsensor und der gemessenen Reibungsleistung  $RMSE_R$  aufgetragen über dem Kammerdruck  $p_K$ . Weiterhin ist in den Abbildungen in Rot die gemessene Reibungsleistung  $P_R$  dargestellt. Die Abbildungen bei den variierenden Betriebsbedingungen sind für alle in Tabelle 4-1 aufgelisteten Prüflinge (POG01 bis POG04) dargestellt.

Verglichen mit den maximalen Kupplungsleistungen der Pumpen, in welchen die Gleitringdichtungen angewendet werden können (letzte Zeile von Tabelle 4-1), betragen die Abweichungen  $RMSE_R/P_{K,max}(n = 1500 \text{ min}^{-1}) \approx 0,1 \%$ . Die Einflüsse auf die Kupplungsleistung sind damit gering.

In Abbildung 4-7 sind der  $RMSE_R$  (linke Ordinate) sowie  $P_R$  (rechte Ordinate) über der Drehzahl dargestellt. Zusätzlich sind die mittleren Vorspannungen sowie die mittleren Kammerdrücke bei den Messungen angegeben. Auch bei Variation der Drehzahl lassen sich deutliche Unterschiede in der Reibungsleistung zwischen den einzelnen Prüfobjekten beobachten. Vergleichend zur Variation des Kammerdrucks, werden auch bei Variation der Drehzahl, unterschiedliche  $RMSE_R$  erreicht. Mit Ausnahme von POG03 erreichen alle Prüfobjekte  $RMSE_R < 20 \text{ W}$ . Die drei weiteren Prüfobjekte erreichen Werte von  $RMSE_R < 8 \text{ W}$ . Die Prüfobjekte POG02 und POG03 besitzen gegenüber POG01 und POG04 höhere Werte für  $RMSE_R$ . Insgesamt kann jedoch resümiert werden, dass mit dem beschriebenen Softsensor die Reibungsleistung und damit die mechanische Verlustleistung der Pumpen gut wiedergegeben werden kann.

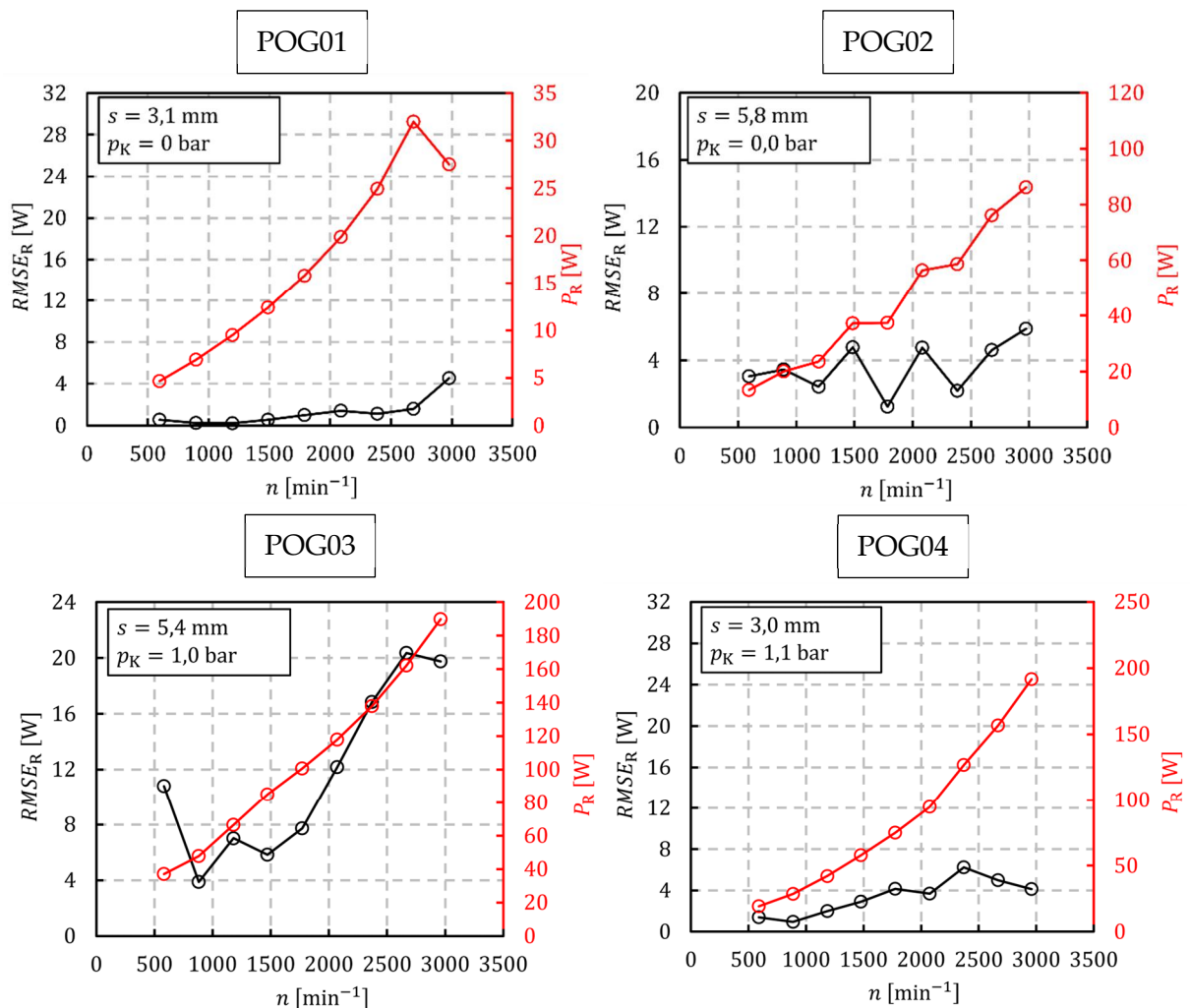


Abbildung 4-7: Mittlerer quadratischer Fehler zwischen dem Softsensor und der gemessenen Reibungsleistung  $RMSE_R$  aufgetragen über der Drehzahl  $n$ . Weiterhin ist in den Abbildungen in Rot die gemessene Reibungsleistung  $P_R$  dargestellt. Die Abbildungen bei den variierenden Betriebsbedingungen sind für alle in Tabelle 4-1 aufgelisteten Prüflinge (POG01 bis POG04) dargestellt.

Neben der mechanischen Verlustleistung aufgrund der Reibungsleistung, ist die Bewertung des Zustandes der Gleitringdichtung durch den Softsensor näher zu untersuchen. Der Zustand der Gleitringdichtung wird wesentlich vom betriebsdauerbestimmten Verschleiß der Gleitpartner bestimmt. Allgemein kann das durch Verschleiß abgetragene Volumen  $V_w$  durch die Gleichung von J.F. Archard [92] und R. Holm [93] nach Gleichung 4-13 beschrieben werden [6, 94, 95].  $K_w$  bezeichnet den Verschleißkoeffizienten,  $F_N$  die Normalkraft auf die Gleitfläche,  $x$  den Gleitweg und  $\delta$  die Härte des Gleitwerkstoffes. Zur Berechnung des Verschleißvolumens ist jedoch die Kenntnis der Normalkraft auf die Gleitfläche notwendig.

$$V_w = \frac{K_w F_N x}{\delta} \quad 4-13$$

Zur Bestimmung des Verschleißes zerlegt S. Leithner nach Gleichung 4-14 die Reibarbeit  $W_R$  in einen Basisanteil und einen Spitzenanteil. Den Basisanteil führt er auf den Reibungszustand zurück, während der Spitzenanteil als Verschleißarbeit betrachtet wird [96].

$$W_R = \int P_{R,Basis} dt + \int P_{R,Spitze} dt \quad 4-14$$

In Gleichung 4-13 wird von einem in Abhängigkeit der Normalkraft konstantem Verschleiß ausgegangen. Durch den Ansatz von S. Leithner können insbesondere bei transienten Betriebsbedingungen auftretende Verschleißmechanismen besser erfasst werden. Zudem kann der Verschleiß in unterschiedliche Stärkegrade eingeteilt werden [96]. Aus diesem Grund wird nachfolgend die Verschleißarbeit auf Basis von Gleichung 4-14 näher untersucht.

Während S. Leithner auf Basis der Temperaturmessung am Gegenring ein Verschleißarbeitsäquivalent bildet [96], kann aus dem Signal der Reibungsleistung aus dem Softsensor direkt die Verschleißarbeit bestimmt werden. Die Berechnung der Verschleißarbeit für die diskreten Signale erfolgt auf Basis des rechten Terms in Gleichung 4-14 nach Gleichung 4-15.  $P_{R,i}$  beschreibt das betrachtete Signal der Reibungsleistung zum Zeitpunkt  $i$ ,  $P_{R,AVE,i}$  den zum gleichen Zeitpunkt vorherrschenden Wert des gleitenden Durchschnitts,  $N$  die Gesamtzahl der Messpunkte und  $f_s$  die Abtastfrequenz. In die Berechnung der Verschleißarbeit werden alle positiven Differenzen zwischen dem Signal und dessen gleitendem Durchschnitt mit einbezogen.

$$W_w = \sum_{i=1}^N \left( (P_{R,i} - P_{R,AVE,i}) \frac{1}{f_s} \right); (P_{R,i} - P_{R,AVE,i}) \in \mathbb{R}^+ \quad 4-15$$

In Abbildung 4-8 (a) sind die gemessene Reibungsleistung  $P_{R,exp}$ , deren gleitender Durchschnitt  $P_{R,expAVE}$  über fünf Sekunden und die vorherrschende Drehzahl  $n$  von POG01 über der Zeit  $t$  dargestellt. Die Drehzahl wurde in diskreten Stufen variiert. Die Reibungsleistung variiert in Abhängigkeit der Drehzahl. Weiterhin zeigt sich, dass die Fluktuationen der Reibungsleistung bei der Drehzahl  $n \approx 3000 \text{ min}^{-1}$ , vergleichend mit den anderen Drehzahlen, stärker ausfallen. Unter der Annahme von S. Leithner in Gleichung 4-14, deutet dies auf Verschleißmechanismen hin.

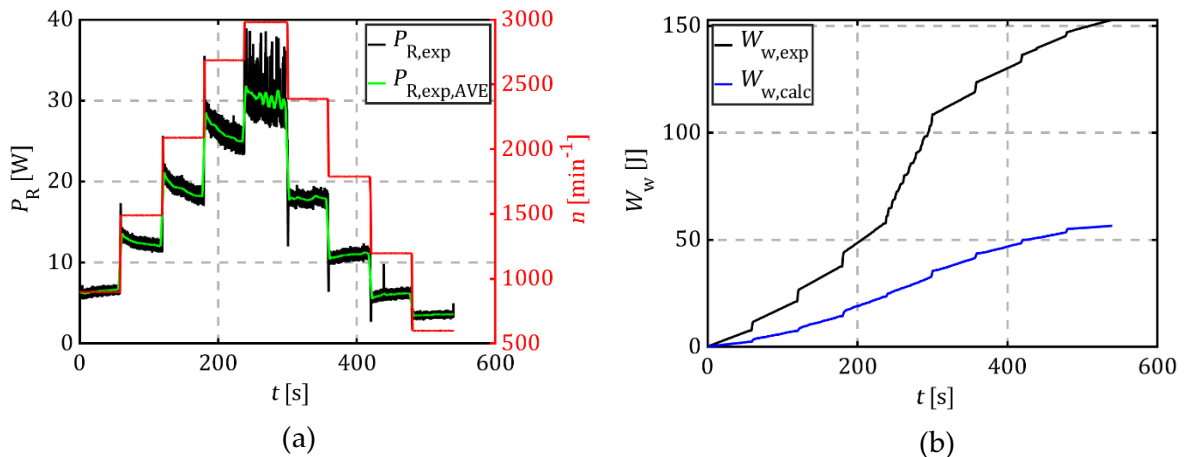


Abbildung 4-8: (a) Gemessene Reibungsleistung  $P_{R,exp}$ , aufgetragen über der Zeit  $t$  (linke Ordinate) bei Variation der Drehzahl  $n$  (rechte Ordinate) sowie Darstellung des gleitenden Durchschnittes bei Mittelung über fünf Sekunden  $P_{R,exp,AVE}$ ; (b) Kumulierte Verschleißarbeit der gemessenen Reibungsleistung  $W_{w,exp}$  sowie kumulierte Verschleißarbeit der durch den Softsensor ermittelten Reibungsleistung  $W_{w,calc}$ , aufgetragen über der Zeit  $t$ .

In Abbildung 4-8 (b) sind die kumulierte Verschleißarbeit der experimentell ermittelten Reibungsleistung  $W_{w,exp}$  sowie die kumulierte Verschleißarbeit auf Basis der durch den Softsensor bestimmten Reibungsleistung  $W_{w,calc}$  dargestellt. Zwischen den Verläufen zeigen sich deutliche Unterschiede. Insbesondere bei Variation der Drehzahl kommt es zu kurzzeitigen starken Anstiegen der Verschleißarbeit. Weiterhin kann beobachtet werden, dass mit ansteigenden Drehzahlen die Zunahmerate der Verschleißarbeit stärker ausfällt als bei abnehmenden Drehzahlen. Wie bereits in Abbildung 4-8 (a) erkannt werden konnte, kommt es bei der Drehzahl  $n \approx 3000 \text{ min}^{-1}$  zu einem starken Anstieg der Verschleißarbeit. Bei  $W_{w,calc}$  können die Anstiege bei Variation der Drehzahl ebenfalls beobachtet werden. Diese Zunahmen fallen jedoch schwächer aus als bei  $W_{w,exp}$ . Auch unterscheiden sich die Zunahmeraten.

Nach Gleichung 4-7 hängt die durch den Softsensor bestimmte Reibungsleistung proportional von der Temperaturdifferenz  $\Delta\vartheta = \vartheta_2 - \vartheta_M$  ab. In Abbildung 4-9 sind die Sprungantworten der gemessenen  $P_{R,exp}$  und durch den Softsensor kalkulierten Reibungsleistungen  $P_{R,calc}$  von POG01 über der Zeit aufgetragen. Dabei wurde einmal die Drehzahl von  $n = 1490 \text{ min}^{-1}$  auf  $n = 2086 \text{ min}^{-1}$  vergrößert und von  $n = 2086 \text{ min}^{-1}$  auf  $n = 1490 \text{ min}^{-1}$  reduziert. Neben den Reibungsleistungen sind auch  $\Delta\vartheta$  dargestellt. Die Mediumtemperatur hat bei beiden Messungen variiert.

Aufgrund der abrupten Variation der Drehzahl steigen beide Reibungsleistungen stark an. Bei  $P_{R,exp}$  kann ein Überschwingen beobachtet werden. Nach der abrupten Änderung der Drehzahl erreicht  $P_{R,exp}$  jedoch schnell wieder einen stationären Zustand. Bei  $P_{R,calc}$  wird ein stationärer Zustand hingegen erst nach ca. 5 s beobachtet. Dies ist auf die verzögerte Variation von  $\Delta\vartheta$  zurückzuführen. Hierdurch werden reibungsbedingte Änderungen der Reibungsleistung erst verzögert erfasst. Kurzweilige Änderungen der Reibungsleistung werden mitunter in  $\Delta\vartheta$  nicht wiedergegeben. Wie Abbildung 4-8 (b) zeigt, wird dadurch die Verschleißarbeit deutlich unterschätzt.

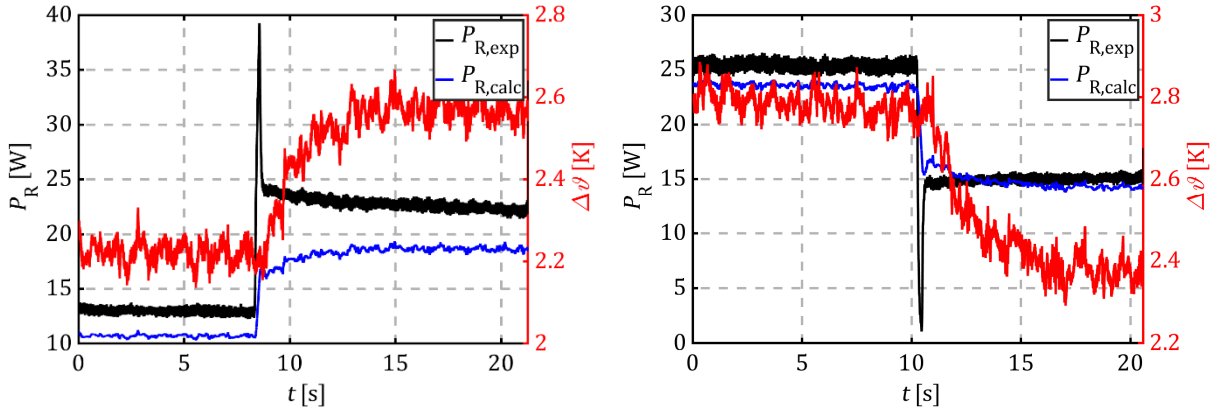


Abbildung 4-9: An POG01 gemessene  $P_{R,exp}$  und über den Softsensor bestimmte Reibungsleistung  $P_{R,calc}$  (linke Ordinaten) sowie die Temperaturdifferenz  $\Delta\vartheta = \vartheta_2 - \vartheta_M$  (rechte Ordinaten) aufgetragen über der Zeit für die Sprungantwort bei einer Zunahme der Drehzahl von  $n = 1490 \text{ min}^{-1}$  auf  $n = 2086 \text{ min}^{-1}$  (linke Abbildung) und Abnahme der Drehzahl von  $n = 2086 \text{ min}^{-1}$  auf  $n = 1490 \text{ min}^{-1}$  (rechte Abbildung).

### 4.3 Weiterentwicklung der Softsensorik zur Optimierung der Verschleißmodellierung

#### Weiterentwicklung der Softsensorik

Im vorangegangenen Kapitel konnte gezeigt werden, dass die Softsensorik bei instationären Betriebszuständen die Verschleißarbeit zu niedrig kalkuliert. Dies war auf eine verzögerte Reaktion des Softsensors zurückzuführen. Da es sich bei dem hergeleiteten Softsensor um einen stationären Ansatz handelt, soll dieser in diesem Unterkapitel für die Abbildung instationärer Vorgänge weiterentwickelt werden. Im Ergebnis ist damit die berechnete Verschleißarbeit zu optimieren.

Um das Verhalten des Softsensors bei instationären Vorgängen zu verbessern, wurde ein EKF verwendet. Die Grundlagen des EKF wurden in Unterkapitel 2.5 beschrieben. Den Ausgangspunkt bildet die Festlegung der Vektoren  $\underline{x}(t)$ ,  $\underline{u}(t)$  und  $\underline{y}(t)$ . Im Eingangsvektor werden Größen berücksichtigt, welche ohne Rauschen im Modell verwendet werden. Da dies in dieser Anwendung nicht der Fall ist, gilt  $\underline{u}(t) = 0$ .

Für die Entwicklung des Zustandsvektors ist die Berechnung der Reibungsleistung nach Gleichung 4-16 [6, 48] zu betrachten. Die Reibungsleistung setzt sich aus dem mittleren Durchmesser der Gleitfläche  $d_m$ , dem Flächeninhalt der Gleitfläche  $A_{Sp}$ , der Reibungszahl  $f$ , der Winkelgeschwindigkeit  $\omega$ , dem Flächenverhältnis  $k_s$ , der abzudichtenden Druckdifferenz  $\Delta p$  und der durch die Federkraft erzeugten Flächenpressung im Dichtspalt  $p_f$  zusammen.

$$P_R = \pi d_m A_{Sp} f \omega (\Delta p k_s + p_f) \quad 4-16$$

Neben den Größen aus Gleichung 4-16 definiert sich der Zustand der Gleitringdichtung auch durch die am Wärmeübergang beteiligten Größen. Aus diesem Grund wurde der Zustandsvektor definiert durch:

$$\underline{x}(t) = (\vartheta_2, \vartheta_M, \omega, p_{Sp}, \dot{\omega}, \dot{p}, c_\varphi, f, P_R)^T. \quad 4-17$$

Darin bezeichnet  $\dot{\omega}$  die zeitliche Ableitung der Drehfrequenz.  $c_\varphi$  stellt die Umfangsgeschwindigkeit des Mediums um die Gleitringdichtung dar.  $p_{Sp}$  bezeichnet den Druck im Dichtspalt und  $\dot{p}$  dessen zeitliche Ableitung. Für die Entwicklung des Zustandsraummodells als Grundlage der Kalman-Filter Gleichungen müssen alle zeitlichen Ableitungen der Größen aus  $\underline{x}(t)$  definiert werden. Nachfolgend werden diese der Reihe nach hergeleitet.

Der Ein- und Austrag von Energie in die Ringe der Gleitringdichtung durch die Reibungsleistung und die Wärmeabfuhr führt zu einer Änderung der inneren Energie des Gleitringes  $U_{GL}$  und Gegenringes  $U_{GR}$ . Da wie im vorherigen Kapitel angenommen, die Temperatur im Dichtspalt  $\vartheta_0$  sowie die Mediumstemperatur für den Gleit- und den Gegenring gleich sind, können die Temperaturfelder als zusammenhängend betrachtet werden. Damit lassen sich die inneren Energien von Gleit- und Gegenring zu  $U$  zusammenfassen. Die innere Energie der Ringe der Gleitringdichtung ist definiert durch Gleichung 4-18.

$$U = \int \rho c_v \theta dV \quad 4-18$$

Die Dichte sowie die spezifische Wärmekapazität der Werkstoffe der Gleitringdichtung werden als konstant über das Volumen angenommen. Aufgrund der zur Verfügung stehenden Messpunkte der Ringtemperaturen und der fehlenden Mittel zur Berechnung der Temperaturfelder wird für die innere Energie Gleichung 4-19 eingeführt.

$$U = mc_v \theta_2 + \varepsilon_U \quad 4-19$$

Anstelle des Volumenintegrals der Temperatur wird die Annahme getroffen, dass die Temperatur in den Ringen der Gleitringdichtung konstant  $\theta_2$  beträgt. Die Differenzen zur tatsächlichen Temperatur werden durch den Fehler  $\varepsilon_U$  berücksichtigt.

Die zeitliche Änderung der inneren Energie ist abhängig von der Differenz zwischen der eingetragenen Reibungsleistung  $P_R$  und der abgeführten Wärmeströme  $\dot{Q}_{ab}$ :

$$\frac{dU}{dt} = P_R - \dot{Q}_{ab}. \quad 4-20$$

Fasst man die Dichte und die spezifische Wärmekapazität in  $C_2$  zusammen und setzt für  $\dot{Q}_{ab}$  Gleichung 4-7 ein, ergibt sich die zeitliche Ableitung der Temperatur des Gegenringes zu:

$$\frac{d\vartheta_2}{dt} = \frac{P_R}{C_2} - \frac{a_{aeq}}{C_2} \vartheta_2 + \frac{a_{aeq}}{C_2} \vartheta_M - \frac{\dot{\varepsilon}_U}{C_2}. \quad 4-21$$

Während für die Bestimmung der Reynolds-Zahl im vorherigen Kapitel angenommen wurde, dass bei dieser das Medium um die Gleitringdichtung mit der Drehzahl des Gleitringes am Außendurchmesser des Gegenringes dreht, wird zur Bestimmung von  $Re$  nun die

Umfangsgeschwindigkeit des Mediums verwendet. Dazu wurde die Navier-Stokes-Gleichung in Polarkoordinaten, wie sie von H. Schade *et al.* dargestellt wird [89], vereinfacht. Als Annahme wurden alle Ableitungen, bis auf die zeitliche Ableitung von  $c_\varphi$ , vernachlässigt. Daraus ergibt sich die in Gleichung 4-22 dargestellte Form. Durch diesen Ansatz findet die verzögerte Anpassung der Strömung aufgrund der Viskosität bei einer plötzlichen Änderung der Drehzahl Berücksichtigung.

$$\frac{dc_\varphi}{dt} = -\nu \frac{4c_\varphi}{D_{GR}^2} \quad 4-22$$

Wie Gleichung 4-16 zeigt, verändert sich die Reibungsleistung in Abhängigkeit der Drehfrequenz und des Spaltdrucks. Die Klammer in Gleichung 4-16 approximiert den Spaltdruck:

$$\Delta p k_s + p_f \cong p_{Sp}. \quad 4-23$$

Die zeitliche Ableitung der Reibungsleistung kann aus dem totalen Differential nach Gleichung 4-24 gefunden werden. Durch Einsetzen von Gleichung 4-16 in Gleichung 4-24 erhält man Gleichung 4-25.

$$\frac{dP_R}{dt} = \frac{\partial P_R}{\partial \omega} \dot{\omega} + \frac{\partial P_R}{\partial p_{Sp}} \dot{p} \quad 4-24$$

$$\frac{dP_R}{dt} = \pi d_m A_{Sp} f (p_{Sp} \dot{\omega} + \omega \dot{p}) \quad 4-25$$

Nun stehen alle zeitlichen Ableitungen des Zustandsvektors fest. Diese existieren jedoch in zeitkontinuierlicher Form. Für die zeitdiskrete Ableitung müssen die zeitkontinuierlichen Gleichungen zunächst gelöst werden [64]. Die Ergebnisse der zeitdiskreten Ableitungen sind in Anhang M dargestellt. Eine Besonderheit bildet die zeitdiskrete Beschreibung von  $\dot{p}$ . Da  $p_{Sp}$  durch Gleichung 4-23 approximiert wird, kann aus dieser  $\dot{p}$  nicht hergeleitet werden. Aus diesem Grund wurde für  $\dot{p}$  lediglich ein Systemrauschen angenommen.

Bei der Definition des Ausgangsvektors für den EKF finden alle Messgrößen Anwendung. Neben der Mediumtemperatur und der Temperatur am Gegenring der Gleitringdichtung, werden auch die Drehfrequenz und der Differenzdruck über der Gleitringdichtung gemessen. Für die Federkräfte können Annahmen getroffen werden, sodass sich  $p_{Sp}$  annähern lässt. Neben den Messgrößen wird im Ausgangsvektor auch die Reibungszahl berücksichtigt. Auf die nähere Bedeutung wird zu einem späteren Zeitpunkt noch einmal eingegangen. Damit wird der Ausgangsvektor definiert durch:

$$\underline{y}(t) = (\vartheta_2, \vartheta_M, \omega, p_{Sp}, c_\varphi, f)^T. \quad 4-26$$

### Ergebnisse der weiterentwickelten Softsensorik

Die Algorithmik des EKF ist Kapitel 2.5 zu entnehmen. Die verwendeten Matrizen zur Berechnung sind in Anhang M dargestellt. Zur Berücksichtigung der Federkräfte wurden die Federsteifigkeiten der Prüfobjekte gemessen. Der Messaufbau und die Ergebnisse sind in Anhang N dargestellt. Unter Berücksichtigung der vom Hersteller vorgegebenen Vorspannung des Gleitringes wurden damit die Federdrücke auf die Gleitfläche  $p_f$  berechnet.

Zunächst wird das Verhalten des EKF anhand von Sprungantworten bei Variation der Drehzahl von POG01 und POG02 untersucht. In Abbildung 4-10 sind die Sprungantworten dargestellt. Bei den jeweils linken Abbildungen wurde die Drehzahl vergrößert, während sie in den rechten Abbildungen reduziert wurde. Die schwarzen Graphen kennzeichnen die gemessene Reibungsleistung  $P_{R,exp}$ , die blauen die durch den EKF bestimmte Reibungsleistung  $P_{R,EKF}$  und die grauen die durch den in Kapitel 4.2 beschriebenen Softsensor bestimmte Reibungsleistung  $P_{R,calc}$ . Weiterhin stellen die roten Graphen die Messwerte der Drehzahl dar. Während der Messungen wurde der Kammerdruck konstant gehalten. Weiterhin kann auch die Mediumtemperatur während der Messungen als konstant angesehen werden.

Wie bereits zu Abbildung 4-9 benannt, überschwingt die Reibungsleistung bei einer abrupten Variation der Drehzahl. Dies wird auf eine verzögerte Anpassung der Reibungszahl auf den neuen Reibungszustand zurückgeführt. Bei der Herleitung des EKF wurde bereits auf die Berücksichtigung der Reibungszahl im Ausgangsvektor hingewiesen. Die Reibungszahl im Ausgangsvektor wird auf Grundlage der Reibungsleistung des Zustandsvektors berechnet. Bedingt durch den so berücksichtigten Modellfehler und der Einbindung des Systemrauschens ist damit die Reibungszahl von der Reibungsleistung entkoppelt. Durch das Systemrauschen kann die Verzögerung der Reibungszahl bei Wechsel des Betriebszustandes näherungsweise abgebildet werden. Während der Softsensor aus Kapitel 4.2 eine verzögerte Anpassung der Reibungsleistung auf den neuen stationären Zustand zeigt, bildet der EKF die Sprungantwort der Reibungsleistung charakteristisch gut ab. Das Überschwingen der Reibungsleistung wird durch den EKF wiedergegeben. Zeitlich kommt es zwischen  $P_{R,exp}$  und  $P_{R,EKF}$  zu geringen Abweichungen. Das Überschwingen des EKF kann bei einer Vergrößerung wie auch Reduzierung der Drehzahl beobachtet werden. Insbesondere bei der Absenkung der Drehzahl von POG02 ist zu erkennen, dass auch das doppelte Überschwingen durch den EKF abgebildet wird. Quantitativ werden die Spitzen beim Überschwingen der Reibungsleistung zu niedrig geschätzt. Dennoch zeigt sich insgesamt eine gute qualitative Übereinstimmung zwischen dem EKF und den Messergebnissen.

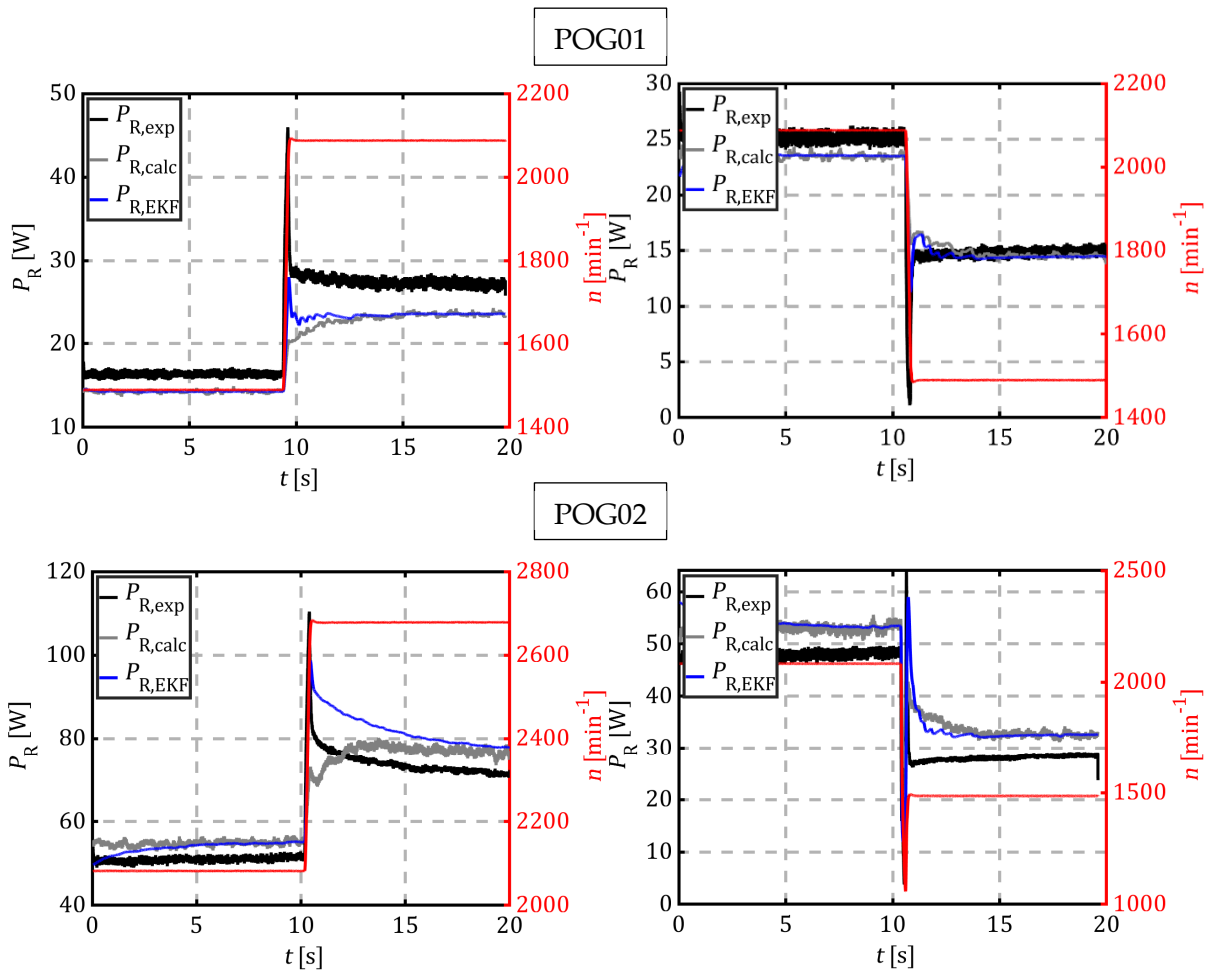


Abbildung 4-10: An POG01 und POG02 gemessene  $P_{R,exp}$  über den EKF bestimmte Reibungsleistung  $P_{R,EKF}$  und über den Softsensor aus Kapitel 4.2 bestimmte Reibungsleistung  $P_{R,calc}$  (linke Ordinaten) sowie die Drehzahl  $n$  (rechte Ordinaten), aufgetragen über der Zeit für die Sprungantwort bei einer Zu- (linke Abbildungen) und Abnahme (rechte Abbildungen) der Drehzahlen.

Im stationären Zustand erreicht der EKF die gleichen Ergebnisse für die Reibungsleistung wie der Softsensor aus Kapitel 4.2. Verglichen mit  $P_{R,calc}$  werden durch den EKF die Fluktuationen gedämpft.

In Abbildung 4-11 sind unterschiedliche Betriebszustände an POG01 und POG02 dargestellt. Neben den Ergebnissen  $P_{R,EKF}$  und  $P_{R,calc}$ , im Vergleich zu  $P_{R,exp}$  (linke Abbildungen), sind die Verschleißarbeiten abgebildet (rechte Abbildungen). Neben der Verschleißarbeit auf Basis der Messung  $W_{w,exp}$ , sind die Verschleißarbeiten auf Basis von  $P_{R,EKF} W_{w,EKF}$  und  $P_{R,calc} W_{w,calc}$  dargestellt. Abbildung 4-11 (a) zeigt eine Sprungantwort von POG01 bei Variation der Drehzahl. Die über der Messdauer von 20 s kumulierten Verschleißarbeiten  $W_{w,exp}$  und  $W_{w,EKF}$  zeigen eine gute Übereinstimmung. Bei der Bestimmung der Verschleißarbeit wurden lediglich Differenzen von  $(P_{R,i} - P_{R,AVE,i}) > 2$  W einbezogen. Kleinere Differenzen können u.a. auch durch Messrauschen zustande kommen. Deutlich ist die bereits in Kapitel 4.2 besprochene Abweichung von  $W_{w,calc}$  zu erkennen. Die durch den EKF kalkulierte Verschleißarbeit gibt  $W_{w,exp}$  mit geringen Abweichungen wieder.

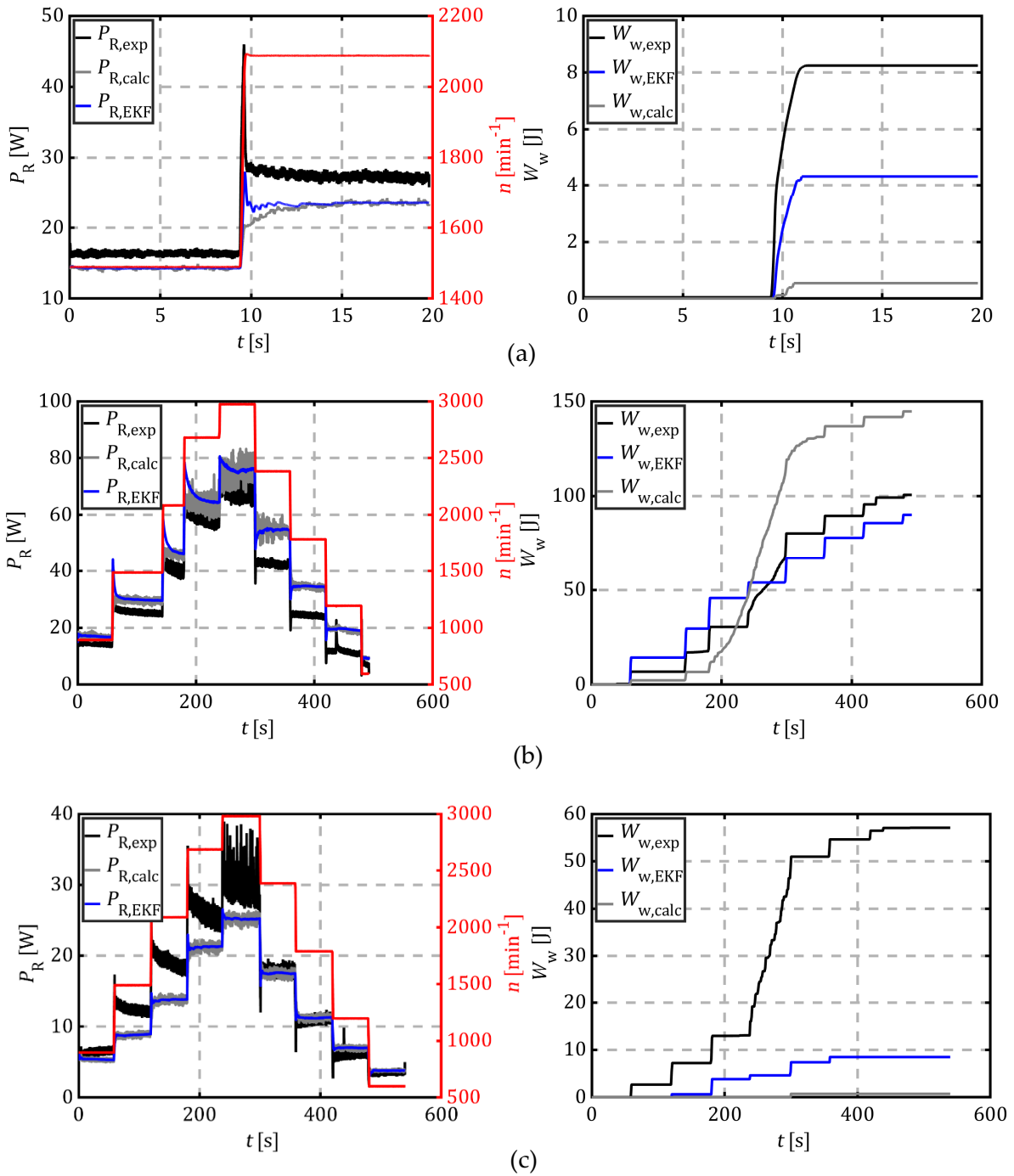


Abbildung 4-11: (a) Gemessene und kalkulierte Reibungsleistungen von POG01 als Sprungantwort bei Zunahme der Drehzahl (linke Abbildung) und kumulierte Verschleißarbeiten auf Basis von  $P_{R,\text{exp}}$ ,  $W_{w,\text{exp}}$ ,  $P_{R,\text{EKF}}$ ,  $W_{w,\text{EKF}}$  und  $P_{R,\text{calc}}$ ,  $W_{w,\text{calc}}$ ; (b) Gemessene und kalkulierte Reibungsleistungen von POG02 bei stufenweiser Variation der Drehzahl (linke Abbildung) und kumulierte Verschleißarbeiten auf Basis von  $P_{R,\text{exp}}$ ,  $W_{w,\text{exp}}$ ,  $P_{R,\text{EKF}}$ ,  $W_{w,\text{EKF}}$  und  $P_{R,\text{calc}}$ ,  $W_{w,\text{calc}}$ ; (c) Gemessene und kalkulierte Reibungsleistungen von POG01 bei stufenweiser Variation der Drehzahl (linke Abbildung) und kumulierte Verschleißarbeiten auf Basis von  $P_{R,\text{exp}}$ ,  $W_{w,\text{exp}}$ ,  $P_{R,\text{EKF}}$ ,  $W_{w,\text{EKF}}$  und  $P_{R,\text{calc}}$ ,  $W_{w,\text{calc}}$ .

In Abbildung 4-11 (b) wurde die Drehzahl von POG02 stufenweise variiert. Im Ergebnis erreichen die kumulierten Verschleißarbeiten  $W_{w,exp}$  und  $W_{w,EKF}$  vergleichbare Werte. Im Detail variieren die beiden Verläufe im Bereich der Drehzahl von  $n \approx 3000 \text{ min}^{-1}$ .  $W_{w,exp}$  zeigt hier eine deutliche Zunahme der Verschleißarbeit. Auch im Verlauf von  $W_{w,calc}$  ist in diesem Bereich eine deutliche Zunahme der Verschleißarbeit zu beobachten. Dies ist auf die Fluktuationen von  $\Delta\vartheta$  zurückzuführen. Diese führen auch im Verlauf von  $W_{w,EKF}$  zu einer Zunahme der Verschleißarbeit, aufgrund der dämpfenden Eigenschaft des EKF werden diese Verschleißereignisse jedoch gefiltert. Auch bei Abbildung 4-11 (c) zeigt sich dieses Verhalten. Hier wurde die Drehzahl von POG01 stufenweise variiert. Da die Fluktuationen im Bereich von  $n \approx 3000 \text{ min}^{-1}$  sich nicht auf  $\Delta\vartheta$  ausgewirkt haben, wird die Zunahme der Verschleißarbeit weder in dem Verlauf von  $W_{w,EKF}$  noch bei  $W_{w,calc}$  berücksichtigt.

Neben der Drehzahl findet im EKF auch der abzudichtende Differenzdruck Berücksichtigung. Dazu sind in Abbildung 4-12 die Reibungsleistungen  $P_{R,exp}$ ,  $P_{R,EKF}$  und  $P_{R,calc}$  (linke Abbildungen) sowie die kumulierten Verschleißarbeiten  $W_{w,exp}$ ,  $W_{w,EKF}$  und  $W_{w,calc}$  (rechte Abbildungen) dargestellt.

Abbildung 4-12 (a) zeigt die Ergebnisse für POG01 bei einem sprunghaften Anstieg des Kammerdrucks. Im Signal  $P_{R,exp}$  zeigt sich kein Überschwingen. Die Abweichungen zwischen  $P_{R,exp}$  und  $P_{R,EKF}$  im Bereich der abrupten Änderung des Kammerdrucks können als gering bewertet werden. Gegenüber  $P_{R,calc}$  wird bei  $P_{R,EKF}$  der Anstieg deutlich abgebildet. Vergleicht man die Verschleißarbeiten, zeigt sich bei  $W_{w,EKF}$  eine Verbesserung der Kalkulation.

In Abbildung 4-12 (b) wurde der Kammerdruck mehrmals über einen längeren Zeitraum variiert. Auch hier wird durch den EKF die Abbildung der Reibungsleistung deutlich verbessert. Während bei  $P_{R,calc}$  nur leichte Schwankungen zu erkennen sind, gibt  $P_{R,EKF}$   $P_{R,exp}$  charakteristisch gut wieder. Dies führt auch hier zu einer deutlichen Verbesserung bei der Berechnung der Verschleißarbeit. Wie auch in Abbildung 4-12 (a), beträgt die kumulierte Verschleißarbeit  $W_{w,calc} = 0 \text{ J}$ .

Um die Beurteilung der Ergebnisse so transparent wie möglich zu gestalten, sollten weitere Fehlerquellen bei den Messungen benannt werden. Da die Prüfobjekte an verschiedenen Tagen gemessen wurden, variierte die Einbausituation. Dabei kann es zu einem exzentrischen Sitz des Gegenrings zur Welle gekommen sein. In der Folge kann die Wellenhülse am Gegenring anlaufen und der Gleitring führt eine taumelnde Bewegung relativ zum Gegenring aus. Weiterhin bestand die Möglichkeit, dass der Gleitring sich relativ zur Wellenhülse sowie die Wellenhülse relativ zur Welle während der Messungen bewegt hat. Zudem wurden unterschiedliche Bauteile der Gleitringdichtung im Rahmen der jeweiligen Prüfobjekte verwendet, was aufgrund der fertigungsbedingten Streuung der Dichtungsparameter zu Variationen der identifizierten  $A_{aeq}$ -Parameter führen kann. Auch bei der Verlustleistung der Wälzlager kann es zu zusätzlichen Fehlern gekommen sein. Zwar wurde die Verlustleistung der Wälzlagerung eingemessen, dies geschah jedoch ohne axiale Belastung. Die Vorspannung

des Gleitringes resultiert jedoch in einer axialen Belastung auf die Wälzlagerung, was die Verlustleistung der Lager beeinflussen kann.

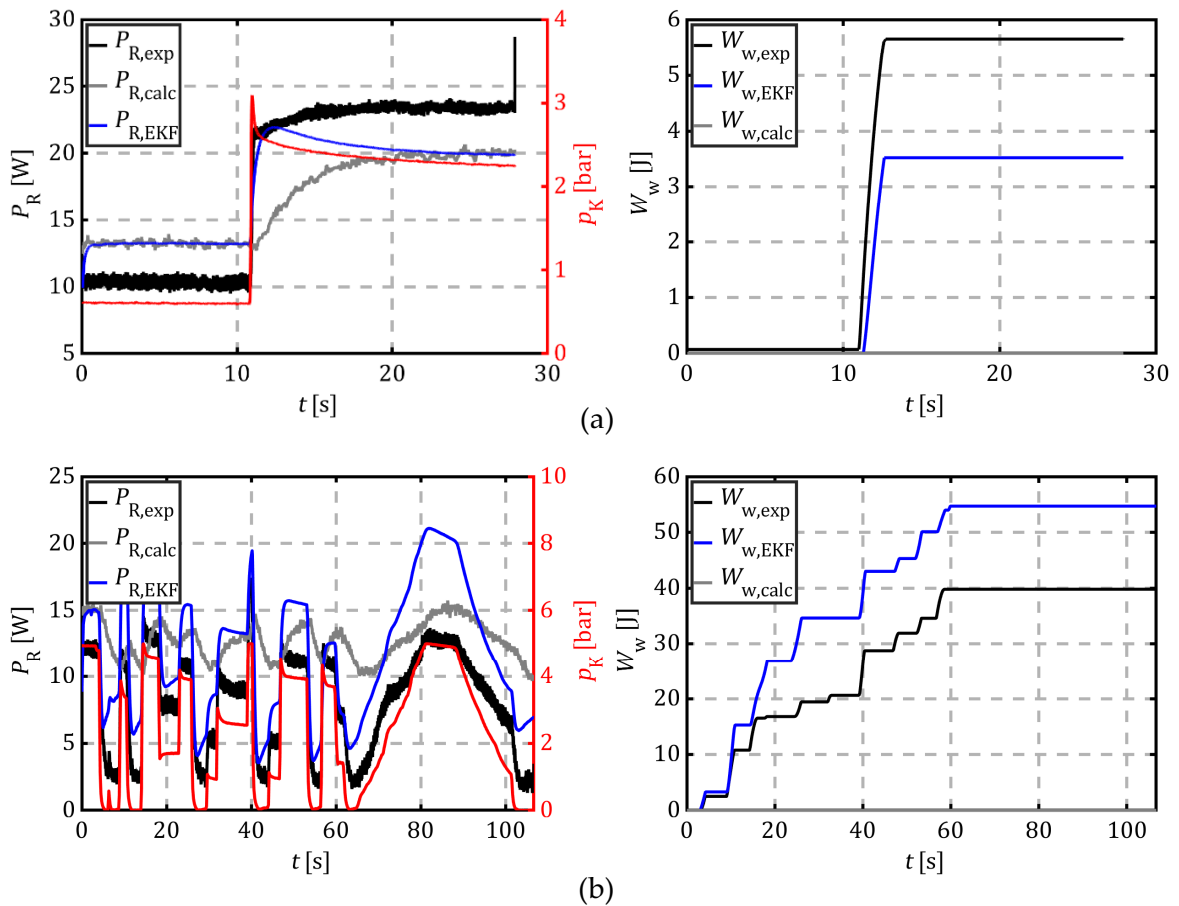


Abbildung 4-12: (a) Gemessene und kalkulierte Reibungsleistungen von POG01 als Sprungantwort bei Zunahme des Kammerdrucks (linke Abbildung) und kumulierte Verschleißarbeiten auf Basis von  $P_{R,exp}$ ,  $W_{w,exp}$ ,  $P_{R,EKF}$ ,  $W_{w,EKF}$  und  $P_{R,calc}$ ,  $W_{w,calc}$ ; (b) Gemessene und kalkulierte Reibungsleistungen von POG01 bei stufenweiser Variation des Kammerdrucks (linke Abbildung) und kumulierte Verschleißarbeiten auf Basis von  $P_{R,exp}$ ,  $W_{w,exp}$ ,  $P_{R,EKF}$ ,  $W_{w,EKF}$  und  $P_{R,calc}$ ,  $W_{w,calc}$ .

Über die zweite Forschungsfrage aus Kapitel 1 sollte geklärt werden, wie die Reibungsleistung einer Gleitringdichtung über Softsensorik bestimmt werden kann. Die vorgestellten Ansätze für stationäres und instationäres Verhalten zeigen dazu zwei mögliche Lösungswege auf. Zusammengefasst kann die Reibungsleistung durch einen Softsensor auf Grundlage eines Wärmestrommodells bestimmt werden. Aus den gezeigten Ergebnissen können zudem nachfolgende Schlussfolgerungen abgeleitet werden:

- Das vorgestellte Wärmestrommodell eignet sich in Kombination mit einem EKF auch zur Abbildung instationärer Vorgänge. Bei diesen können der Druck sowie die Drehzahl variieren. Unterschiede bei Variation der einzelnen Größen zeigen sich im Antwortverhalten. Während Drehzahlvariationen zu einer abrupten Antwort mit Überschwingen der Reibungsleistung führen, wird die Antwort der Reibungsleistung auf eine Variation des Druckes gedämpft wiedergegeben.

- Das unterschiedliche Antwortverhalten zeigt den Einfluss der Strömung im Dichtspalt auf die Reibungsleistung. Die gewählte Forschungsmethodik lässt jedoch die Frage nach den Einflüssen des Wärmeübergangs von den Ringen der Gleitringdichtung an das Medium im Dichtspalt und mögliche Phasenübergänge offen.
- In unserer Publikation [47] wurde die umgebende Geometrie um die Gleitringdichtung variiert. Dabei hat sich ein Einfluss auf  $A_{aeq}$  gezeigt. Die Identifikation der  $A_{aeq}$ -Parameter muss somit am Prüfstand in Übereinstimmung mit der umgebenden Geometrie der späteren Zielanwendung identifiziert werden.

## **5 Eingebettete Sensorsysteme für die Optimierung und Regelung von Pumpensystemen**

In diesem Kapitel werden die Potentiale eines eingebetteten Sensorsystems für die Optimierung des Energiebedarfs und die Regelung von Pumpensystemen untersucht und damit die Forschungsfragen drei und vier aus Kapitel 1 beantwortet.

Das Kapitel untergliedert sich in drei Unterkapitel. Zunächst wird das Optimierungspotential durch den Einsatz von individualisierten Laufrädern vorgestellt. Damit wird die Pumpe hinsichtlich ihrer Hydraulik an die spezifischen Gegebenheiten der Pumpensysteme angepasst. Im zweiten Unterkapitel werden die entwickelten Softsensoren in ein Sensorsystem implementiert. Das Sensorsystem wird hierzu in eine Pumpe eingebettet und anhand mehrerer Testszenarien die Algorithmen und deren Nutzen für die vorgestellten Optimierungsansätze betrachtet und diskutiert. Im dritten Unterkapitel wird die Genauigkeit der Abbildung der Anlagenkennlinie durch die Ergebnisse des eingebetteten Systems anhand von Regelkennlinien bestimmt.

### **5.1 Individualisierung von Laufrädern zur Adaption der Pumpe an das Pumpensystem**

Gegenwärtig werden Optimierungen an Pumpensystemen meist durch einen Austausch der Bestandpumpen realisiert. Durch den Austausch gegen effizientere Pumpen können im Rahmen der Verbesserung des Aggregatswirkungsgrades Optimierungen erzielt werden. Der Aggregatswirkungsgrad definiert sich aus dem Verhältnis der hydraulischen Leistung zur elektrischen Aufnahmeleistung und beinhaltet damit alle Verluste durch die Pumpe und den Motor. Da die Auslegung der Neupumpen meist auf Grundlage der Auslegungsdaten der Bestandpumpen basiert, müssen die geforderten Förderströme für den Betrieb des Pumpensystems oftmals durch Regelungen oder eine Reduktion des Laufraddurchmessers nachträglich eingestellt werden. Damit geht entweder eine Reduktion des Aggregatswirkungsgrades oder eine Dissipation von Energie in Drosselorganen einher. Die Anpassung des Betriebspunktes durch Regelung der Drehzahl stellt zwar die effizienteste Methode zur Regelung des Betriebspunktes dar, erfordert aber auch einen dazu notwendigen FU. Durch den nachfolgend vorgestellten Ansatz der Individualisierung von Laufrädern ist zu untersuchen, wie der Betriebspunkt außerhalb der Drehzahlregelung effizient erreicht werden kann. Damit können auch Pumpen energieeffizient optimiert werden, die ohne FU betrieben werden. Zudem kann den spezifischen Anströmungsbedingungen der Pumpensysteme Rechnung getragen werden.

### Optimierungsziele und Restriktionen bei der Entwicklung der individuellen Laufräder

Anhand von zwei Betriebspunkten wird ein Optimierungsansatz zur Steigerung der Effizienz von Pumpensystemen durch die Individualisierung der Laufräder vorgeschlagen und untersucht. In Abbildung 5-1 sind die beiden Beispiele exemplarisch dargestellt. Es wird von einem Pumpensystem mit einem Vordrall im Zustrom aufgrund von Störungen in der Saugleitung ausgegangen. Die Kennlinie der Anlage wird als bekannt vorausgesetzt, sodass die Auslegung der Neupumpe auf den geforderten Zielförderstrom  $Q_Z$  erfolgen kann. Für diese muss zunächst  $\Delta\alpha_1 = 0^\circ$  angenommen werden. In der Folge weicht der tatsächliche Förderstrom  $Q_{\text{ist}}$  von  $Q_Z$  ab. Zielförderstrom und damit Auslegungspunkt der nachfolgenden Testfälle für PO001 und PO002 ist der Bestpunktförderstrom bei Nenndrehzahl ( $Q_Z \triangleq Q^*(n_N)$ ). Für den Vordrall werden jeweils die Drallkörper mit den Winkeln  $\Delta\alpha_{\text{pb}} = \pm 30^\circ$  angenommen. Weiterhin wird angenommen, dass  $h_{\text{geo}} = 0$  m. Damit sind die Anlagenkennlinien  $H_A(Q)$  bekannt und können durch Gleichung 5-1 konstruiert werden. In Abbildung 5-1 ist diese als rote Kennlinie abgebildet.

$$H_A(Q) = \frac{H^*}{Q^{*2}} Q^2 + h_{\text{geo}} \quad 5-1$$

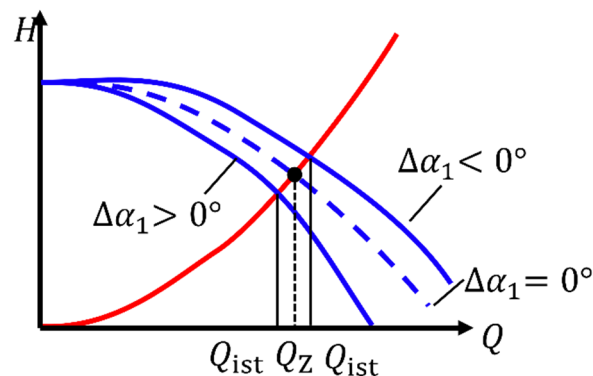


Abbildung 5-1: Verlagerung des geforderten Zielförderstromes  $Q_Z$  bei Annahme von  $\Delta\alpha_1 = 0^\circ$  der Pumpenkennlinie (blau gestrichelte Linie) aufgrund von Vordrall ( $\Delta\alpha_1 \neq 0^\circ$ ) und der damit verbundenen Änderung der Pumpenkennlinie (blau durchgezogene Linien) zum Förderstrom  $Q_{\text{ist}}$ . Die Kennlinie der Anlage ist als rot durchgezogene Linie dargestellt.

Für die Individualisierung der Laufräder werden mehrere Restriktionen festgelegt. Diese sind in Tabelle 5-1 aufgelistet. Zu den Restriktionen sind die Begründungen angegeben. Neben Einflüssen auf die Kennlinie gibt es auch fertigungstechnische Restriktionen berücksichtigt. Durch deren Berücksichtigung ist sichergestellt, dass die individuellen Laufräder kostengünstig hergestellt werden können. Auf den Herstellungsprozess wird am Ende des Kapitels noch einmal näher eingegangen.

Tabelle 5-1: Restriktionen bei der Individualisierung der Laufräder mit Angabe der Begründung

<b>Restriktion</b>	<b>Begründung</b>
Meridiankontur bleibt bestehen	Bei der Individualisierung sollte lediglich das Laufrad getauscht werden müssen. Demnach muss dieses geometrisch in das Gehäuse passen.
Die Lage der Schaufeleintrittskante wird nicht verändert	Durch die Lage der Schaufeleintrittskante wird neben der Teillastrezirkulation auch das Saugverhalten bestimmt. Beides sollte so wenig wie möglich beeinflusst werden.
Die Anzahl der Schaufeln wird nicht variiert	Neben der Teillastrezirkulation wirkt sich die Schaufelzahl auch auf den Minderleistungsfaktor aus. Da für diesen, trotz Tuningfaktor, nur Schätzformeln existieren, sollte er so wenig wie möglich beeinflusst werden.
Der Schaufeldickenverlauf wird nicht variiert	Die untersuchten Pumpenlaufräder werden im Sandguss-Verfahren hergestellt. Der Schaufeldickenverlauf beeinflusst im Zusammenspiel mit der Meridiangeometrie das Erstarrungsverhalten im Gießprozess. Um hier wenig Einfluss auf den existierenden Prozess zu nehmen, wird der Dickenverlauf nicht variiert.

### **Berechnung der individuellen Laufräder**

Neben den Meridiankonturen sind in Abbildung 5-2 auch die Schaufelwinkelverläufe der Bestandslaufräder bei vollem Laufraddurchmesser von PO001 (linke Abbildungen) und PO002 (rechte Abbildungen) dargestellt. Die Meridiankonturen sind in den oberen und die Schaufelwinkelverläufe in den unteren Abbildungen dargestellt. Die Schaufelwinkelverläufe der Laufräder sind durch drei Meridianstromlinien definiert. Diese sind in Abbildung 5-2 farblich dargestellt. Der Schaufelwinkelverlauf charakterisiert den Schaufelwinkel entlang der Meridianstromlinie.

Die Laufräder verfügen über dreidimensional geformte Schaufeln. Damit besitzen sie am Schaufeleintritt unterschiedliche Schaufeleintrittswinkel  $\beta_{1B}$ . Der Schaufelaustrittswinkel  $\beta_{2B}$  ist bei beiden Laufrädern für alle Meridianstromlinien konstant. Die Schaufelwinkel im Ein- und Austritt sind in den Schaufelwinkelverläufen angegeben. Die Meridiankonturen der beiden Laufräder werden für die Berechnung der individuellen Laufräder beibehalten.

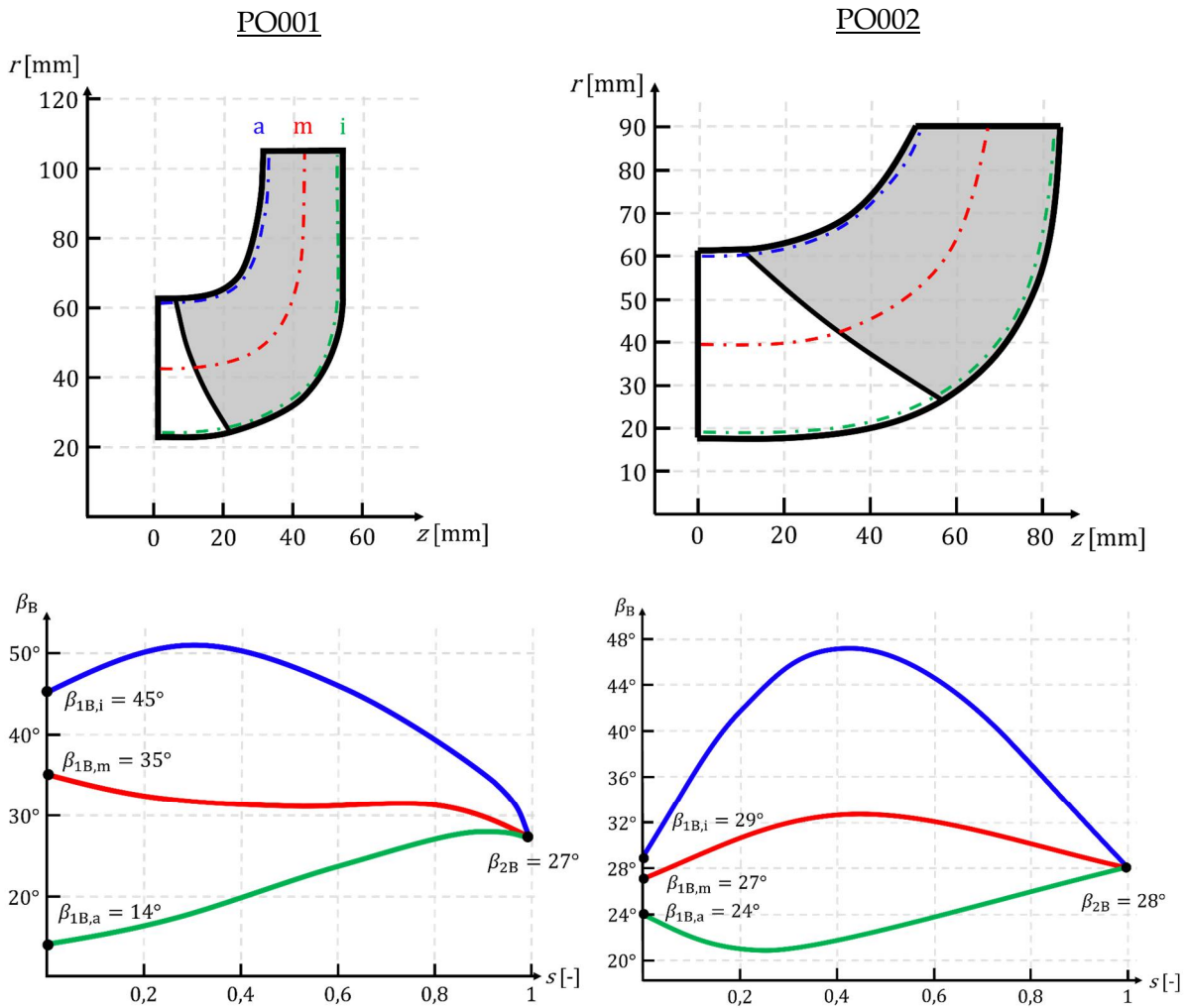


Abbildung 5-2: Meridiankonturen (obere Abbildungen) und Schaufelwinkelverläufe (untere Abbildungen) der Bestandslaufräder von PO001 (linke Abbildungen) und PO002 (rechte Abbildungen). Die Meridianstromlinien Außen (a), Mitte (m) und Innen (i) sind farblich dargestellt. Die Schaufelwinkelverläufe der Meridianstromlinien wurden über der dimensionslosen Stromlinienlänge  $s$  aufgetragen. Die Schaufelwinkel am Schaufeleintritt  $\beta_{1B}$  und Schaufelaustritt  $\beta_{2B}$  sind zusätzlich in den Abbildungen zu den Schaufelwinkelverläufen dargestellt.

Zur Reduzierung der Stoßverluste sind die Schaufeleintrittswinkel auf die Strömung mit Vordrall anzupassen. Die nachfolgenden Gleichungen für die Berechnung basieren auf der Stromfadentheorie, wie sie in mehreren Quellen dargestellt wird [1, 2, 97]. Die Berechnung des Schaufeleintrittswinkels erfolgt für die einzelnen Meridianstromlinien nach Gleichung 5-2.

$$\beta_{1B} = \text{atan}\left(\frac{c_{m1}}{u_1 - c_{m1} \tan(\Delta\alpha_1)}\right) \quad 5-2$$

Bei der Berechnung des Meridiananteils der Absolutströmung im Schaufeleintritt  $c_{m1}$  ist die Versperrung des Strömungsquerschnittes durch die endlichen Schaufeldicken zu berücksichtigen. Dazu wird zunächst die Teilung  $t_a$  des Strömungsquerschnittes durch die Schaufelzahl  $z_L$  bestimmt:

$$t_a = \frac{\pi d_1}{z_L} \quad 5-3$$

Die Berechnung des Schaufeleintrittswinkels erfolgt iterativ. Aufgrund der in Abhängigkeit des Schaufeleintrittswinkels variierenden Versperrung durch die Schaufel verändert sich ebenfalls der Meridiananteil der Absolutströmung. Der durch die Schaufel versperrte Querschnitt  $\sigma$  berechnet sich nach Gleichung 5-4. Auf Basis der Masseerhaltung wird der Meridiananteil der Absolutströmung im Schaufeleintritt nach Gleichung 5-5 berechnet.

$$\sigma_1 = \frac{t_{1B}}{\sin(\beta_{1B})} \quad 5-4$$

$$c_{m1} = \frac{c_{m0} t_a}{t_a - \sigma_1} \quad 5-5$$

Neben der Berechnung der Schaufeleintrittswinkel zur Reduzierung der Stoßverluste sind auch die Kennlinien berechnet worden. Hierzu wurden die physikalischen Modelle aus Kapitel 3.3 genutzt. Für den Tuningparameter  $t_7$  wurde  $t_7 \triangleq Q_Z$  angenommen. Damit findet die Minimierung der Stoßverluste Berücksichtigung.

### **Beschreibung der individuellen Laufräder und experimentelles Setup der Untersuchungen**

Für PO001 und PO002 wurden für die in Abbildung 5-1 gezeigten Beispiele mehrere Laufräder entworfen. Bei diesen wurden die Schaufelwinkelverläufe variiert. Tabelle 5-2 zeigt die designten Versionen der individuellen Laufräder, sortiert nach den angenommenen Vordrallwinkeln bei dem Laufradentwurf. In der dritten Spalte wird angegeben, ob der Schaufelaustrittswinkel variiert wurde. Designvarianten mit variierendem Schaufelaustrittswinkel sind mit Y gekennzeichnet. Durch dessen Variation kann zunächst geprüft werden, ob sich die Einflüsse auf die Änderung der Kennlinien durch das physikalische Modell vorausberechnen lassen. Weiterhin ist die Frage zu beantworten, ob sich durch eine Anpassung der Zielförderstrom erreichen lässt. Insgesamt wurden 16 Laufräder entworfen. Da die Untersuchungen bei PO001 starteten, wurden hier mehrere Laufräder untersucht.

Gegenüber den Bestandslaufrädern wurde bei den individuellen Laufrädern der größte Laufraddurchmesser verwendet. Dieser beträgt für PO001  $d_2 = 210$  mm und für PO002  $d_2 = 180$  mm. Dadurch sollen die Entwürfe der individuellen Laufräder optimal auf die Pumpengehäuse abgestimmt werden. Somit können die Austauschverluste zwischen dem Laufrad und dem Gehäuse reduziert werden.

In Anhang O sind die Frontalansichten sowie die Schaufelwinkelverläufe mit den Schaufelwinkeln im Ein- und Austritt für alle Designvarianten der individuellen Laufräder dargestellt. Qualitativ zeigen sich zwischen den Designvarianten deutliche Unterschiede im Schaufeldesign sowie den Schaufelwinkelverläufen.

Tabelle 5-2: Designvarianten der individuellen Laufräder mit Angabe der angenommenen Vordrallwinkel und Angabe der Variation des Schaufelaustrittswinkel  $\beta_{2B}$ . Ist der Schaufelaustrittswinkel variiert worden, ist dies mit einem Y gekennzeichnet. Wurde dieser nicht variiert ist die Designvariante mit N gekennzeichnet.

Laufrad	$\Delta\alpha_1$	Variation $\beta_{2B}$
PO001-V1	+27,9°	Y
PO001-V2		Y
PO001-V3		N
PO001-V4		N
PO001-V5		Y
PO001-V6	-27,8°	Y
PO001-V7		N
PO001-V8		Y
PO001-V9		Y
PO001-V10		Y
PO002-V1	+22,8°	Y
PO002-V2		N
PO002-V3		Y
PO002-V4	-22,6°	N
PO002-V5		Y
PO002-V6		Y

Die gezeigten Laufräder wurden additiv gefertigt. Als Material wurde Acrylnitril-Butadien-Styrol (ABS) und Acrylnitril-Styrol-Acrylester (ASA) verwendet. Wie Anhang O zeigt, existieren weiterhin farbliche Unterschiede zwischen den Laufrädern, welche jedoch keinerlei konstruktive oder designtechnische Gründe besitzen. Auch die Variation der Werkstoffe begründet sich lediglich in deren Verfügbarkeit.

Das experimentelle Setup zur Identifikation der Kennlinien der individuellen Laufräder entspricht dem in Kapitel 3.1 beschriebenen Aufbau. Gemessen wurden jedoch lediglich die Größen, welche zur Identifikation der Kennlinien notwendig waren. Mit Ausnahme der Laufräder wurden die identischen Bauteile wie bereits in den Untersuchungen aus Kapitel 3.1 verwendet. Damit ist sichergestellt, dass lediglich der Einfluss der individuellen Laufräder auf die Variation der Kennlinie beurteilt werden kann.

Die Anzahl und Verteilung der Messpunkte entsprechen ebenfalls den vorangegangenen Untersuchungen. Gemessen wurden die Messpunkte über eine Messdauer von  $t_s = 10$  s mit einer Abtastfrequenz von  $f_s = 500$  Hz. Lediglich im Bereich von  $Q_Z$  wurden zwei weitere Messpunkte aufgenommen.

### Einflüsse der variierenden Schaufeldesigns auf die Kennlinien

Die Ergebnisse der Individuallaufräder sind in Abbildung 5-3 zusammengefasst. Dargestellt sind in den jeweils linken Abbildungen die Differenz zwischen dem Förderstrom im Betriebspunkt des Individuallaufrades und dem Zielförderstrom  $\Delta Q_Z$ . Der Betriebspunkt des Individuallaufrades ergibt sich aus dem Schnittpunkt der Anlagenkennlinie mit der Pumpenkennlinie. Daneben ist jeweils in den rechten Abbildungen die Differenz des Kupplungswirkungsgrades bei  $Q_Z$  zwischen den Individuallaufrädern und des jeweiligen Bestandslaufrades bei Vordrall  $\Delta\eta_{K,\alpha}$  und ohne Vordrall  $\Delta\eta_{K,0}$  nach den Gleichungen 5-6 bis 5-7 dargestellt. Der Index „Bestand“ kennzeichnet das Bestandslaufrad und der Index „Indi“ die Individuallaufräder.

$$\Delta\eta_{K,\alpha} = \eta_{K,\text{Bestand}}(Q_Z, \Delta\alpha_1 \neq 0^\circ) - \eta_{K,\text{Indi}}(Q_Z, \Delta\alpha_1 \neq 0^\circ) \quad 5-6$$

$$\Delta\eta_{K,0} = \eta_{K,\text{Bestand}}(Q_Z, \Delta\alpha_1 = 0^\circ) - \eta_{K,\text{Indi}}(Q_Z, \Delta\alpha_1 \neq 0^\circ) \quad 5-7$$

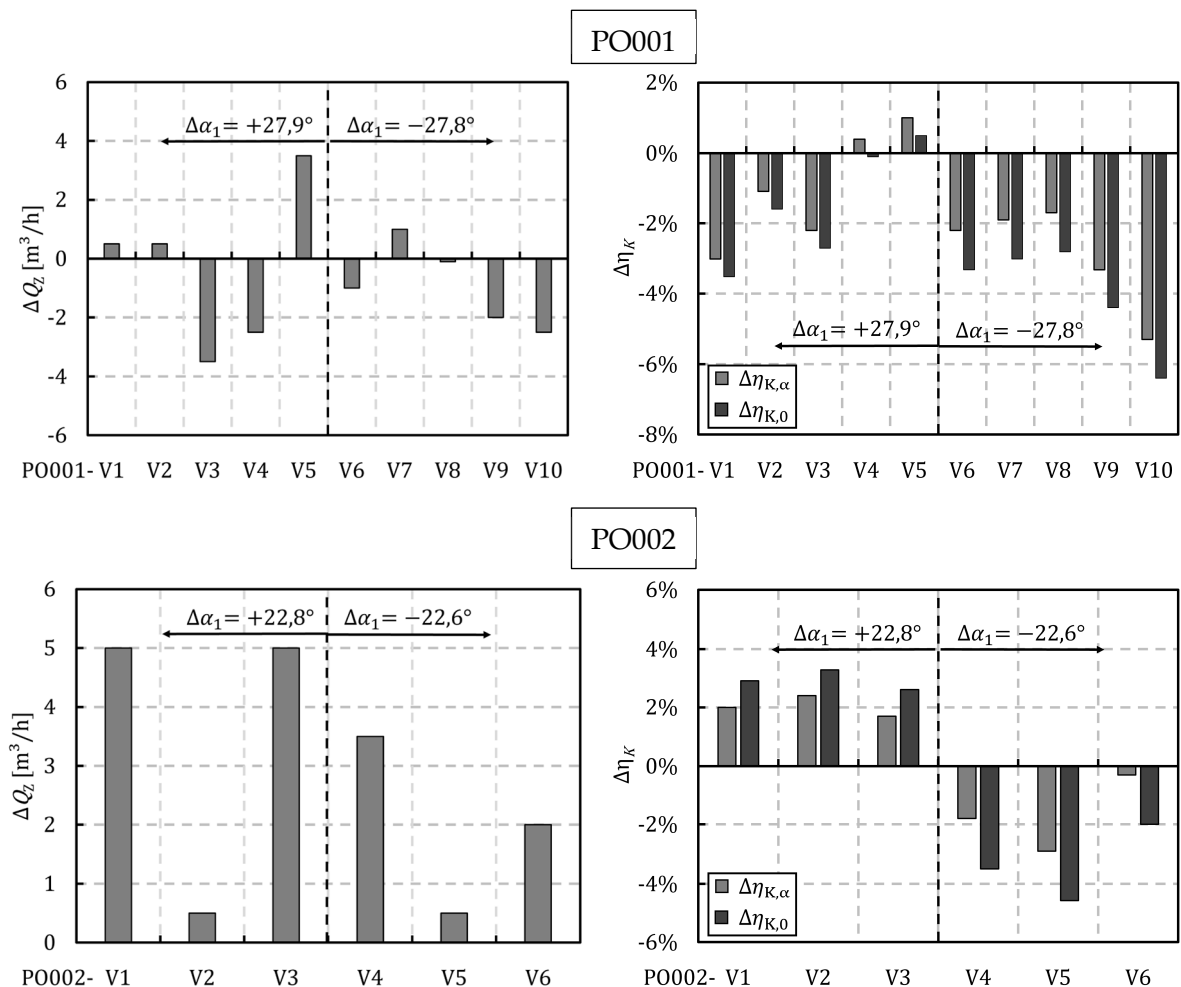


Abbildung 5-3: Differenz zwischen dem Förderstrom im Betriebspunkt und dem Zielförderstrom der Individuallaufräder  $\Delta Q_Z$  sowie die Differenz des Kupplungswirkungsgrades bei  $Q_Z$  zwischen den Individuallaufrädern und des Bestandslaufrades bei Vordrall  $\Delta\eta_{K,\alpha}$  und ohne Vordrall  $\Delta\eta_{K,0}$ . Dargestellt sind die Differenzen für die Designvarianten von PO001 (obere Abbildung) und PO002 (untere Abbildung).

In den oberen Abbildungen sind die Ergebnisse zu PO001 und in den unteren Abbildungen zu PO002 dargestellt. Daneben sind in den Abbildungen die Designvarianten nach den ausgelegten Vordrallwinkeln aus Tabelle 5-2 strukturiert.

Die Erreichung von  $Q_Z$  schwankt zwischen den einzelnen Designvarianten von PO001 und PO002. Es fällt auf, dass die Differenzen bei PO001 gegenüber PO002 positiv wie auch negativ sind. Für PO001 werden in den Designvarianten PO001-V1, PO001-V2 und PO001-V8 die geringsten Abweichungen mit  $\Delta Q_Z \leq 0,5 \text{ m}^3/\text{h}$  erreicht. Für PO002 sind dies die Designvarianten PO002-V2 und PO002-V5. Die benannten Designvarianten eignen sich damit zur Erreichung des Zielförderstromes.

In der Korrelation zwischen dem Schaufelaustrittswinkel und dem Kupplungswirkungsgrad zeigt sich, dass die Erreichung des Zielförderstromes stark von der Änderung der hydraulischen Verluste beeinflusst wird. Diese bewirken eine Zu- oder Abnahme der Förderhöhe. Weiterhin bleibt zu beachten, dass die Laufraddurchmesser der individuellen Laufräder größer sind als die der Bestandslaufräder.

Bei beiden Pumpen ist deutlich zu erkennen, dass mit negativen Vordrallwinkeln eine deutliche Reduzierung des Kupplungswirkungsgrades der Individuallaufräder einhergeht. Hingegen wurden bei den positiven Vordrallwinkeln in den Designvarianten PO001-V4 und PO001-V5 Zunahmen des Kupplungswirkungsgrades erzielt. Für PO001-V5 beträgt die Zunahme des Kupplungswirkungsgrades gegenüber der Kennlinie des Bestandslaufrades mit Vordrall  $\Delta \eta_{K,\alpha} = 1,0 \%$ . PO001-V4 erreicht eine Zunahme von  $\Delta \eta_{K,\alpha} = 0,4 \%$ . Die Schaufeleintrittswinkel für PO001-V5 haben sich gegenüber dem Bestandslaufrad auf der inneren und der mittleren Meridianstromlinie vergrößert. Auf der äußeren Meridianstromlinie ist der Schaufeleintrittswinkel gleichgeblieben. Vergleichend zum Bestandslaufrad wurde im Schaufelwinkelverlauf jedoch für die äußere Meridianstromlinie auf einen stetigen, jedoch schnellen Anstieg nach der Schaufeleintrittskante geachtet. Auch bei PO001-V4 wurde dieses Design angewendet, jedoch wurde hier der Schaufeleintrittswinkel auf der inneren Meridianstromlinie vergrößert. Die Designvarianten PO001-V3 und PO001-V4 besitzen die gleichen Schaufelein- und Schaufelaustrittswinkel. Gegenüber PO001-V4 wurde jedoch für die äußere und mittlere Meridianstromlinie im ersten Drittel der Schaufelwinkel stark reduziert.

Die Analyse der hydraulischen Verluste in Kapitel 3.2 hat gezeigt, dass mit zunehmender Relativgeschwindigkeit die Sekundärströmungen und Reibungsverluste im Laufrad zunehmen. Im Meridianschnitt in Abbildung 5-2 zeigt sich, dass bei PO001 im ersten Drittel der Schaufel keine nennenswerten Vergrößerungen der Umfangsgeschwindigkeiten zu erwarten sind. Damit hat ein vergrößerter Schaufelwinkel eine Reduzierung der Relativgeschwindigkeit zur Folge. Dies bewirkt bei PO001-V4 und V5 eine Reduzierung der Sekundärströmungen und Reibungsverluste, weshalb der Anstieg des Kupplungswirkungsgrades beobachtet werden kann. Dem entgegen zeigt sich aufgrund der Vergrößerung der Relativgeschwindigkeit bei PO001-V3 eine Reduzierung des Kupplungswirkungsgrades.

Für  $\Delta\alpha_1 < 0^\circ$  wurden in allen Designvarianten die Schaufeleintrittswinkel reduziert, um die Stoßverluste zu senken. Um auch hier die Relativgeschwindigkeiten im ersten Drittel der Schaufel zu senken, wurden insbesondere in den Designvarianten PO001-V6, V7 und V9 auf einen schnellen Anstieg der Schaufelwinkel nach der Eintrittskante geachtet. Für diese Designvarianten zeigen sich jedoch Reduzierungen des Kupplungswirkungsgrades gegenüber der Kennlinie des Bestandslaufrades bei Vordrall. Da die Anpassung des Schaufeleintrittswinkels auf den negativen Drallwinkel eine starke Reduzierung und damit verbunden hohen Relativgeschwindigkeiten zur Folge hat, kommt der positive Effekt der reduzierten Stoßverluste nicht zum Tragen. Für die Designvariante PO001-V8 wurden daher die Schaufeleintrittswinkel auf allen Meridianstromlinien vergrößert. Jedoch führte auch dies zu keiner Zunahme des Kupplungswirkungsgrades. Gegenüber dem Bestandslaufrad wurde der Zielförderstrom erreicht.

Bei PO002 wurden in den Designvarianten PO002-V1 und PO002-V2 die Schaufelwinkelverläufe analog zu PO001-V4 und V5 designt. Die beschriebenen positiven Effekte auf den Kupplungswirkungsgrad zeigen sich auch hier. Gegenüber PO001 besitzt PO002 eine höhere spezifische Drehzahl. Der Anstieg des Kupplungswirkungsgrades fällt bei PO002 gegenüber PO001 jedoch für die Kennlinie des Bestandslaufrades höher aus. In den experimentellen Ergebnissen aus Kapitel 3.1 hat sich für das Bestandslaufrad von PO002 bei  $\Delta\alpha_1 > 0^\circ$  bereits eine Zunahme des Kupplungswirkungsgrades gezeigt. Dies ist auf die Reduzierung der Relativgeschwindigkeit und der damit verbundenen Verluste trotz Zunahme der Stoßverluste zurückzuführen.

Alle Kennlinien der Individuallaufräder sind in Anhang P dargestellt. Bezugnehmend auf die dritte Forschungsfrage kann benannt werden, dass der Einfluss individueller Laufräder auf die Effizienz der Pumpen auf eine Verbesserung von bis zu zwei Prozent beziffert werden kann. Aus den Erkenntnissen der Untersuchungen lassen sich weitere Schlussfolgerungen ableiten:

- Eine Variation des Schaufelaustrittswinkels führt nicht zwangsläufig zur Erreichung des Zielförderstromes.
- Eine Anpassung des Laufraddurchmessers auf den größten Durchmesser geht nicht pauschal mit einer Verbesserung des Kupplungswirkungsgrades einher.
- Die Erreichung des Zielförderstromes wird stark von den hydraulischen Verlusten beeinflusst und kann nur schwer kalkuliert werden.
- Bei negativen Vordrallwinkeln überwiegt der Einfluss der zunehmenden Reibungsverluste, weshalb mit keiner Steigerung des Kupplungswirkungsgrades zu rechnen ist.
- Durch eine Reduzierung der Relativgeschwindigkeiten im Eintritt der Schaufeln und Anpassung der Schaufeleintrittswinkel können bei positiven Vordrallwinkeln weitere Steigerungen des Kupplungswirkungsgrades erzielt werden.

- Das Berechnungsverfahren nach der Stromfadentheorie in Kombination mit den physikalischen Modellen und Tuningfaktoren eignen sich nicht zur Entwicklung der Individuallaufträge auf den Zielförderstrom. Auf eine Untersuchung durch Simulationen kann nach wie vor nicht verzichtet werden.

## 5.2 Implementierung eines eingebetteten Sensorsystems in einer Kreiselpumpe

In der Einleitung zu dieser Arbeit ist dargelegt worden, dass erst durch kosteneffiziente Sensorlösungen die Akzeptanz für die praktische Anwendung steigt. Neben der Erfassung verschiedener Messgrößen durch kosteneffiziente Sensoren, sind auch die Algorithmen der Softsensoren zur Identifikation von Förderstrom, Vordrallwinkel und Reibungsleistung der Gleitringdichtung zu implementieren. Der dadurch entstehende Mehrwert für den Betreiber des Pumpensystems führt zu einer höheren Akzeptanz für den Einsatz eines eingebetteten Sensorsystems. Anhand verschiedener Testszenarien sind die erreichbaren Ergebnisse eines eingebetteten Sensorsystems zu untersuchen. Die etablierte Forschungsmethodik bei der Entwicklung von Algorithmen der Softsensorik sieht meist die Validierung im Umfeld von Prüfständen vor. Nachfolgend werden die Algorithmen jedoch unter Realbedingungen getestet.

### Beschreibung des eingebetteten Sensorsystems

Für das eingebettete Sensorsystem wurde eine Platine entwickelt, deren Schaltplan in Anhang Q dargestellt ist. Abbildung 5-4 zeigt die Grobstruktur der Platine. Zusätzlich zu den Messgrößen, ist jeweils hinter deren Bezeichnung in Klammern das Signalformat angegeben. Die Analogwerte mit dem Signalformat  $I = 4 - 20 \text{ mA}$  werden durch einen 16 Bit Analog-Digital-Converter (ADC) aufgenommen. Der  $\mu\text{C}$  erfasst direkt die Messgrößen der Drehzahl und der Gegenringtemperatur durch den integrierten 10 Bit ADC. Die Messgrößen aus dem 16 Bit ADC werden über den Datenbus I2C<sup>1</sup> an den  $\mu\text{C}$  übertragen. Für die Verarbeitung der Messwerte und die Ausführung der Algorithmen der Softsensoren kommt ein 8-Bit  $\mu\text{C}$  zum Einsatz. Bei diesem handelt es sich um den ATMEGA 328P der Firma Mikrochip.

Neben den Messgrößen werden durch den  $\mu\text{C}$  der durch die Softsensoren bestimmte Förderstrom, Vordrallwinkel und die Reibungsleistung der Gleitringdichtung ausgegeben. Zur Berechnung der Reibungsleistung wurde der in Abbildung 4-5 vorgestellte Algorithmus verwendet.

---

<sup>1</sup> Englisch: Inter-Integrated Circuit (I2C)

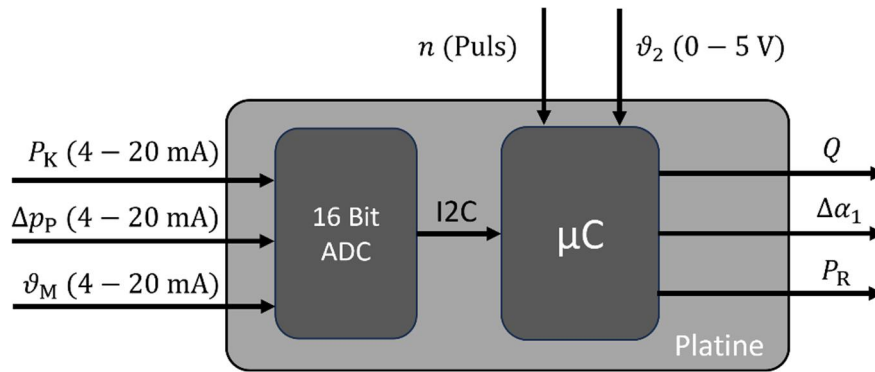


Abbildung 5-4: Grobstruktur der Platine des eingebetteten Systems mit Angabe der Messgrößen und in Klammern deren Signalfomate. Neben einem 16 Bit ADC ist ein  $\mu\text{C}$  verbaut, auf welchem die Algorithmen der Softsensoren zur Bestimmung von  $Q$ ,  $\Delta\alpha_1$  und  $P_R$  ausgeführt werden.

Die angefallenen Materialkosten der Platine sind in Anhang R aufgelistet. Insgesamt kann die Platine für Materialkosten von etwa 20,00 € hergestellt werden. Auch die Kosten der verwendeten Sensoren sind in Anhang R dargestellt. Hier fällt auf, dass die Kosten für die Druckmesstechnik den größten Kostenfaktor ausmachen. Insgesamt belaufen sich die Materialkosten des eingebetteten Sensorsystems auf circa 600,00 €. Die Kosten für die Messtechnik zur Erfassung der Kupplungsleistung  $P_K$  wurden nicht aufgeführt. Es wird davon ausgegangen, dass die Pumpen mit FU betrieben werden. Aus diesen können die Kupplungsleistung als Analogwert ausgegeben werden.

Bei der Implementierung des Sensorsystems spielen die Sensoren zur Erfassung der Temperatur des Gegenringes  $\vartheta_2$ , der Temperatur des Mediums im Bereich der Gleitringdichtung  $\vartheta_M$  und die Drehzahl der Pumpe  $n$  eine große Rolle. Diese müssen direkt in die Pumpe implementiert werden. Abbildung 5-5 zeigt die Implementierung der benannten Sensoren in der Testpumpe. Als Testpumpe wurde PO001 in Blockpumpenbauweise verwendet. Wie bereits in Kapitel 2.1 gezeigt, ist in Abbildung 5-5 (a) exemplarisch eine Blockpumpe dargestellt. Neben der Motorwelle sind der Motorflansch und die Rückwand gekennzeichnet. Die Rückwand schließt das Pumpengehäuse zum Motor hin ab. Sie enthält weiterhin den Gegenring der Gleitringdichtung. Der Motor wird über den Motorflansch mit der Rückwand verbunden.

Abbildung 5-5 (b) zeigt die Ansicht der Rückwand aus Blickrichtung des Motorflansches. Über eine seitliche Bohrung kann der PT1000 zur Messung von  $\vartheta_M$  eingeschraubt werden. Weiterhin sitzt der Gegenring der Gleitringdichtung in der Rückwand. An diesem wurde ein PT1000 zur Messung von  $\vartheta_2$  wie in Kapitel 4 beschrieben, angebracht. Die Signalleitung des Messumformers wurde seitlich über eine Aussparung nach Außen geführt. Auch ein Hallsensor zur Messung von  $n$  wurde in die Rückwand implementiert. Dazu wurde in Nähe des Wellendurchtrittes der Träger des Hallsensors befestigt und dessen Signalleitungen durch eine weitere Aussparung in der Rückwand ebenfalls nach Außen geführt.

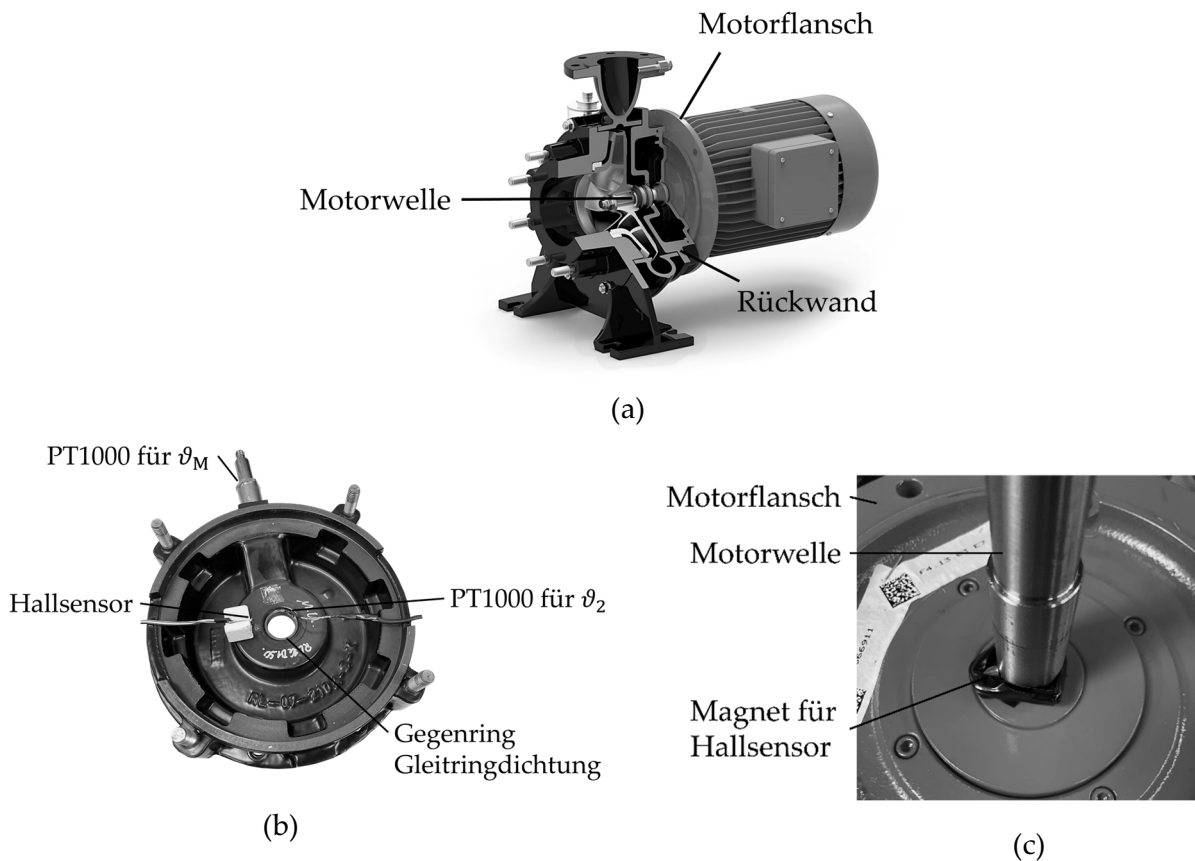


Abbildung 5-5: (a) Darstellung der Blockpumpenbauweise mit Bezeichnung der Motorwelle, des Motorflansches und der Rückwand der Pumpe. (b) Ansicht der Rückwand aus Richtung des Motorflansches mit Bezeichnung des PT1000 zur Messung von  $\vartheta_M$ , des PT1000 am Gegenring der Gleitringdichtung zur Messung von  $\vartheta_2$  und des Hallensensors zur Messung von  $n$ . (c) Ansicht auf den Motorflansch aus Richtung der Rückwand mit Bezeichnung der Motorwelle und des an dieser befestigten Magneten für die Drehzahlmessung durch den Hallensensor.

Das Pulssignal, welches durch den Hallensensor zur Bestimmung der Drehzahl erfasst wird, wird durch einen auf der Motorwelle befestigten Magneten erzeugt. Abbildung 5-5 (c) zeigt die Ansicht des Motorflansches aus Richtung der Rückwand. Der Magnet wurde in Höhe des Hallensensors an der Motorwelle befestigt.

Wie Abbildung 5-4 zeigt, werden noch der Differenzdruck zwischen der Saug- und der Druckseite  $\Delta p_P$  und die Kupplungsleistung der Pumpe  $P_K$  benötigt. Da die Versuche an dem im Kapitel 3 beschriebenen Prüfstand durchgeführt wurden, wurde das dort verbaute Differenzdruckmessgerät zur Messung von  $\Delta p_P$  genutzt. Weiterhin wurde auch der dort verbaute FU verwendet. Nach Parametrierung des FU auf den Blockmotor kann die Kupplungsleistung als Analogsignal ausgegeben werden.

### Definition der Testszenarien

Insgesamt wurden drei Testszenarien definiert, um die Funktionalität des eingebetteten Systems und die in den vorangegangenen Kapiteln entwickelten Algorithmen der Softsensoren unter Realbedingungen zu validieren. Die Testszenarien und das jeweilige Testziel sind in Tabelle 5-3 zusammengefasst.

Neben den drei Testszenarien wurden im Rahmen eines weiteren Szenarios (Szenario 0) die Pumpenkennlinien und darauf basierend die Tuningfaktoren identifiziert. Diese dienen der Parametrierung der physikalischen Modelle. Die Parameter für den Softsensor zur Bestimmung von  $P_R$  wurden am Gleitringdichtungsprüfstand identifiziert. Die durch das Szenario 0 identifizierten Tuningfaktoren der Testpumpe sind ebenfalls im Anhang J dargestellt.

Tabelle 5-3: Beschreibung der Testszenarien zur Validierung des eingebetteten Sensorsystems mit den Algorithmen der Softsensoren mit Angabe des jeweiligen Testzieles.

<b>Benennung</b>	<b>Beschreibung</b>	<b>Testziel</b>
Szenario 0	Identifikation der Pumpenkennlinien durch Messung der Pumpe nach DIN EN 9906 [29].	Ermittlung der Tuningfaktoren zur Parametrierung der Softsensoren.
Szenario 1	Betrieb der Pumpe unter den Betriebsbedingungen aus Szenario 0.	Identifikation von $RMSE_Q$ zur Validierung der Funktionalität der Softsensorik und Untersuchung von $P_R$ in der praktischen Anwendung in einer Kreiselpumpe.
Szenario 2	Betrieb der Pumpe mit einem Drallkörper zur Erzeugung eines über dem Eintrittsquerschnitt des Laufrades ungleichmäßigen Vordralls.	Identifikation von $RMSE_Q$ und $\Delta\alpha_1$ zur Validierung der Funktionalität der Softsensorik.
Szenario 3	Betrieb der Pumpe mit Zwischenflanschklappe und Bogen in der Saugleitung, gemäß des Testaufbaus von M. Roth Kliem [31].	Identifikation von $RMSE_Q$ und $\Delta\alpha_1$ zur Validierung der Funktionalität der Softsensorik.

In Abbildung 5-6 sind die Aufbauten zu den Testszenarien Szenario 1 bis Szenario 3 dargestellt. Neben der Kennzeichnung der Druck- und der Saugleitung, zeigt die Abbildung zu Szenario 1 auch das Platinengehäuse des eingebetteten Sensorsystems und den Laptop zur Aufnahme der Messwerte. Die Messwerte werden von der Platine des eingebetteten Systems über die serielle Schnittstelle des Laptops übermittelt. Weiterhin sind die bereits in Kapitel 3.1 beschriebenen Druckmessflansche dargestellt. In der Abbildung zu Szenario 2 sind der vor der Pumpe eingebrachte Drallkörper und der in der Rückwand eingebaute PT1000-Sensor zur Messung von  $\vartheta_M$  dargestellt. Der Drallkörperaufbau wurde, wie in Kapitel 3 beschrieben, durchgeführt. Die Ergebnisse der CFD-Rechnung zum Drallkörper sind ebenfalls in Anhang C

dargestellt. Es zeigt sich, dass der Drallkörper einen ungleichmäßigen Vordrall im Eintrittsquerschnitt der Pumpe erzeugen kann. Weiterhin erzeugt er einen mittleren Vordrallwinkel im Eintrittsquerschnitt des Laufrades von  $\Delta\alpha_{1,CFD} = 10,3^\circ$ . Die Abbildung zu Szenario 3 zeigt den bereits durch M. Roth Kliem [31] beschriebenen Aufbau mit Zwischenflanschklappe und Bogen in der Saugleitung der Pumpe. Die Zwischenflanschklappe kann durch einen Antrieb verstellt werden. Während der Messungen war sie vollständig geöffnet. Weiterhin beinhaltet der Bogen eine Reduzierung.

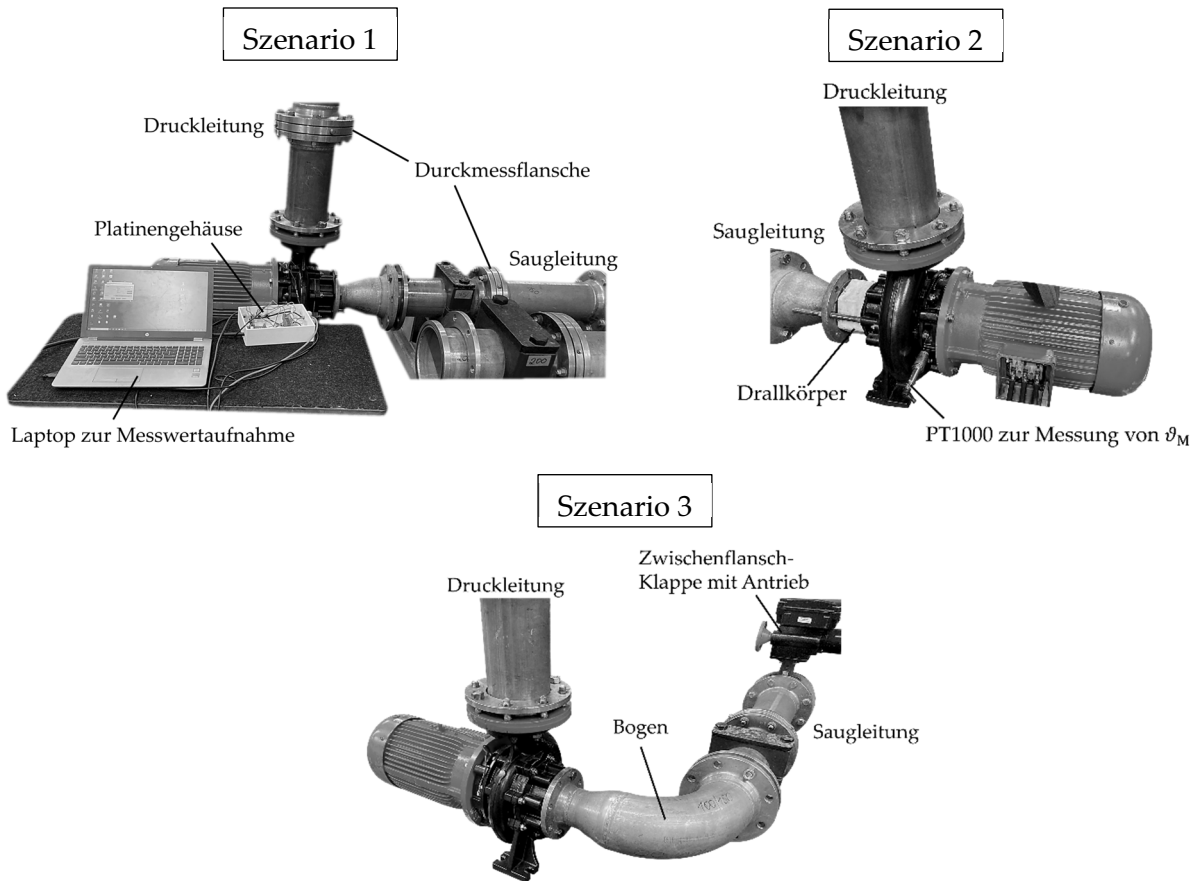
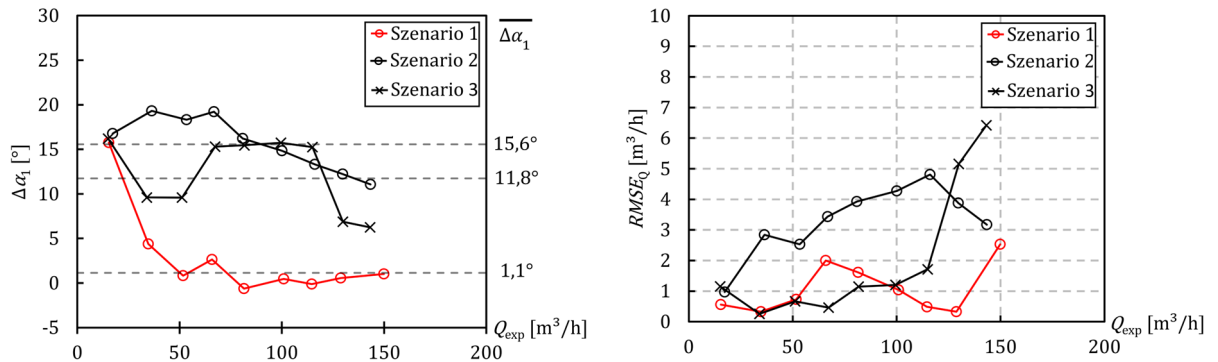


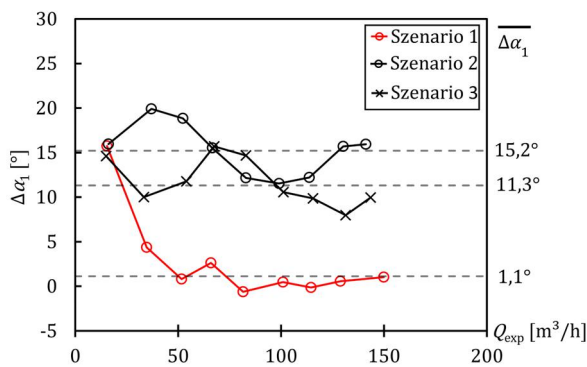
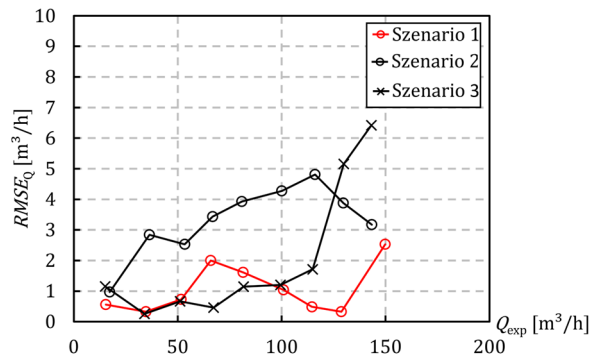
Abbildung 5-6: Aufbauten und wesentliche Elemente der drei Testszenarien (Szenario 1 – Szenario 3).

### Diskussion der Ergebnisse

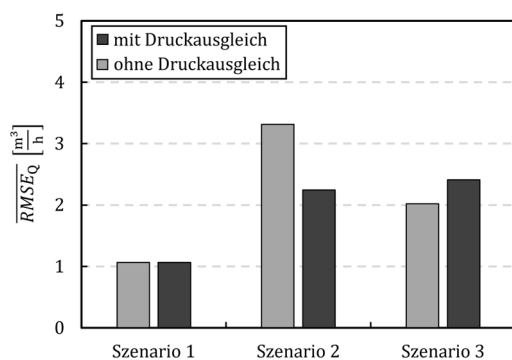
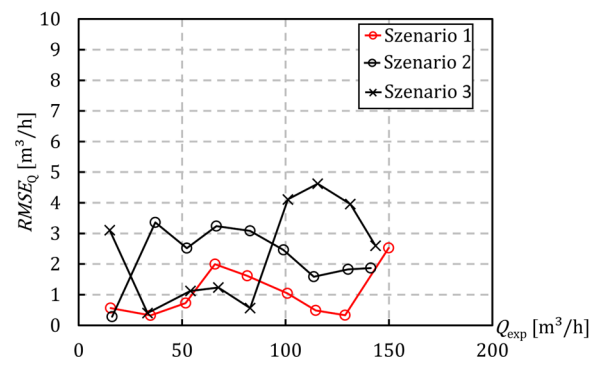
Die Ergebnisse des eingebetteten Sensorsystems beim Betrieb in den drei Testszenarien sind in Abbildung 5-7 dargestellt. Die gemessenen und durch das Sensorsystem identifizierten Kennlinien sind in Anhang S zu finden. In der linken Abbildung von Abbildung 5-7 (a) ist der durch das eingebettete Sensorsystem identifizierte Vordrallwinkel für die drei Testszenarien dargestellt.



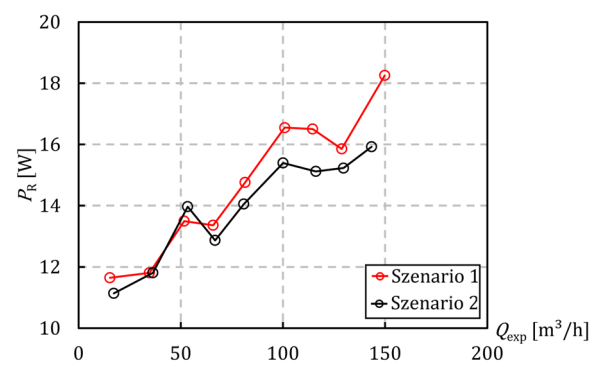
(a)



(b)



(c)



(d)

Abbildung 5-7: (a) Identifizierte Vordrallwinkel  $\Delta\alpha_1$  (linke Abbildung) und  $RMSE_Q$  (rechte Abbildung) über dem gemessenen Förderstrom  $Q_{exp}$  der drei Testszenarien (Szenario 1 bis 3) bei Verwendung der Algorithmen ohne Druckausgleich; (b) Identifizierte Vordrallwinkel  $\Delta\alpha_1$  (linke Abbildung) und  $RMSE_Q$  (rechte Abbildung) über dem gemessenen Förderstrom  $Q_{exp}$  der drei Testszenarien (Szenario 1 bis 3) bei Verwendung der Algorithmen mit Druckausgleich; (c) Gemittelter mittlerer quadratische Fehler  $\overline{RMSE_Q}$  mit und ohne Druckausgleich für die drei Testszenarien (Szenario 1 bis 3); (d) Reibungsleistung der Gleitringdichtung  $P_R$  aufgetragen über dem gemessenen Förderstrom  $Q_{exp}$  für Szenario 1 und Szenario 2.

Für das Szenario 1 zeigt sich ein Vordrallwinkel, dessen Einfluss auf die Kennlinien vernachlässigt werden kann. Die instabile Kennlinie der Förderhöhe bei  $Q < 50 \text{ m}^3/\text{h}$  führt zu einer Zunahme von  $\Delta\alpha_1$ . Die in den Szenarien identifizierten mittleren Vordrallwinkel sind als gestrichelte Linie dargestellt. Zudem sind die Werte der mittleren Vordrallwinkel angegeben. Für die Testszenarien Szenario 2 und 3 zeigt sich eine Zunahme des Vordrallwinkels mit positivem Vorzeichen. Während im Szenario 2 ein stetiger Verlauf beobachtet werden kann, zeigt das Szenario 3 deutliche Variationen des Vordrallwinkels über dem Förderstrom.

Die rechte Abbildung von Abbildung 5-7 (a) zeigt den  $RMSE_Q$  der drei Testszenarien. Während für das Szenario 0 in weiten Bereichen niedrige Werte von  $RMSE_Q < 2 \text{ m}^3/\text{h}$  auftreten, nimmt der  $RMSE_Q$  insbesondere für das Szenario 2 deutlich zu. Wie in Abbildung 5-6 gezeigt, werden die Verluste des Drallkörpers und des Bogens bei der Bestimmung der Förderhöhe mitberücksichtigt, da sie nach dem Messflansch auf der Saugseite der Pumpe verbaut wurden. So kann die Druckmessstelle zwar nach den Anforderungen der DIN EN 9906 ausgeführt werden, die zusätzlichen Verluste führen jedoch im Algorithmus der Softsensorik zur Bestimmung des Förderstromes und Vordrallwinkels zu einer geänderten Pumpenkennlinie. Aus diesem Grund wurden zu den Testszenarien Szenario 2 und 3 ergänzende Messungen durchgeführt. Bei diesen wurde zu der gemessenen Förderhöhe, in Abhängigkeit des identifizierten Förderstromes, ein Druckausgleich in Form eines Druckverlustes hinzuaddiert. Der Druckverlust des Drallkörpers wurde in einer ergänzenden Messung identifiziert. Dieser ist ebenfalls in Anhang D angegeben. Für den Druckverlust des Bogens wurden Werte von A. Schweizer [98] angenommen. Die Ergebnisse des eingebetteten Sensorsystems mit Druckausgleich sind in Abbildung 5-7 (b) dargestellt. Für die identifizierten Vordrallwinkel, dargestellt in der linken Abbildung, zeigt sich gegenüber den Messungen ohne Druckausgleich eine leichte Reduzierung. Im Szenario 2 führt die Berücksichtigung insgesamt zu einer Reduktion des  $RMSE_Q$ . Bei Szenario 3 hat sich der  $RMSE_Q$  nicht reduziert.

Abbildung 5-7 (c) zeigt den über alle Messpunkte gemittelten  $RMSE_Q$  ( $\overline{RMSE_Q}$ ). Da für das Szenario 1 kein Druckausgleich erfolgte, sind hier die  $\overline{RMSE_Q}$  mit gleichen Werten dargestellt. Wie bereits in Abbildung 5-7 (b) erkannt wurde, hat sich der  $\overline{RMSE_Q}$  für das Szenario 2 mit Druckausgleich reduziert. Für dieses Szenario wurde ein mittlerer Vordrallwinkel von  $\overline{\Delta\alpha_1} \approx 15^\circ$  identifiziert. Vergleicht man die Ergebnisse mit denen aus Kapitel 3.4, dargestellt in Abbildung 3-24 (Seite 55), ist eine leichte Zunahme des  $\overline{RMSE_Q}$  zu beobachten. Gegenüber den Messungen in Kapitel 3 erzeugt der hier verwendete Drallkörper einen über den Querschnitt ungleichmäßigen Vordrall. Bezogen auf  $Q^*$  besitzt der bestimmte Förderstrom eine relative Abweichung von ca. 2%. Vergleichend mit anderen Ergebnissen aus der Literatur [19, 21, 78, 79] können, trotz ungleichmäßigem Vordrall über dem Eintrittsquerschnitt zur Pumpe, geringe Differenzen erreicht werden. Auch im Szenario 3 konnten vergleichbare Werte erzielt werden.

In Abbildung 5-7 (d) sind die Reibungsleistung der Gleitringdichtung, ermittelt durch den Softsensoralgorithmus, für die Szenarien 1 und 2 über dem gemessenen Förderstrom

dargestellt. Es ist ein mit dem Förderstrom proportionaler Anstieg der Reibungsleistung zu beobachten. Im Vergleich zwischen den beiden Szenarien kann kein Einfluss der Einströmcharakteristik auf den Betriebszustand der Gleitringdichtung erkannt werden. Verglichen mit den Messergebnissen aus Kapitel 4, liefert der Softsensor auch in der Zielumgebung der Kreiselpumpe plausible Ergebnisse.

Es bleibt zu resümieren, dass die Algorithmen der Softsensoren auch in der Zielumgebung des eingebetteten Systems in der Kreiselpumpe plausible Ergebnisse liefern. Das beschriebene Konzept eignet sich damit die Pumpe als CPS in einem Pumpensystem einzusetzen. Treten anstelle von Vordrall Störungen auf, welche ebenfalls zu einer Änderung der Pumpenkennlinien führen, werden diese jedoch Einfluss auf den durch den Algorithmus bestimmten Vordrallwinkel nehmen. Solche Störungen können neben Luft im Fördermedium auch Kavitation, Feststoffe im Medium oder geänderte Viskositäten des Mediums sein. Aus den Ergebnissen des eingebetteten Systems der drei Testszenarien, können folgende Schlussfolgerungen getroffen werden:

- Zusätzliche Druckverluste zwischen den Messstellen der Druckmessung führen zu einer falschen Annahme der Förderhöhe. Damit nehmen die Fehler bei der Bestimmung des Durchflusses zu.
- Der Algorithmus kann nicht zwischen Vordrall, Gasmitförderung, Kavitation oder geänderten Mediumparameter unterscheiden. Neben Vordrall müssen weitere Störquellen weitestgehend vermieden werden.
- Die Kosten des eingebetteten Systems werden im Wesentlichen durch die verwendete Sensorik bestimmt.

### 5.3 Genauigkeiten bei der Abbildung der Anlagenkennlinie am Beispiel von Regelkennlinien

Durch die Ergebnisse des eingebetteten Sensorsystems können neben der tatsächlich vorliegenden Pumpenkennlinie auch die Anlagenkennlinie aus dem aktuellen Betriebspunkt und der Kenntnis der geodätischen Förderhöhe dargestellt werden. Dies ermöglicht nicht nur die Charakterisierung des Pumpensystems, aus ihr können auch Regelkennlinien berechnet werden. Diese eignen sich zur Regelung insbesondere in Pumpensystemen, in welchen eine aufwändige Regeltechnik zu unverhältnismäßig hohen Kosten und Aufwänden führen. Aus diesem Grund wird nachfolgend untersucht, welche Genauigkeiten bei der Abbildung der Anlagenkennlinie mit berechneter Regelkennlinie erreicht werden kann.

Abbildung 5-8 (a) zeigt die Pumpen- und Anlagenkennlinie  $H_A$  für das Szenario 1. Neben der Pumpenkennlinie, welche durch das eingebettete Sensorsystem identifiziert wurde  $H_{ES}$ , sind weitere über das physikalische Modell berechnete Kennlinien bei variierender Drehzahl  $H(n)$  dargestellt. Bei Variation der Drehzahl kann der Durchfluss entlang der Anlagenkennlinie geregelt werden. Die Darstellung der Schnittpunkte zwischen den berechneten

Pumpenkennlinien bei variierender Drehzahl  $H(n)$  und der Anlagenkennlinie  $H_A$  über der Drehzahl wird als Regelkennlinie bezeichnet. Der Förderstrom stellt die Regelgröße und die Drehzahl die Stellgröße dar. Die Berechnung der Anlagenkennlinie erfolgt durch Gleichung 5-1. Zusätzlich muss die geodätische Höhe  $h_{geo}$  bekannt sein. Diese beträgt für die Anlagenkennlinie des Prüfstandes  $h_{geo} = 1$  m. Die geodätische Höhendifferenz lässt sich in Pumpensystemen oftmals leicht bestimmen und kann als bekannt vorausgesetzt werden.

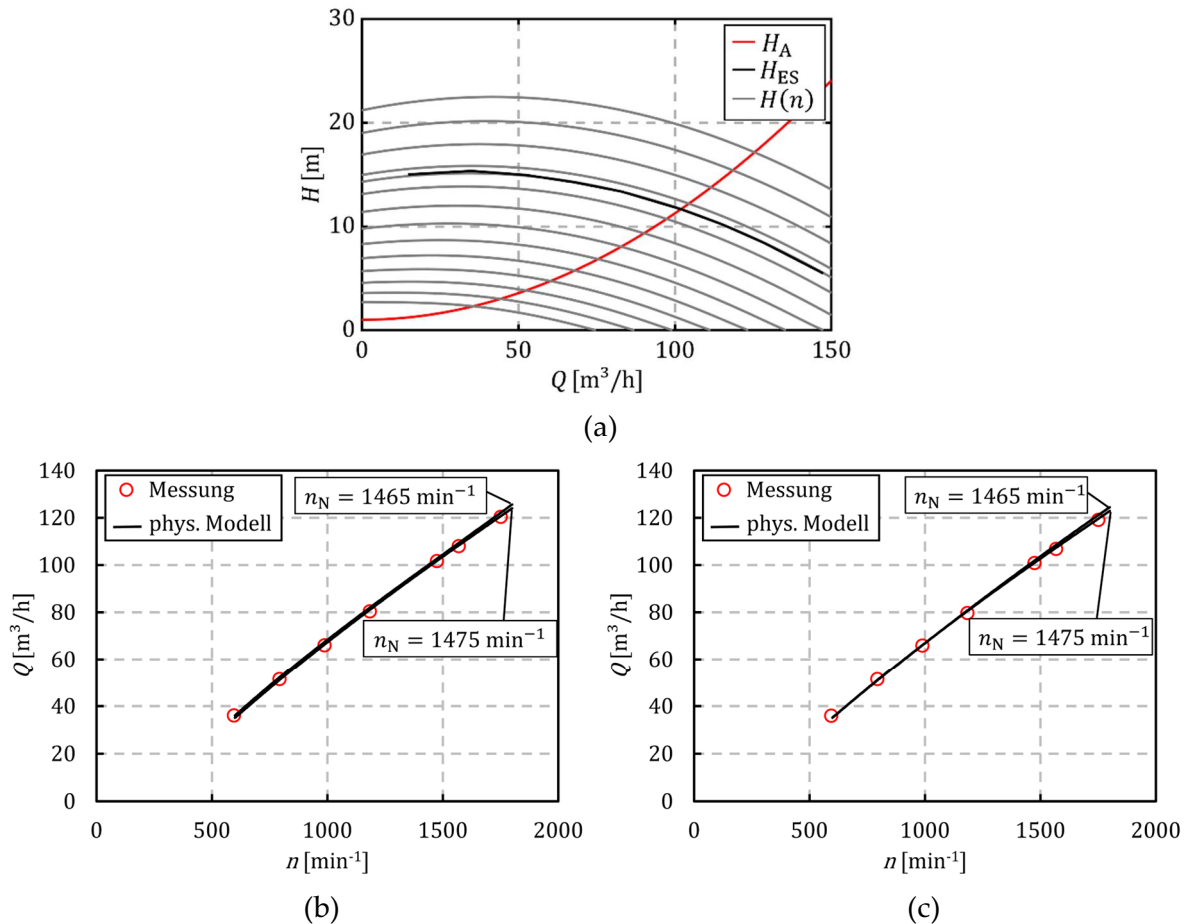


Abbildung 5-8: (a) Anlagenkennlinie  $H_A$ , durch das physikalische Modell berechnete Pumpenkennlinie  $H_{ES}$  und durch das physikalische Modell berechnete Pumpenkennlinien bei variierender Drehzahl  $H(n)$ ; (b) Berechnete Regelkennlinien für das Szenario 1 mit zwei unterschiedlichen Annahmen der Drehzahl des physikalischen Modells. Neben der Regelkennlinie sind Messpunkte entlang der Anlagenkennlinie dargestellt; (c) Berechnete Regelkennlinien für das Szenario 2 mit Druckausgleich und mit zwei unterschiedlichen Annahmen der Drehzahl des physikalischen Modells. Neben der Regelkennlinie sind Messpunkte entlang der Anlagenkennlinie dargestellt.

Abbildung 5-8 (b) zeigt die berechneten Regelkennlinien für das Szenario 1. Zunächst wurde die Regelkennlinie mit einem physikalischen Modell, parametrisiert für die Nenndrehzahl  $n_N = 1465 \text{ min}^{-1}$ , berechnet. Neben der berechneten Regelkennlinie sind Messergebnisse dargestellt. Diese wurden durch die Messgeräte des Prüfstandes identifiziert. Dabei wurde der Förderstrom entlang der Anlagenkennlinie bei variierenden Drehzahlen gemessen. Die Messung der Drehzahl erfolgte durch ein Drehzahlmessgerät. Dabei hat sich gezeigt, dass die Nenndrehzahl der Pumpe  $n_N = 1475 \text{ min}^{-1}$  beträgt. Für diese wurde ein weiteres physikalisches Modell parametrisiert und die Regelkennlinie berechnet. Zwischen den

Regelkennlinien und der Messung zeigen sich nur geringe Abweichungen. Dies bestätigt die hohe Abbildungsgenauigkeit der Pumpen- und Anlagenkennlinie. Weiterhin kann der Einfluss bei einer falschen Annahme der Nenndrehzahl als gering bewertet werden. Der mittlere relative Fehler  $\bar{\varepsilon}_{\text{rel}}$  für die Regelkennlinie von Szenario 1 beträgt  $\bar{\varepsilon}_{\text{rel}} = 1,7 \%$ .

Auch für das Szenario 2 mit Druckausgleich wurden die Regelkennlinien berechnet und gemessen. Die Ergebnisse sind in Abbildung 5-8 (c) dargestellt. Auch hier zeigt sich die hohe Genauigkeit der berechneten Regelkennlinien auf Basis der Ergebnisse des eingebetteten Sensorsystems und dem parametrisierten physikalischen Modell. Der mittlere relative Fehler  $\bar{\varepsilon}_{\text{rel}}$  für die Regelkennlinie von Szenario 2 beträgt  $\bar{\varepsilon}_{\text{rel}} = 1,5 \%$ .

Zusammengefasst konnte die Funktionalität der Algorithmen der Softsensoren auch in der Zielanwendung des eingebetteten Sensorsystems bestätigt werden. Der Förderstrom kann damit auch bei gestörtem Zustrom zur Pumpe und den damit verbundenen Einflüssen auf die Kennlinien mit geringen Abweichungen identifiziert werden. Damit eignet sich das vorgestellte Verfahren nicht nur zur Darstellung der Pumpenkennlinien in der realen Anwendung, sondern auch zur Identifikation der Anlagenkennlinie. Über diese kann das Pumpensystem charakterisiert werden. Daraus entwickelt sich die Möglichkeit der Berechnung von Regelkennlinien, welche eine einfache Art der Regelung darstellen. Es konnte gezeigt werden, dass die Regelkennlinien durch das eingebettete Sensorsystem und das parametrisierte physikalische Modell mit hoher Genauigkeit abgebildet werden können. Für die Betreiber von Pumpensystemen ergibt sich so eine einfache Art und Weise der Regelung. Anhand der Drehzahl können so direkt die geforderten Förderströme eingestellt werden.

Neben den erreichten Genauigkeiten bei der Abbildung der Anlagencharakteristik mit dem beschriebenen Verfahren zur Beantwortung der vierten Forschungsfrage aus Kapitel 1, lassen sich aus den erzielten Ergebnissen weitere Schlussfolgerungen ableiten:

- Kann die geodätische Höhendifferenz der Anlagenkennlinie als bekannt angenommen werden, lässt sich die Anlagenkennlinie durch ein Polynom zweiten Grades abbilden.
- Die erreichbare Genauigkeit bei der Abbildung der Anlagenkennlinien wird durch die Genauigkeit bei der Abbildung der Pumpenkennlinie bestimmt. Wie auch bei der Bestimmung des Förderstromes können hier mittlere relative Fehler von unter zwei Prozent erreicht werden.
- Die Charakterisierung der Pumpen- und Anlagenkennlinien durch Modelle ermöglicht Weiterentwicklungen der Regelung von Pumpensystemen. Dynamische Regelungen können mit diesem Ansatz jedoch nicht realisiert werden.



## 6 Zusammenfassung und Ausblick

Pumpensysteme sind unverzichtbare Anlagen des alltäglichen Lebens und finden sich in vielen unterschiedlichen Anwendungen. Eine essenzielle Komponente sind Kreiselpumpen. Diese stellen den für den Betrieb des Pumpensystems erforderlichen Förderstrom her. Obwohl sie eine solche Wichtigkeit für den Betrieb der Pumpensysteme besitzen und für einen Großteil des Energieverbrauchs der Systeme verantwortlich sind, ist nur eine geringe Anzahl mit Sensorik ausgestattet. Dies ist nicht zuletzt auf die zusätzlichen Kosten und den übergeordneten Fokus des Betreibers auf das Gesamtsystem zurückzuführen. Durch den Einsatz eingebetteter Sensorsysteme wandeln sich die Pumpen zu cyber-physischen Systemen. Neben der Bestimmung des Zustandes der Pumpen ergeben sich große Potentiale bei der energieeffizienten Regelung von Pumpensystemen. Für die Erarbeitung systemangepasster Regelstrategien müssen die Pumpensysteme zunächst charakterisiert werden.

In dieser Arbeit wurden vier Forschungsfragen durch die Implementierung eines eingebettetes Sensorsystem in einer Kreiselpumpe beantwortet. Durch dieses ist der Förderstrom zu erfassen und damit der Betriebszustand des Pumpensystems zu identifizieren. Zum Einsatz kommen dabei kosteneffiziente Softsensoren. Bei Softsensoren handelt es sich um Algorithmen, welche aus verfügbaren Sensorsignalen über Modelle synthetische Signale generieren. Bereits existierende Verfahren zur Bestimmung des Förderstromes mittels Softsensorik erfordern die Kenntnis der Pumpenkennlinien. Diese können jedoch aufgrund von Vordrall im Zustrom zur Pumpe gegenüber den beim Hersteller identifizierten Kennlinien abweichen. Vordrall tritt meist aufgrund einer ungeeigneten Saugleitungsführung auf. Die existierenden Verfahren zur Bestimmung des Förderstromes mittels Softsensorik berücksichtigen jedoch keine Möglichkeiten zur Anpassung der Pumpenkennlinien in Folge eines Vordralls. Im Ergebnis kommt es zu einer deutlichen Zunahme der Abweichungen zwischen den bestimmten und den tatsächlich vorherrschenden Förderströmen.

Für die Entwicklung eines Softsensors zur Identifikation des Förderstromes, mit Vordrall im Zustrom der Pumpe, wurden zunächst die Einflüsse von Vordrall auf die Kennlinien von zwei radialen Kreiselpumpen untersucht. Es wurden physikalische Modelle zur Abbildung der Kennlinien der Leistungsaufnahme und der Förderhöhe entwickelt, welche die Kennlinien von Kreiselpumpen mit Vordrall im Zustrom mit geringen Fehlern abbilden können. Durch den Vergleich dieser Kennlinien mit den Messwerten im Rahmen eines Levenberg-Marquardt-Verfahrens werden nicht nur der Förderstrom, sondern auch der Vordrallwinkel identifiziert. Der Vordrallwinkel stellt eine systemspezifische Größe dar. Anhand von Messungen unter Laborbedingungen, wurde die Funktionalität dieses Ansatzes validiert. Es konnte gezeigt werden, dass der Förderstrom auch mit Vordrall im Zustrom zur Pumpe mit geringen Abweichungen identifiziert werden kann. Zudem ermöglicht der Ansatz erstmals die Charakterisierung des Zustroms zur Pumpe.

Da die Gleitringdichtung eine kritische Komponente für den Pumpenbetrieb und damit das gesamte Pumpensystem dargestellt, existieren viele Untersuchungen zur Beschreibung ihres Zustandes. Daneben ist sie in Abhängigkeit der Bauweise der Pumpe für den größten Teil der mechanischen Verluste verantwortlich. Da deren Kenntnis für die Abbildung der Kennlinie zur Leistungsaufnahme der Pumpe notwendig ist, wurde auch hier ein Softsensor zur Identifikation der Reibungsleistung von Gleitringdichtungen entwickelt. Dabei werden die Wärmeströme zwischen der Gleitringdichtung und dem umgebenden Fördermedium in der Pumpe betrachtet. Auch hier wurde der entwickelte Softsensor unter Laborbedingungen validiert. Dazu wurde ein Prüfstand zur Messung der Reibungsleistung von Gleitringdichtungen entwickelt. Unter Einsatz eines Extended-Kalman-Filter wurde der Softsensor derart optimiert, dass auch instationäre Betriebszustände abgebildet werden können. Dadurch lässt sich eine Verschleißvorhersage für die Gleitringdichtung realisieren.

Mit diesen Ansätzen können erstmals systemspezifische Größen, wie der Vordrallwinkel, charakterisiert werden. Damit geht die Möglichkeit der Entwicklung individueller Laufräder einher. Bei diesen sind die spezifischen Vordrallwinkel im Zustrom zu berücksichtigen, sodass der geforderte Betriebspunkt erreicht wird. Weiterhin wurde untersucht, ob durch die Individualisierung der Laufräder auch die Leistungsaufnahme gesenkt und damit die Effizienz der Pumpen gesteigert werden kann. Insgesamt wurden sechzehn Laufräder additiv gefertigt. Die Laufräder besaßen variierende Schaufeldesigns, welche über die Stromfadentheorie berechnet wurden. Es hat sich gezeigt, dass bei positiven Vordrallwinkeln Wirkungsgradsteigerungen von bis zu zwei Prozent erzielt werden können. Eine Steigerung des Wirkungsgrades bei negativen Vordrallwinkeln konnte nicht erreicht werden.

Da aufgrund der physikalischen Modelle und den geringen Fehlern des berechneten Förderstromes auch bei gestörten Anströmbedingungen der Förderstrom bekannt ist, können die in den Systemen spezifisch vorliegenden Pumpen- und Anlagenkennlinien dargestellt werden. Es wurde gezeigt, dass sich Regelkennlinien berechnen lassen, bei welchen der Förderstrom als Regelgröße direkt unter Angabe der Drehzahl als Stellgröße vorhergesagt werden kann. Genauigkeiten bei der Abbildung von bis zu zwei Prozent können erreicht werden. Insbesondere für einfache Pumpenanwendungen entwickelt sich daraus eine kosteneffiziente Regelmethode.

Mit den gezeigten Untersuchungen und den gewonnen Erkenntnissen zu den vier Forschungsfragen gehen einige Limitationen einher, die es zu beachten gilt. Diese lassen sich wie folgt zusammenfassen:

- Die Untersuchungen zum Einfluss von Vordrall auf die Kennlinien von Kreiselpumpen bezieht sich lediglich auf Radialpumpen. Es gilt zu beachten, dass sich mit der spezifischen Drehzahl auch das Verhalten der hydraulischen Verluste verändern kann.

- 
- Die angewendete Methodik der Erzeugung des Vordralls über Drallkörper stellt ein invasives Verfahren dar. Diese Methodik wurde von V. Schröder [32] vorgeschlagen und in dieser Arbeit angewendet. Im Teillastbetrieb beeinflusst der Drallkörper z.B. die Ausbildung des Rezirkulationsgebietes (Abbildung 2-4 (b) auf Seite 7). Dies nimmt Einfluss auf das Verhalten der Kennlinie bei Vordrall im Zustrom in der Teillast. Dieses Verhalten wurde mit der angewandten Methodik nicht näher untersucht und damit auch nicht in den physikalischen Modellen berücksichtigt.
  - Weitere Einflüsse auf das Verhalten der abgeführten Wärmeströme an den Gleitringdichtungen sind die Wärmeabfuhr durch die Spaltströmung im Dichtspalt der Dichtung sowie das ungleichmäßige Temperaturfeld in Umfangsrichtung der Ringe z.B. bei Verformungen des Dichtspaltes. Diese Einflüsse wurden bei der angewandten Methodik weder untersucht, noch finden sie Berücksichtigung in den entwickelten Softsensoren zur Bestimmung der Reibungsleistung der Gleitringdichtung.
  - Zu der Entwicklung der individuellen Laufräder wurden bereits in Tabelle 5-1 auf Seite 81 einige Restriktionen benannt. Diese beziehen sich auf das Design der Laufräder. Die identifizierten Optimierungspotentiale bei der Effizienz der Kreiselpumpen gelten damit nur unter Beachtung der benannten Restriktionen. Zudem wurden mögliche Potentiale durch weitere Designansätze nicht untersucht.
  - Pumpensysteme mit verzweigten Rohrnetzen besitzen Anlagencharakteristiken, welche sich nichtmehr mit einer einfachen Parabelfunktion beschreiben lassen. Die Genauigkeit bei der Abbildung solcher Charakteristiken kann mit den hier gefundenen Ergebnissen auf solche Pumpensysteme nicht übertragen werden.

Auf Basis der erarbeiteten Erkenntnisse und der benannten Limitationen entwickeln sich neue Schwerpunkte im Forschungsfeld von Pumpen als CPS. Als Ausblick werden mehrere Schwerpunkte gesehen. Diese sind:

- Untersuchung von Reverse-Engineering-Ansätzen für das Design individueller Laufräder. Die Möglichkeiten der Optimierung des Pumpenwirkungsgrades, bei gleichzeitiger Erreichung des geforderten Betriebspunktes unter Restriktionen, sind näher zu untersuchen.
- Vollautomatische Ableitung der individuellen Laufräder als 3D-Kerne zur Herstellung der Kerne für die Fertigung der Laufräder im Sandgußverfahren über 3D-Sanddruck. Damit entfällt nicht nur der teure und aufwändige Herstellungsprozess von Kernkästen, auch kann hierdurch der teure Personaleinsatz von Konstrukteuren zur Ableitung der 3D-Modelle vollständig entfallen. Die Machbarkeit eines solchen Ansatzes muss jedoch näher untersucht werden.
- Direktherstellung der Laufräder über additive Fertigung als Alternative zum 3D-Sanddruck. Daraus erwachsen weitere Möglichkeiten der Bauteiloptimierung. Zum Beispiel kann die bedingt durch das Sandgußverfahren existierende Limitierung der minimalen Schaufeldicke damit möglicherweise umgangen werden.

- Erweiterung der Modelle zur Abbildung der Kennlinien auf weitere Störquellen. Neben Vordrall können in Pumpensystemen weitere Störungen, wie z.B. Gasmitförderung oder geänderte Mediumparameter auftreten. Zum einen ist dafür zu untersuchen, wie diese kosteneffizient erkannt werden können. Zum anderen sind die Modelle um diese Informationen zu erweitern.
- Der zur Verschleißvorhersage vorgestellte Ansatz der Gleitringdichtung muss durch dezidierte Messungen nachgewiesen werden.
- Eine der wesentlichsten Fragen stellt sich nach der Kommunikation der einzelnen Pumpen als CPS im Verbund eines Pumpensystems. Obwohl dieses Forschungsfeld noch am Anfang steht, deuten mögliche Ansätze, wie die durch F. Borst *et al.* [15] und K.T. Logan *et al.* [16] vorgestellte Multiagentensysteme, auf ein großes Potential zur energieeffizienten Nutzung von Ressourcen hin.

## Literaturverzeichnis

- [1] GÜLICH, JOHANN FRIEDRICH: *Kreiselpumpen, Handbuch für Entwicklung, Anlagenplanung und Betrieb*. 5. Auflage. Villeneuve (Schweiz) : Springer Vieweg, 2020 — ISBN 978-3-662-59784-2
- [2] PFLEIDERER, CARL: *Die Kreiselpumpen für Flüssigkeiten und Gase*. 5. Auflage. Berlin, Göttingen, Heidelberg : Springer Verlag, 1961 — ISBN 978-3-642-48171-0
- [3] KSB SE & CO. KGAA: *Kreiselpumpenlexikon KSB, Blockpumpe*. URL <https://www.ksb.com/de-global/kreiselpumpenlexikon/artikel/blockpumpe-1075414>. - abgerufen am 2025-01-22
- [4] WILO SE: *Rund um die Wilo-Welt, Glossar, Blockpumpe*. URL [https://wilo.com/de/de/News-Blog/Rund-um-die-Wilo-Welt/Glossar/Blockpumpe\\_23172.html](https://wilo.com/de/de/News-Blog/Rund-um-die-Wilo-Welt/Glossar/Blockpumpe_23172.html). - abgerufen am 2025-01-22
- [5] MUNSCHEMIE-PUMPEN GMBH: *Munsch, Was ist eine Blockpumpe?* URL <https://www.munsch.de/blockpumpen>. - abgerufen am 2025-01-22
- [6] MAYER, EHRHARD: *Axiale Gleitringdichtungen*. 6. Aufl. Lengries : VDI-Verlag, 1977 — ISBN 3-18-400384-1
- [7] JIANG, YUCHEN ; YIN, SHEN ; DONG, JINGWEI ; KAYNAK, OKYAY: A Review on Soft Sensors for Monitoring, Control, and Optimization of Industrial Processes. In: *Institute of Electrical and Electronics Engineers Sensors Journal* Bd. 21 (2021), Nr. 11, S. 12868–12881
- [8] BECKER, THOMAS ; KRAUSE, DANIEL: Softsensorysysteme – Mathematik als Bindeglied zum Prozessgeschehen. In: *Chemie Ingenieur Technik* Bd. 82 (2010), Nr. 4, S. 429–440
- [9] NICOLETTI, M. C. ; JAIN, L. C. ; GIORDANO, R. C.: Computational Intelligence Techniques as Tools for Bioprocess Modelling, Optimization, Supervision and Control. In: NICOLETTI, M. DO C. ; JAIN, L. C. (Hrsg.): *Computational Intelligence Techniques for Bioprocess Modelling, Supervision and Control* : Springer, Berlin, Heidelberg, 2009 — ISBN 978-3-642-01888-6, S. 1–23
- [10] SOUZA, FRANCISCO A. A. ; ARAÚJO, RUI ; MENDES, JÉRÔME: Review of soft sensor methods for regression applications. In: *Chemometrics and Intelligent Laboratory Systems* Bd. 152 (2016), S. 69–79
- [11] KADLEC, PETR ; GABRYS, BOGDAN ; STRANDT, SIBYLLE: Data-driven Soft Sensors in the process industry. In: *Computers & Chemical Engineering* Bd. 33 (2009), Nr. 4, S. 795–814
- [12] WERNER, REINHARD: *Störungstolerantes Sensorsystem zur Zustandsüberwachung rotordynamischer Pumpen*. Darmstadt, Technische Universität Darmstadt, Dissertation, 2012

- [13] REEH, NILS ; MANTHEI, GERD ; KLAR, PETER J.: Physical Modelling of the Set of Performance Curves for Radial Centrifugal Pumps to Determine the Flow Rate. In: *Applied System Innovation* Bd. 6 (2023), Nr. 6, S. 111
- [14] REEH, NILS ; MANTHEI, GERD ; KLAR, PETER J.: Determining the Head Characteristics of Radial Centrifugal Pumps under the Impact of Prewhirl. In: *Applied Sciences* Bd. 14 (2024), Nr. 16, S. 7224
- [15] BORST, FABIAN ; THEISINGER, LUKAS ; WEIGOLD, MATTHIAS: Energy-efficient Pump Control in Industrial Cooling Water Systems Using a Multi-Agent System. In: *Procedia CIRP, 30th CIRP Life Cycle Engineering Conference*. Bd. 116 (2023), S. 41–46
- [16] LOGAN, KEVIN T. ; STÜRMER, J. MARIUS ; MÜLLER, TIM M. ; PELZ, PETER F.: Comparing Approaches to Distributed Control of Fluid Systems based on Multi-Agent Systems, arXiv preprint arXiv:2212.08450 (2022)
- [17] HUCKO, SIMON ; KRAMPE, HENDRIK ; SCHMITZ, KATHARINA: Evaluation of a Soft Sensor Concept for Indirect Flow Rate Estimation in Solenoid-Operated Spool Valves. In: *Actuators* Bd. 12 (2023), Nr. 4, S. 148
- [18] LEONOW, SEBASTIAN: *Nutzung des Energiesparpotentials von Kreiselpumpen durch szenarienbasierte Regelung*. Oberhausen, Ruhr-Universität Bochum, Dissertation, 2015
- [19] HAMMO, SIMO ; VIHOLAINEN, JUHA: Testing the accuracy of pump flow calculation without metering. In: *World Pumps* Bd. 2005 (2005), Nr. 471, S. 36–39
- [20] RAKIBUZZAMAN, MD ; SUH, SANG-HO ; YOON, IN-SIK ; JUNG, SANG YONG: A study on the individual pump flow estimation processor for optimal operation. In: *E3S Web of Conferences* Bd. 321 (2021), S. 02005
- [21] VK, ARUN SHANKAR ; SUBRAMANIAM, UMASHANKAR ; MADURAI ELAVARASAN, RAJVIKRAM ; RAJU, KANNADASAN ; SHANMUGAM, PARAMASIVAM: Sensorless parameter estimation of VFD based cascade centrifugal pumping system using automatic pump curve adaption method. In: *Energy Reports* Bd. 7 (2021), S. 453–466
- [22] KERNAN, DANIEL J. ; SABINI, EUGENE P. ; GANZON, NICOLAS W. ; STAVALE, ANTHONY E.: Schutzrecht United States Patent US 7,945,411 B2, *Method for determining pump flow without the use of traditional sensors*, eingereicht 08.12.2006, und veröffentlicht 17.05.2011.
- [23] LEONOW, SEBASTIAN ; MONNIGMANN, MARTIN: Soft sensor based dynamic flow rate estimation in low speed radial pumps. In: *2013 European Control Conference (ECC)*. Zurich : IEEE, 2013, S. 778–783
- [24] SCHAAB, JOCHEN ; LAUE, STEFAN: Schutzrecht WO2016/009043 A1, *Bestimmung des Förderstroms einer Pumpe*, eingereicht 17.07.2015, und veröffentlicht 21.01.2016.
- [25] LEONOW, SEBASTIAN ; MONNIGMANN, MARTIN: Operating point estimation in hydraulic turbomachines with non-invertible characteristics. In: *2016 European Control Conference (ECC)*. Aalborg, Denmark : IEEE, 2016, S. 2380–2385

- 
- [26] PÖYHÖNEN, SANTERI ; AHONEN, TERO ; AHOLA, JERO ; PUNNONEN, PEKKA ; HAMMO, SIMO ; NYGREN, LAURI: Specific speed-based pump flow rate estimator for large-scale and long-term energy efficiency auditing. In: *Energy Efficiency* Bd. 12 (2019), S. 1279–1291
- [27] STEPANOFF, ALEXEY JOAKIM ; HALTMEIER, A. (Übers.): *Radial- und Axialpumpen, Theorie-Entwurf-Anwendung*. Phillipsburg, N. J. : Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH, 1957 — ISBN 978-3-662-23128-9
- [28] KSB SE & CO. KGAA: *PumpMeter: Damit Sie bei Ihrer Pumpe durchblicken* (Broschüre). Frankenthal : KSB SE & Co. KGaA, 2018
- [29] DIN EN ISO 9906:2013-03: *Kreiselpumpen - Hydraulische Abnahmeprüfungen - Klassen 1, 2 und 3 (ISO 9906:2012); Deutsche Fassung EN ISO 9906:2012* : DIN Deutsches Institut für Normung e. V., 2013
- [30] DE FOCKERT, ANTON ; VERHAART, FEMKE I.H. ; FERDOS, FARZAD: Experimentally determined effect of swirl on the performance of a rotodynamic pump. In: *Journal of Hydraulic Research* Bd. 60 (2022), Nr. 3, S. 434–444
- [31] ROTH KLIEM, MIRIAM: *Experimentelle und numerische Untersuchung zum Einfluss von Einbaubedingungen auf das Betriebs- und Kavitationsverhalten von Kreiselpumpen*. Darmstadt, Technische Universität Darmstadt, Dissertation, 2006
- [32] SCHRÖDER, VALENTIN: *Zulaufstörungen bei Kreiselpumpen, Experimentelle Untersuchungen über Vordralleinflüsse auf die Kennlinien von Radialpumpen verschiedener Schnellläufigkeit*. (Zusammenfassung von Diplomarbeiten). Königsbrunn, 2012
- [33] TAN, LEI ; CAO, SHULIANG ; GUI, SHAOBO: Hydraulic design and prewhirl regulation law of inlet guide vane for centrifugal pump. In: *Science China Technological Sciences* Bd. 53 (2010), Nr. 8, S. 2142–2151
- [34] TAN, LEI ; CAO, SHULIANG ; WANG, YUMING ; ZHU, BAOSHAN: Influence of axial distance on pre-whirl regulation by the inlet guide vanes for a centrifugal pump. In: *Science China Technological Sciences* Bd. 55 (2012), Nr. 4, S. 1037–1043
- [35] HOU, HUCAN ; ZHANG, YONGXUE ; LI, ZHENLIN ; ZHOU, XIN ; WANG, ZIZHE: Hydraulic Design of Inlet Guide Vane and its Full Flow Passage Numerical Simulation on Centrifugal Pump. In: *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition* : American Society of Mechanical Engineers, 2014, S. V007T09A072
- [36] ZHOU, C. M. ; WANG, H. M. ; HUANG, X. ; LIN, H.: Influence of the positive prewhirl on the performance of centrifugal pumps with different airfoils. In: *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science* Bd. 15 (2012), Nr. 3, S. 032020
- [37] AHMED, SYED AMJAD ; MUIZ, ABDUL ; MUBASHIR, MOHAMMAD ; AHMED, WASIF: Efficiency Enhancement of Centrifugal Water Pump by Using Inlet Guided Vanes. In: *European Journal of Advances in Engineering and Technology* Bd. 3 (2016), Nr. 10, S. 1–4

- [38] LIU, YABIN ; TAN, LEI ; LIU, MING ; HAO, YUE ; XU, YUN: Influence of Prewhirl Angle and Axial Distance on Energy Performance and Pressure Fluctuation for a Centrifugal Pump with Inlet Guide Vanes. In: *Energies* Bd. 10 (2017), Nr. 5, S. 695
- [39] LIU, MING ; TAN, LEI ; CAO, SHULIANG: A review of prewhirl regulation by inlet guide vanes for compressor and pump. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy* Bd. 233 (2019), Nr. 6, S. 803–817
- [40] MA, XIAOGANG ; BIAN, MENG Ying ; YANG, YANG ; DAI, TINGTING ; TANG, LEI ; WANG, JUN: Study on the Effect Mechanism of Inlet Pre-Swirl on Pressure Pulsation within a Mixed-Flow Centrifugal Pump. In: *Water* Bd. 15 (2023), Nr. 6, S. 1223
- [41] YANG, YANG ; CHEN, XIONGHUAN ; BAI, LING ; WANG, HUI ; JI, LEILEI ; ZHOU, LING: Energy Performance Prediction Model for Mixed-Flow Pumps by Considering the Effect of Incoming Prerotation. In: *Journal of Fluids Engineering* Bd. 146 (2024), Nr. 6, S. 061204
- [42] ZHANG, CHENYING ; PEI, JI ; WANG, WENJIE ; YUAN, SHOUQI ; GAN, XINGCHENG ; HUANG, CONGBING ; CHEN, JIA: Unsteady Simulation and Analysis of Energy Loss Mechanism of a Vertical Volute Pump Under Stall Conditions. In: *Journal of Fluids Engineering* Bd. 145 (2023), Nr. 8, S. 081201
- [43] STAN, MARIUS ; PANA, ION ; MINESCU, MIHAIL ; ICHIM, ADONIS ; TEODORIU, CATALIN: Centrifugal Pump Monitoring and Determination of Pump Characteristic Curves Using Experimental and Analytical Solutions. In: *Processes* Bd. 6 (2018), Nr. 2, S. 18
- [44] TIMCKE, JÜRGEN H.: *Einfluß verschiedener Rohrleitungs-Nennweiten und unterschiedlicher Lagen der Meßebeine auf die Kennlinie einer horizontalen, einstufigen Spiralgehäusepumpe mittlerer spezifischer Drehzahl mit axialem Einlauf*. Radolfzell : Allweiler GmbH, 1994
- [45] SOMMER, KAMIL DAVID ; REINEKING, LUCAS ; RAVICHANDRAN, YOGESH PARRY ; SKODA, ROMUALD ; MÖNNIGMANN, MARTIN: Estimating flow fields with reduced order models. In: *Heliyon* Bd. 9 (2023), Nr. 11, S. e20930
- [46] MÜLLER, HEINZ K. ; NAU, BERNARD S.: *Fachwissen-Dichtungstechnik, Gleitringdichtungen: Grundlagen* (Fachartikel Nr. 12). Waiblingen : [www.fachwissen-dichtungstechnik.de](http://www.fachwissen-dichtungstechnik.de), 2021
- [47] REEH, NILS ; MANTHEI, GERD ; KLAR, PETER J.: Soft Sensor Technology for the Determination of Mechanical Seal Friction Power Performance. In: *Applied System Innovation* Bd. 7 (2024), Nr. 3, S. 39
- [48] EAGLE BURGMANN GROUP MARKETING: *Technik und Auswahl von Gleitringdichtungen* (Technische Broschüre) : Eagle Burgmann, 2017
- [49] ANDERSON, W ; JARZYNSKI, J ; SALANT, R. F.: Condition monitoring of mechanical seals: Detection of film collapse using reflected ultrasonic waves. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science* Bd. 214 (2000), Nr. 9, S. 1187–1194

- 
- [50] LI, XIAOHUI ; FU, PAN ; CHEN, KAN ; LIN, ZHIBIN ; ZHANG, ERQING: The Contact State Monitoring for Seal End Faces Based on Acoustic Emission Detection. In: *Shock and Vibration* Bd. 2016 (2016), Nr. 1. — Article ID 8726781
- [51] LUO, YIN ; ZHANG, WENQI ; FAN, YAKUN ; HAN, YUEJIANG ; LI, WEIMIN ; ACHEAW, EMMANUEL: Analysis of Vibration Characteristics of Centrifugal Pump Mechanical Seal under Wear and Damage Degree. In: *Shock and Vibration* Bd. 2021 (2021), Nr. 1. — Article ID 6670741
- [52] WANG, QINGFENG ; SONG, YUNFENG ; LI, HUA ; SHU, YUE ; XIAO, YANG: Tribological Behavior Characterization and Fault Detection of Mechanical Seals Based on Face Vibration Acceleration Measurements. In: *Lubricants* Bd. 11 (2023), Nr. 10, S. 430
- [53] ZHANG, ERQING ; FU, PAN ; GE, ZHENDI ; ZHANG, ZHI ; ZHANG, JUNKAI: Mechanical Seal Opening Condition Monitoring Based on Acoustic Emission Technology. In: *Sensors & Transducers* Bd. 172 (2014), Nr. 6, S. 139–146
- [54] ZOU, JIAMIN ; LUO, YIN ; HAN, YUEJIANG ; FAN, YAKUN: Research on stator current characteristics of centrifugal pumps under different mechanical seal failures. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science* Bd. 236 (2022), Nr. 10, S. 5748–5762
- [55] TOWSYFYAN, HOSSEIN ; GU, FENGSHOU ; BALL, ANDREW: A review of mechanical seals tribology and condition monitoring. In: *Proceedings of Computing and Engineering Annual Researchers' Conference 2013: CEARC'13*. Huddersfield: University of Huddersfield, 2013, S. 200–205
- [56] GUPTA, LOKESH A. ; YOUNG, LIONEL ; WONDIMU, BERHANU ; PEROULIS, DIMITRIOS: Wireless temperature sensor for mechanical face seals using permanent magnets. In: *Sensors and Actuators A: Physical* Bd. 203 (2013), S. 369–372
- [57] PHILLIPS, ROBERT L. ; JACOBS, LARRY E. ; MERATI, PARVIZ: Experimental Determination of the Thermal Characteristics of a Mechanical Seal and Its Operating Environment. In: *Tribology Transactions* Bd. 40 (1997), Nr. 4, S. 559–568
- [58] BUCK, GORDON S.: Heat transfer in mechanical seals. In: *Proceedings of the 6th International Pump Users Symposium* (1989), Nr. 6th
- [59] HOLMAN, J. P.: *Heat Transfer, International Student Edition*. 6th. Aufl. : McGraw-Hill Book Company, 1986 — ISBN 0-07-029620-0
- [60] LUAN, Z ; KHONSARI, M. M.: Heat transfer analysis in mechanical seals using fin theory. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology* Bd. 221 (2007), Nr. 6, S. 717–725
- [61] BRUNETIÈRE, NOËL ; MODOLO, BENOIT: Heat transfer in a mechanical face seal. In: *International Journal of Thermal Sciences* Bd. 48 (2009), Nr. 4, S. 781–794

- [62] MOSAVAT, M. ; MORADI, R. ; RAHIMI TAKAMI, M. ; BARZEGAR GERDROODBARY, M. ; GANJI, D.D.: Heat transfer study of mechanical face seal and fin by analytical method. In: *Engineering Science and Technology, an International Journal* Bd. 21 (2018), Nr. 3, S. 380–388
- [63] KALMAN, R. E. ; BUCY, R. S.: New Results in Linear Filtering and Prediction Theory. In: *Journal of Basic Engineering* Bd. 83 (1961), Nr. 1, S. 95–108
- [64] MARCHTHALER, REINER ; DINGLER, SEBASTIAN: *Kalman-Filter: Einführung in die Zustandsschätzung und ihre Anwendung für eingebettete Systeme*. 2. Auflage. Wiesbaden : Springer Fachmedien Wiesbaden, 2024 — ISBN 978-3-658-43215-7
- [65] LUNZE, JAN: *Regelungstechnik 1: Systemtheoretische Grundlagen, Analyse und Entwurf einschleifiger Regelungen*. 12. Auflage. Berlin, Heidelberg : Springer, 2020 — ISBN 978-3-662-60745-9
- [66] TEREJANU, GABRIEL A: *Extended kalman filter tutorial*. Buffalo, USA : Department of Computer Science and Engineering University at Buffalo, 2014
- [67] SIEKMANN, HELMUT ; SCHRÖTER, R ; ZACHARIS, ELIAS ; LEIFERT, THOMAS: *Auswirkung ungleichmäßiger Zuströmung auf spezifisch schnellläufige Kreiselpumpen* (Abschlußbericht Nr. 5412). Berlin : TU-Berlin, 1984
- [68] WELTNER, KLAUS ; WIESNER, HARTMUT ; HEINRICH, PAUL-BERND ; ENGELHARD, PETER ; SCHMIDT, HELMUT: *Mathematik für Physiker 1, Springer-Lehrbuch*. 15th. Aufl. Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 2008 — ISBN 978-3-540-68190-8
- [69] SONG, PENGFEI ; WEI, ZHILONG ; ZHEN, HAISHENG ; LIU, MENGLONG ; REN, JIA: Effects of pre-whirl and blade profile on the hydraulic and cavitation performance of a centrifugal pump. In: *International Journal of Multiphase Flow* Bd. 157 (2022), S. 104261
- [70] HERWIG, H. ; KOCK, F.: Direct and indirect methods of calculating entropy generation rates in turbulent convective heat transfer problems. In: *Heat and Mass Transfer* Bd. 43 (2007), Nr. 3, S. 207–215
- [71] MENTER, FLORIAN R.: Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. In: *AIAA Journal* Bd. 32 (1994), Nr. 8, S. 1598–1605
- [72] JI, LEILEI ; LI, WEI ; SHI, WEIDONG ; TIAN, FEI ; AGARWAL, RAMESH: Effect of blade thickness on rotating stall of mixed-flow pump using entropy generation analysis. In: *Energy* Bd. 236 (2021), S. 121381
- [73] ANSYS, INC.: *Ansys CFX Reference Guide*. Canonsburg : Ansys, Inc., 2024. — 2024R2
- [74] BRUN, KLAUS ; KURZ, RAINER: Analysis of Secondary Flows in Centrifugal Impellers. In: *International Journal of Rotating Machinery* Bd. 2005 (2005), Nr. 1, S. 45–52
- [75] GELEN, AYKUT GÖRKEM ; ATASOY, AYTEN: A New Method for Kalman Filter Tuning. In: *2018 International Conference on Artificial Intelligence and Data Processing (IDAP)*, 2018. — IEEE, S. 1–6

- 
- [76] HANKE-BOURGEOIS, MARTIN: *Grundlagen der Numerischen Mathematik und des Wissenschaftlichen Rechnens*, SpringerLink Bücher. 3., aktualisierte Auflage. Wiesbaden : Vieweg+Teubner Verlag / GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, 2009 — ISBN 978-3-8348-0708-3
- [77] VON HARRACH-SAMMET, BASTIAN: *Optimierung und inverse Probleme* (Vorlesungsskript). Frankfurt : Goethe-Universität Frankfurt am Main Institut für Mathematik, 2024
- [78] WU, YUEZHONG ; WU, DENGHAO ; FEI, MINGHAO ; XIAO, GANG ; GU, YUNQING ; MOU, JIEGANG: The Estimation of Centrifugal Pump Flow Rate Based on the Power-Speed Curve Interpolation Method. In: *Processes* Bd. 10 (2022), Nr. 11, S. 2163
- [79] CHAI, MIN ; ZHANG, WEIWEI ; XIA, ZHAOSHUN ; ZHANG, KANG ; ZHENG, SHUIHUA: Prediction of centrifugal pump performance parameters based on a multilayer hybrid model. In: *Measurement Science and Technology* Bd. 34 (2023), Nr. 11, S. 115104
- [80] BERNHARD, F. (Hrsg.): *Handbuch der Technischen Temperaturmessung*. 2. Aufl. Ilmenau : Springer Vieweg, 2014 — ISBN 978-3-642-24505-3
- [81] EAGLEBURGMANN GERMANY GMBH & CO. KG: *Innovativer Gleitwerkstoff eSiC - DE*. URL <https://www.eagleburgmann.com/de/produkte/emg/innovativer-gleitwerkstoff-esic>. - abgerufen am 2023-12-08
- [82] GLÜCK, BERND: *Berechnung der stationären, mehrdimensionalen Wärmeleitung mittels Formkoeffizienten bei einer beliebigen Anzahl von Oberflächen und unterschiedlichen Randbedingungen*. Jöbnitz, 2012
- [83] BAEHR, HANS DIETER ; STEPHAN, KARL: *Wärme- und Stoffübertragung*. 10. Auflage. Stuttgart : Springer Vieweg, 2019 — ISBN 978-3-662-58441-5
- [84] BECKER, KURT M.: Measurements of convective heat transfer from a horizontal cylinder rotating in a tank of water. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* Bd. 6 (1963), Nr. 12, S. 1053–1062
- [85] TACHIBANA, FUJIO ; FUKUI, SUKEO: Convective Heat Transfer of the Rotational and Axial Flow between Two Concentric Cylinders. In: *Bulletin of JSME* Bd. 7 (1964), Nr. 26, S. 385–391
- [86] AYADI, K. ; BRUNETIÈRE, N. ; TOURNERIE, B. ; MAOUI, A.: Experimental Thermal Analysis of a Mechanical Face Seal. In: *Journal of Thermal Science and Engineering Applications* Bd. 8 (2016), Nr. 3, S. 031011
- [87] DOANE, J. C. ; MYRUM, T. A. ; BEARD, J. E.: An experimental-computational investigation of the heat transfer in mechanical face seals. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* Bd. 34 (1991), Nr. 4–5, S. 1027–1041
- [88] LUAN, ZHAOGAO ; KHONSARI, M. M.: Analysis of conjugate heat transfer and turbulent flow in mechanical seals. In: *Tribology International* Bd. 42 (2009), Nr. 5, S. 762–769

- [89] SCHADE, HEINZ ; KUNZ, EWALD ; KAMEIER, FRANK ; PASCHEREIT, CHRISTIAN O.: *Strömungslehre*. 5. Aufl. Düsseldorf und Berlin : Walter de Gruyter, 2021 — ISBN 978-3-11-064145-5
- [90] GERSTEN, KLAUS ; HERWIG, HEINZ: *Strömungsmechanik*. Wiesbaden : Vieweg+Teubner Verlag, 1992 — ISBN 978-3-322-93971-5
- [91] WINDISCH, HERBERT: *Thermodynamik, Ein Lehrbuch für Ingenieure*. 7th. Aufl. : De Gruyter, 2023 — ISBN 978-3-11-108019-2
- [92] ARCHARD, J. F.: Contact and Rubbing of Flat Surfaces. In: *Journal of Applied Physics* Bd. 24 (1953), Nr. 8, S. 981–988
- [93] HOLM, RAGNAR: *Elektrische Kontakte / Electric Contacts Handbook*. 3. Auflage. Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 1958 — ISBN 978-3-662-23790-8
- [94] CZICHOS, HORST ; HABIG, K.-H. (Hrsg.): *Tribologie-Handbuch, Tribometrie, Tribomaterialien, Tribotechnik*. 5. Auflage. Berlin : Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, 2020 — ISBN 978-3-658-29483-0
- [95] POPOV, VALENTIN L.: *Kontaktmechanik und Reibung: Von der Nanotribologie bis zur Erdbebendynamik*. 3. Auflage. Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 2015 — ISBN 978-3-662-45974-4
- [96] LEITHNER, STEFAN: Condition Monitoring und Predictive Maintenance von Gleitringdichtungen in Pumpenanwendungen. In: *Vorträge des ersten Konferenztages der 27. Praktikerkonferenz Graz „Pumpen in der Verfahrenstechnik, Kraftwerks- und Abwassertechnik“ aus dem Congress Graz*. Graz, 2024
- [97] WESCHE, WOLFGANG: *Radiale Kreiselpumpen: Berechnung und Konstruktion der hydrodynamischen Komponenten*. 2. Auflage. Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 2017 — ISBN 978-3-662-48912-3
- [98] SCHWEIZER, ANTON: *Zetawerte von Rohrbogen in Rohrleitungen*. URL <https://www.schweizer-fn.de/zeta/rohrbogen/rohrbogen.php>. - abgerufen am 2024-10-31
- [99] TEC-SCIENCE: *Prandtl-Zahl* | *tec-science*. URL <https://www.tec-science.com/de/thermodynamik-waermelehre/waerme/prandtl-zahl/>. - abgerufen am 2024-11-01

# Anhänge

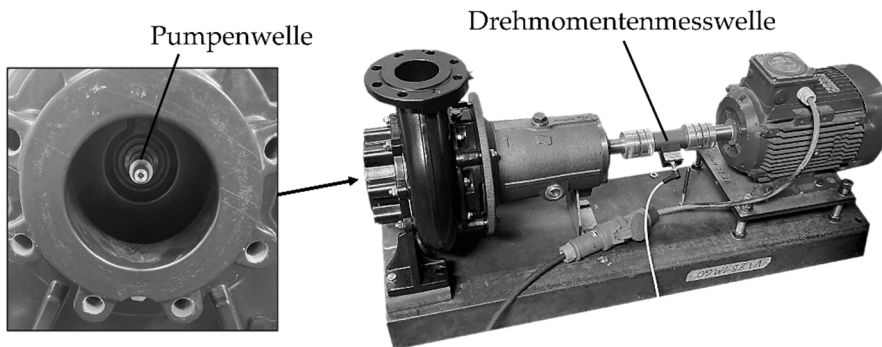
## Anhang A

### Wichtige Parameter der Prüfobjekte PO001 und PO002

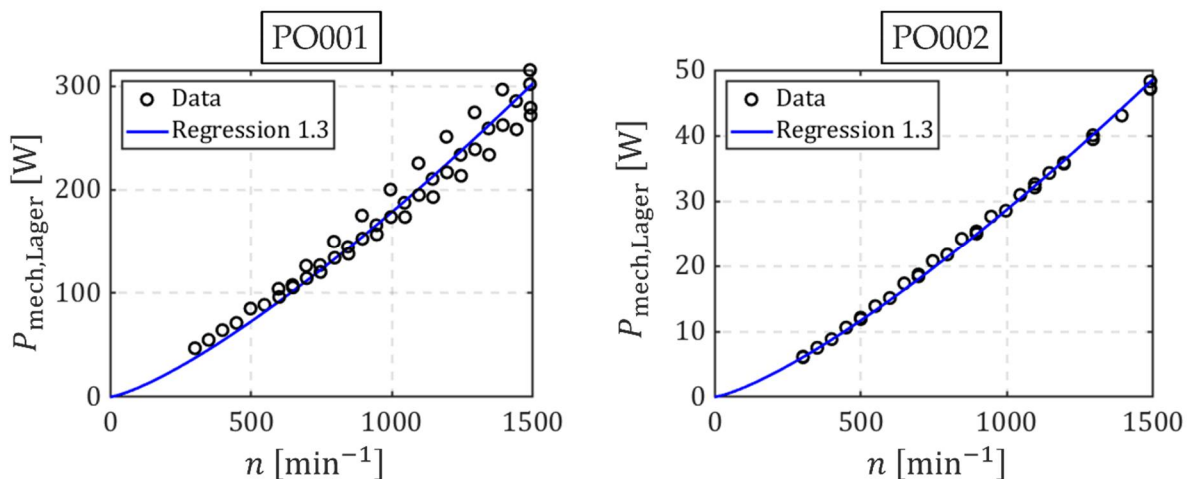
Parameter	PO001	PO002
spezifische Drehzahl $n_q$	$36 \text{ min}^{-1}$	$54 \text{ min}^{-1}$
Außendurchmesser Laufradeintritt $d_{1a}$	124 mm	122 mm
Innendurchmesser Laufradeintritt $d_{1i}$	46 mm	47 mm
Laufradaußendurchmesser $d_2$	204 mm	171 mm
Laufradaustrittsbreite $b_2$	22 mm	33 mm
Schaufelzahl $z_L$	7	6
Schaufelwinkel Laufradaustritt $\beta_{2B}$	$27^\circ$	$28^\circ$
Mechanische Verlustleistung bei Nenn Drehzahl $P_{\text{mech}}(n_N)$	330 W	70 W
Bestpunktförderstrom $Q^*$	$98 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$	$113 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$
Bestpunktförderhöhe $H^*$	13 m	8 m
Motornennleistung $P_{M,N}$	5,5 kW	4 kW
Nenn Drehzahl $n_N$	$1475 \text{ min}^{-1}$	$1475 \text{ min}^{-1}$

## Anhang B

### Messaufbau und Graphen zu den Messungen der Lagerverluste von PO001 und PO002



Messaufbau am Beispiel von PO001. Im Pumpengehäuse wurden das Laufrad und der Gleitring nicht verbaut. Die durch die Lagerung aufgenommene Leistung wurde durch eine Drehmomentenmesswelle bei variierender Drehzahl gemessen. Zu der Leistungsaufnahme der Lagerung wurde die der Gleitringdichtung hinzuaddiert. Deren Werte wurden am Gleitringdichtungsprüfstand identifiziert.



Mechanische Leistungsaufnahme durch die Lagerung  $P_{\text{mech,Lager}}$  der Lagerträger von PO001 und PO002, aufgetragen über der Drehzahl. Neben den Messpunkten (Data) sind die Regressionsfunktionen mit Angabe des Exponentenwertes (Regression 1.3) dargestellt. Berücksichtigt man die Leistungsaufnahme der Gleitringdichtung, kann ein Exponent von  $x = 1,5$  angenommen werden. Die Regressionsfunktion ist beschrieben in Kapitel 3.1.

---

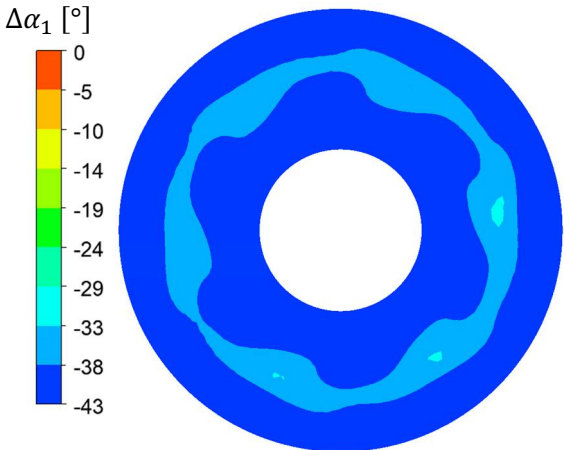
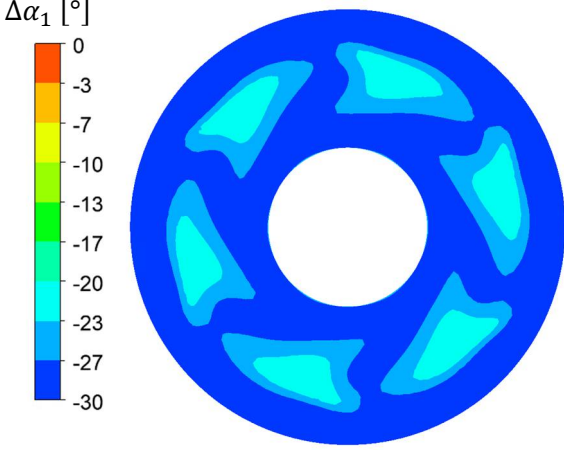
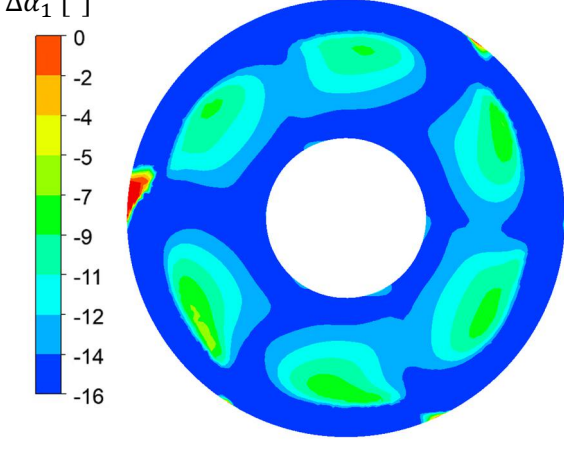
## Anhang C

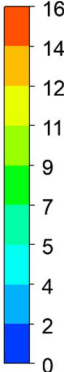
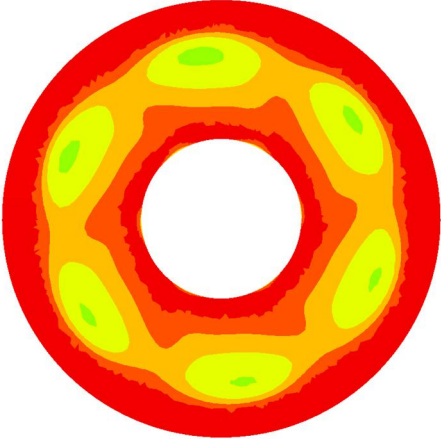
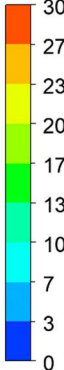
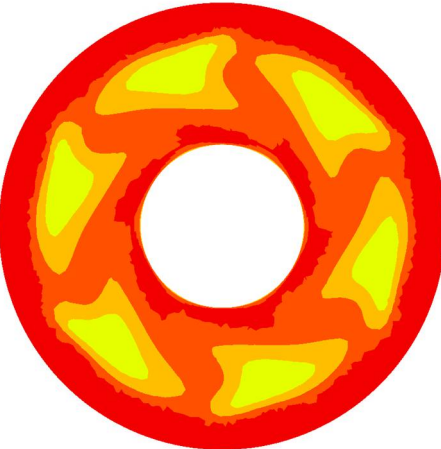
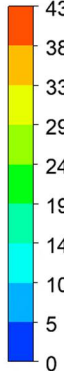
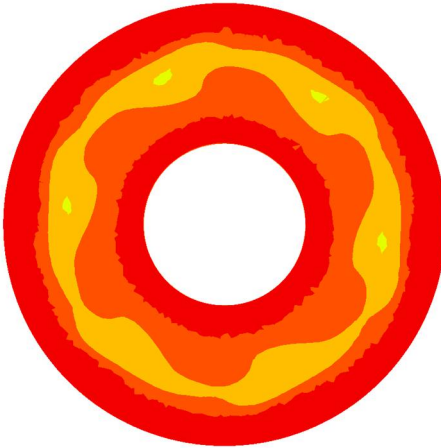
### Setup und Ergebnisse der Drallkörpersimulationen

Setup der CFD-Simulationen zur Identifikation der Vordrallwinkel im Eintritt der Pumpenlaufräder von PO001 und PO002.

Software Solver:	ANSYS-CFX 2022 R1
Art der Simulation:	URANS
Rauhigkeiten Eintritt und Austrittsdomain:	Hydraulisch glatt
Sandrauhigkeit Drallkörperdomain:	$k_S = 0,3 \text{ mm}$
Turbulenzmodell:	BSL
Zeitdiskretisierung	$\Delta t = 0,25 \text{ s}$
Gesamtzeit:	$t = 10 \text{ s}$
Iterationen pro Zeitschritt:	20
Knotenzahl Einströmdomain PO001:	366k
Knotenzahl Einströmdomain PO002:	350k
Knotenzahl Abstromdomain PO001:	582k
Knotenzahl Abstromdomain PO002:	206k

Ergebnisse der Drallkörpersimulationen der Drallkörper von PO001. Neben dem Drallkörperwinkel sind der berechnete Vordrallwinkel, die Anzahl der Netzknoten der Drallkörperdomain und die Verteilung des Vordrallwinkels in der Auswerteebene dargestellt.

$\Delta\alpha_{pb}$	$\Delta\alpha_1$	Netzknoten Drallkörperdomain	$\Delta\alpha_1$ -Verteilung in der Auswerteebene
$-43^\circ$	$-41,7^\circ$	0,99 Mio.	 <p><math>\Delta\alpha_1</math> [°] 0 -5 -10 -14 -19 -24 -29 -33 -38 -43</p>
$-30^\circ$	$-27,8^\circ$	0,97 Mio.	 <p><math>\Delta\alpha_1</math> [°] 0 -3 -7 -10 -13 -17 -20 -23 -27 -30</p>
$-16^\circ$	$-13,7^\circ$	0,89 Mio.	 <p><math>\Delta\alpha_1</math> [°] 0 -2 -4 -5 -7 -9 -11 -12 -14 -16</p>

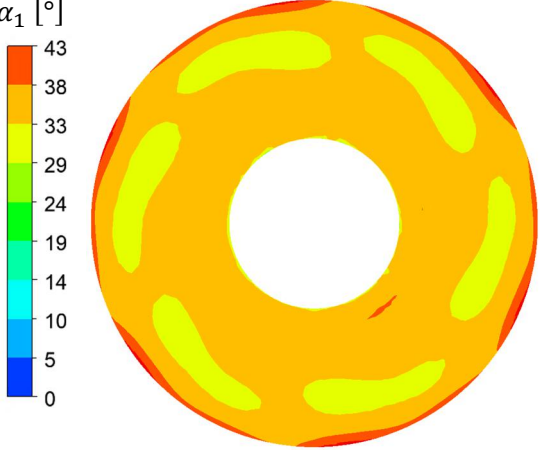
$\Delta\alpha_{pb}$	$\Delta\alpha_1$	Netzknoten Drallkörperdomain	$\Delta\alpha_1$ -Verteilung in der Auswerteebene
+16°	+14,2°	0,95 Mio.	<p><math>\Delta\alpha_1</math> [°]</p>  
+30°	+27,9°	0,99 Mio.	<p><math>\Delta\alpha_1</math> [°]</p>  
+43°	+41,8°	0,99 Mio.	<p><math>\Delta\alpha_1</math> [°]</p>  

$\Delta\alpha_{pb}$	$\Delta\alpha_1$	Netznoten Drallkörperdomain	$\Delta\alpha_1$ -Verteilung in der Auswerteebene
Szenario 2	+10,3°	0,75 Mio.	

Ergebnisse der Drallkörpersimulationen der Drallkörper von PO002. Neben dem Drallkörperwinkel sind der berechnete Vordrallwinkel, die Anzahl der Netznoten der Drallkörperdomain und die Verteilung des Vordrallwinkels in der Auswerteebene dargestellt.

$\Delta\alpha_{pb}$	$\Delta\alpha_1$	Netznoten Drallkörperdomain	$\Delta\alpha_1$ -Verteilung in der Auswerteebene
-43°	-34,8°	1,12 Mio.	
-30°	-22,6°	1,05 Mio.	

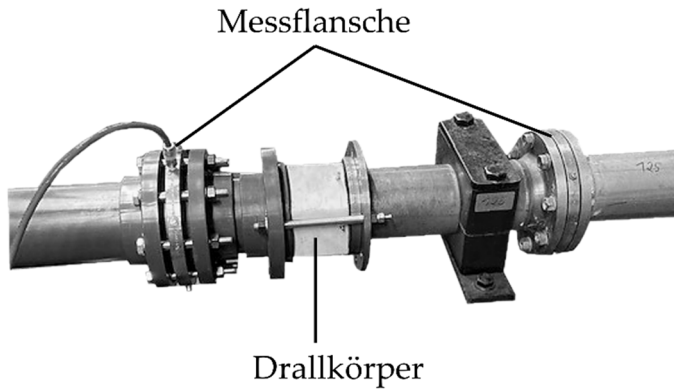
$\Delta\alpha_{pb}$	$\Delta\alpha_1$	Netzknoten Drallkörperdomain	$\Delta\alpha_1$ -Verteilung in der Auswerteebene
$-16^\circ$	$-11,8^\circ$	1,05 Mio.	<p><math>\Delta\alpha_1</math> [°]</p> <p>0 -2 -4 -5 -7 -9 -11 -12 -14 -16</p>
$+16^\circ$	$+11,5^\circ$	1,10 Mio.	<p><math>\Delta\alpha_1</math> [°]</p> <p>16 14 12 11 9 7 5 4 2 0</p>
$+30^\circ$	$+22,8^\circ$	1,06 Mio.	<p><math>\Delta\alpha_1</math> [°]</p> <p>30 27 23 20 17 13 10 7 3 0</p>

$\Delta\alpha_{pb}$	$\Delta\alpha_1$	Netznoten Drallkörperdomain	$\Delta\alpha_1$ -Verteilung in der Auswertebene
+43°	+35,3°	0,99 Mio.	<p data-bbox="758 302 845 336"><math>\Delta\alpha_1</math> [°]</p> 

## Anhang D

### Druckverluste der Drallkörper und Formstücke

Messaufbau der Druckverlustmessung der Drallkörper. Der Drallkörper ist Zwischen zwei Messflanschen montiert. Über ein Differenzdruckmessgerät wird dessen Druckverlust gemessen. Der Förderstrom, erzeugt durch eine Pumpe, wird durch ein MID gemessen.



Auflistung des Faktors  $a$  für die Berechnung der Verluste der Drallkörper und Formstücke in Abhängigkeit der Drallkörperwinkel  $\Delta\alpha_{pb}$ . Approximation der Verluste der Drallkörper durch die Gleichung:  $\Delta H_{pb} = aQ^2$ .

PO001		PO002	
$\Delta\alpha_{pb}$	$a \left[ \frac{h^2}{m^5} \right]$	$\Delta\alpha_{pb}$	$a \left[ \frac{h^2}{m^5} \right]$
-43°	1,33e-4	-43°	2,65e-5
-30°	1,14e-4	-30°	2,11e-5
-16°	1,12e-4	-16°	1,70e-5
0°	1,12e-4	0°	1,66e-5
+16°	1,12e-4	+16°	1,70e-5
+30°	1,14e-4	+30°	2,11e-5
+43°	1,33e-4	+43°	2,75e-5
Szenario 2	1,26e-4		

## Anhang E

### Relative Fehler der experimentellen Untersuchungen zum Einfluss von Vordrall auf die Kennlinien

In der unten gezeigten Tabelle sind die relativen Fehler der einzelnen Größen aufgetragen. Da zwischen PO001 und PO002 zum Teil unterschiedliche Messgeräte verwendet wurden, sind die betreffenden Größen in Klammern den Prüfobjekten zugeordnet. Der relative Fehler bezieht sich auf den zu erwartenden Fehler vom jeweiligen Endwert der Größe.

<b>Größe</b>	<b>relativer Fehler</b>
$Q_{\text{exp}}$	$\pm 0,53 \%$
$M_{\text{exp}}$	$\pm 0,33 \%$
$n_{\text{exp}}$	$\pm 0,50 \%$
$a_x$	$\pm 0,81 \%$
$a_y$	$\pm 0,81 \%$
$a_z$	$\pm 0,81 \%$
$p_{\text{RSR,exp}}$	$\pm 0,53 \%$
$p_{\text{ps,exp}}$ (PO001)	$\pm 0,53 \%$
$p_{\text{ss,exp}}$ (PO001)	$\pm 0,53 \%$
$\Delta p_{\text{p}}$ (PO002)	$\pm 0,08 \%$
$\Delta H_{\text{pb}}$	$\pm 0,1 \%$
$H_{\text{exp}}$ (PO001)	$\pm 0,38 \%$
$H_{\text{exp}}$ (PO002)	$\pm 0,08 \%$
$P_{\text{K,exp}}$	$\pm 0,60 \%$
$\eta_{\text{K,exp}}$ (PO001) <sup>1</sup>	$\pm 0,89 \%$
$\eta_{\text{K,exp}}$ (PO002) <sup>1</sup>	$\pm 0,79 \%$

<sup>1</sup> Fehler berechnet nach DIN EN ISO 9906 [29].

---

### Relative Fehler der Größen am Gleitringdichtungsprüfstand

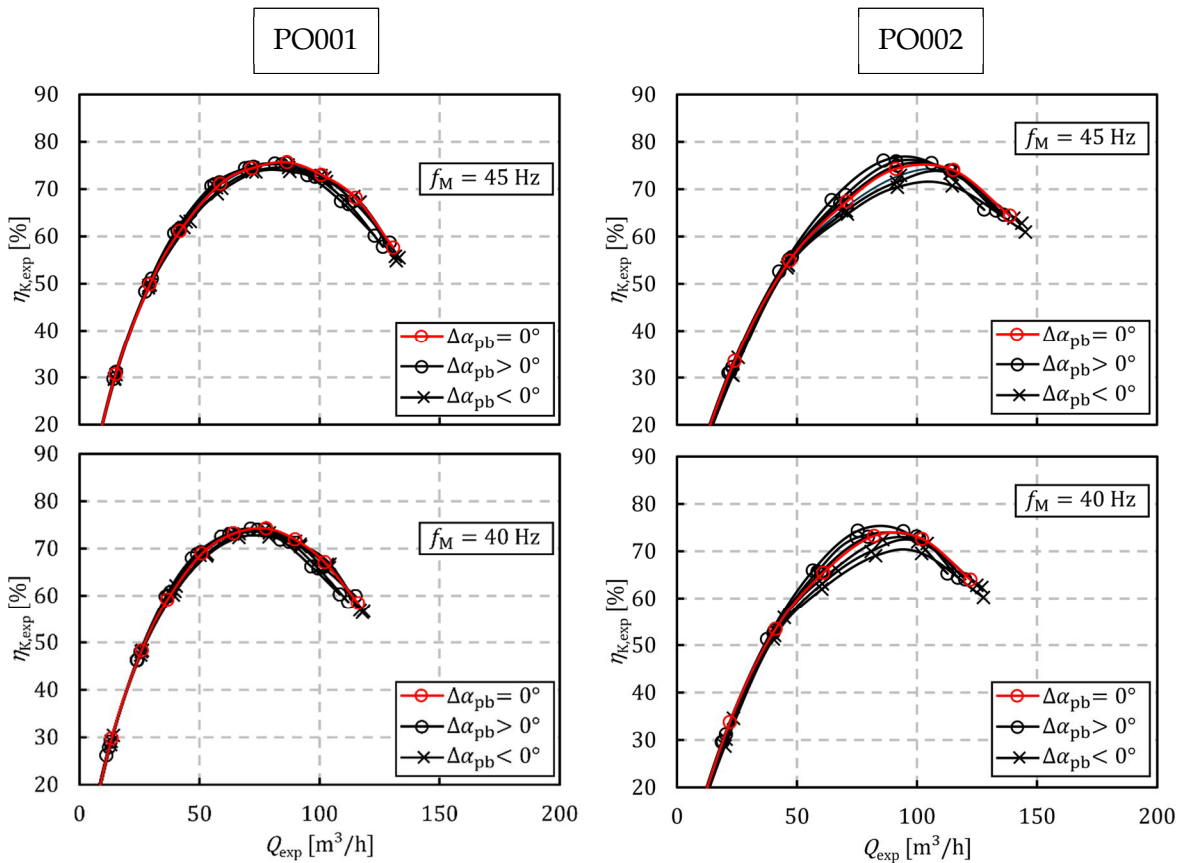
In der unten gezeigten Tabelle sind die relativen Fehler der einzelnen Größen aufgetragen. Der relative Fehler bezieht sich auf den zu erwartenden Fehler vom jeweiligen Endwert der Größe.

Größe	Maximaler relativer Fehler
$M_{\text{GLRD}}$	$\pm 0,05 \%$
$n_{\text{GLRD}}$	$\pm 0,22 \%$
$p_K$	$\pm 0,52 \%$
$\vartheta_M$	$\pm 0,12 \%$
$s$	$\pm 1,02 \%$
$\vartheta_2$	$\pm 0,08 \%$
$\vartheta_{\text{amb}}$	$\pm 0,08 \%$
$\Delta\vartheta$	$\pm 0,15 \%$
$P_{\text{Lager}}$	$\pm 0,23 \%$
$P_R$	$\pm 0,33 \%$

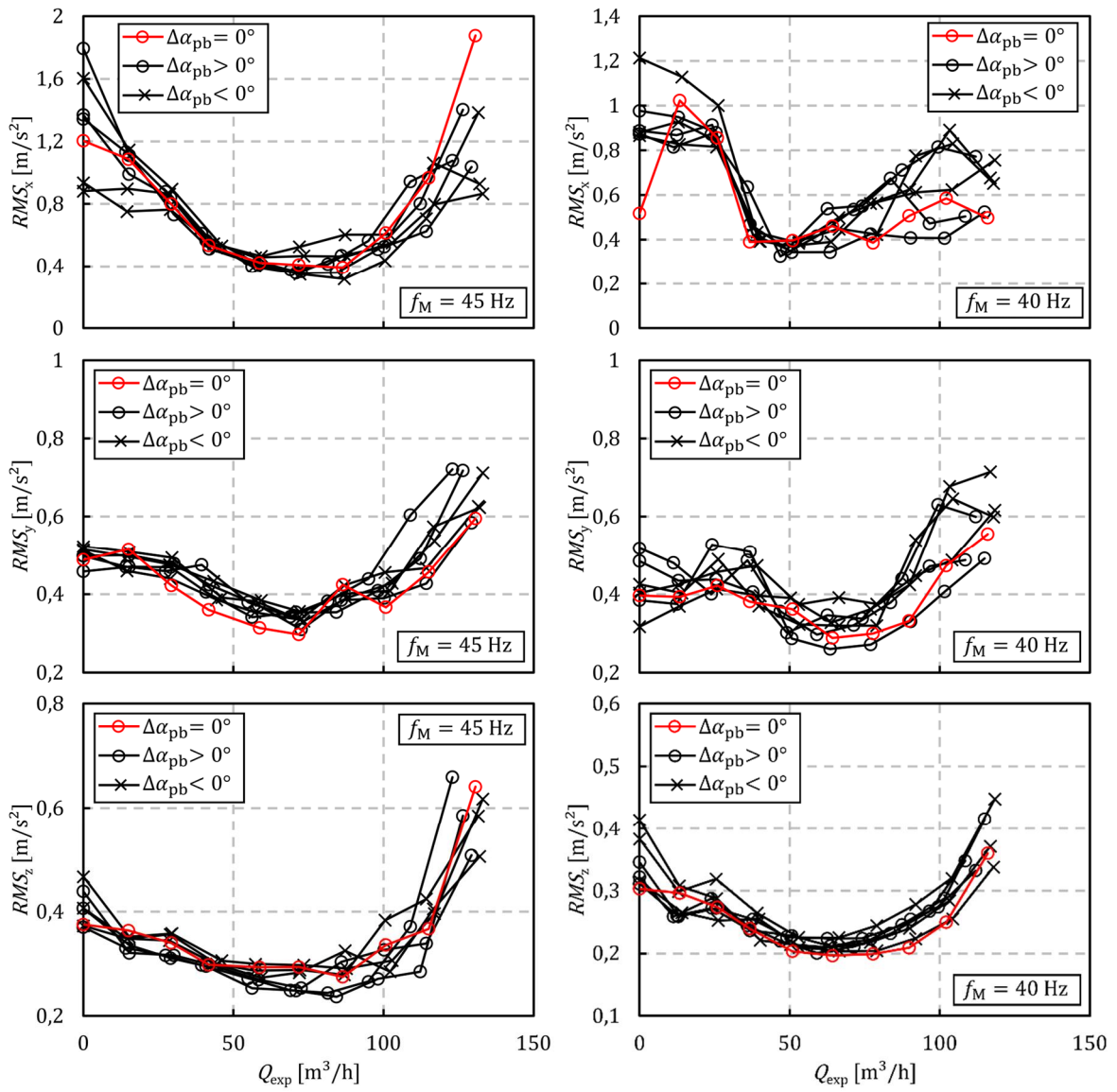
## Anhang F

### Weitere Ergebnisse zu den experimentellen Untersuchungen zum Einfluss von Vordrall auf die Kennlinien

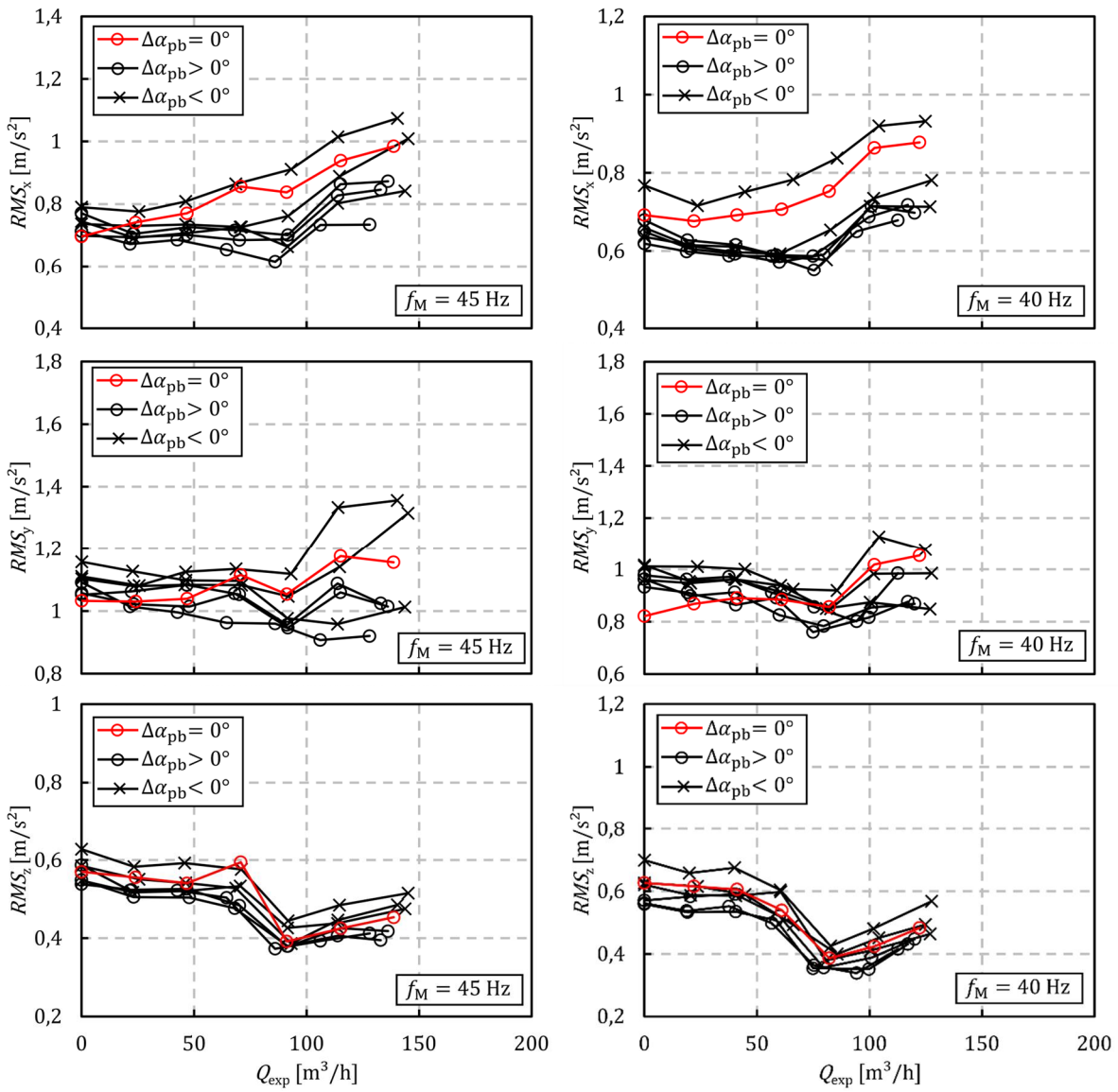
In den unteren Abbildungen sind die Kupplungswirkungsgrade über dem Förderstrom von PO001 (linke Abbildungen) und PO002 (rechte Abbildungen) bei variierenden Drallkörperwinkel und Motorfrequenzen dargestellt.



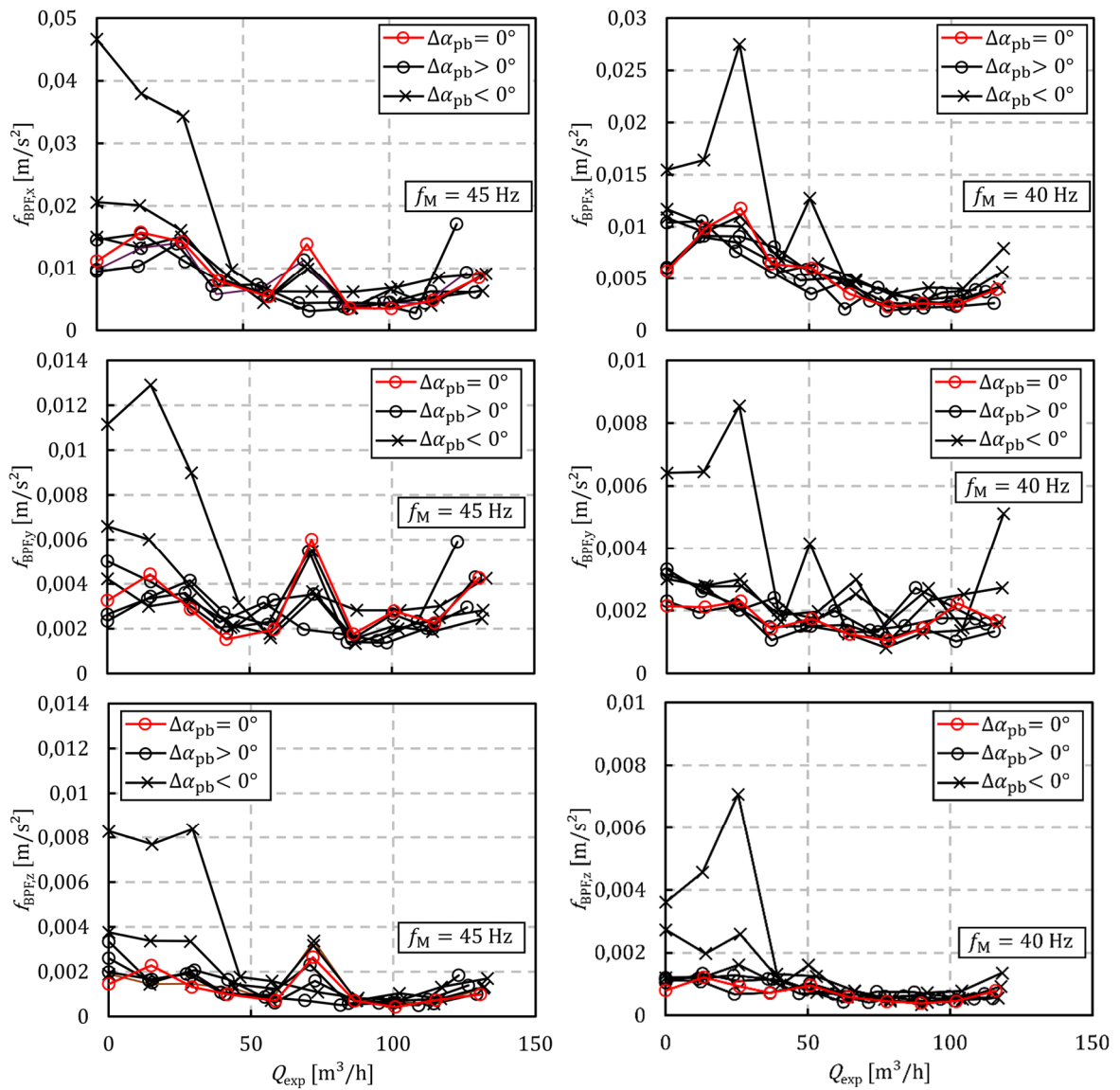
In den unteren Abbildungen sind die Effektivwerte über dem Förderstrom von PO001 bei einer Motorfrequenz von  $f_M = 45$  Hz (linke Abbildungen) und  $f_M = 40$  Hz (rechte Abbildungen) bei variierenden Drallkörperwinkel dargestellt.



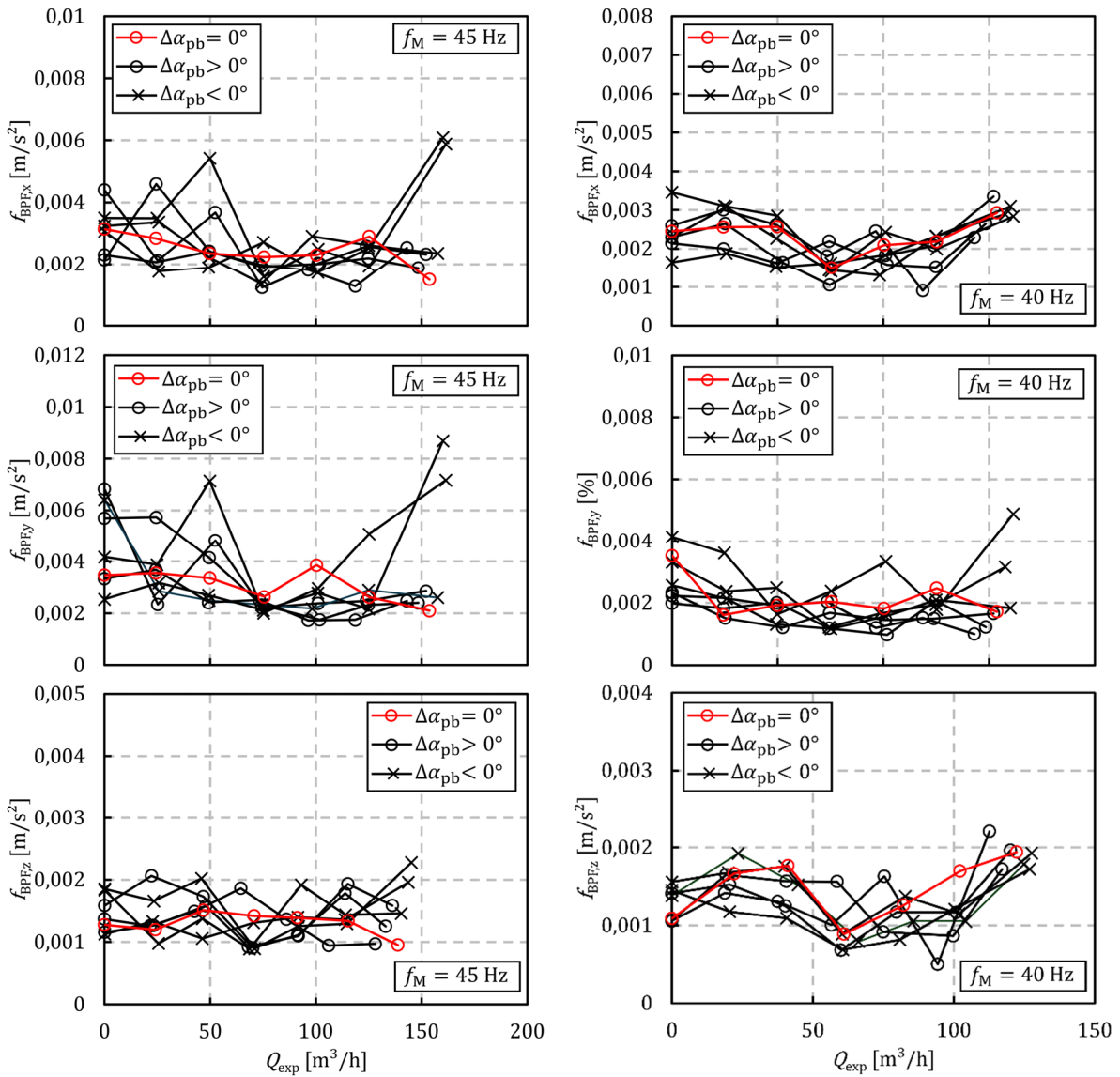
In den unteren Abbildungen sind die Effektivwerte über dem Förderstrom von PO002 bei einer Motorfrequenz von  $f_M = 45$  Hz (linke Abbildungen) und  $f_M = 40$  Hz (rechte Abbildungen) bei variierenden Drallkörperwinkel dargestellt.



In den unteren Abbildungen sind die Amplituden der Schaufelpassierfrequenz über dem Förderstrom von PO001 bei einer Motorfrequenz von  $f_M = 45$  Hz (linke Abbildungen) und  $f_M = 40$  Hz (rechte Abbildungen) bei variierenden Drallkörperwinkel dargestellt.



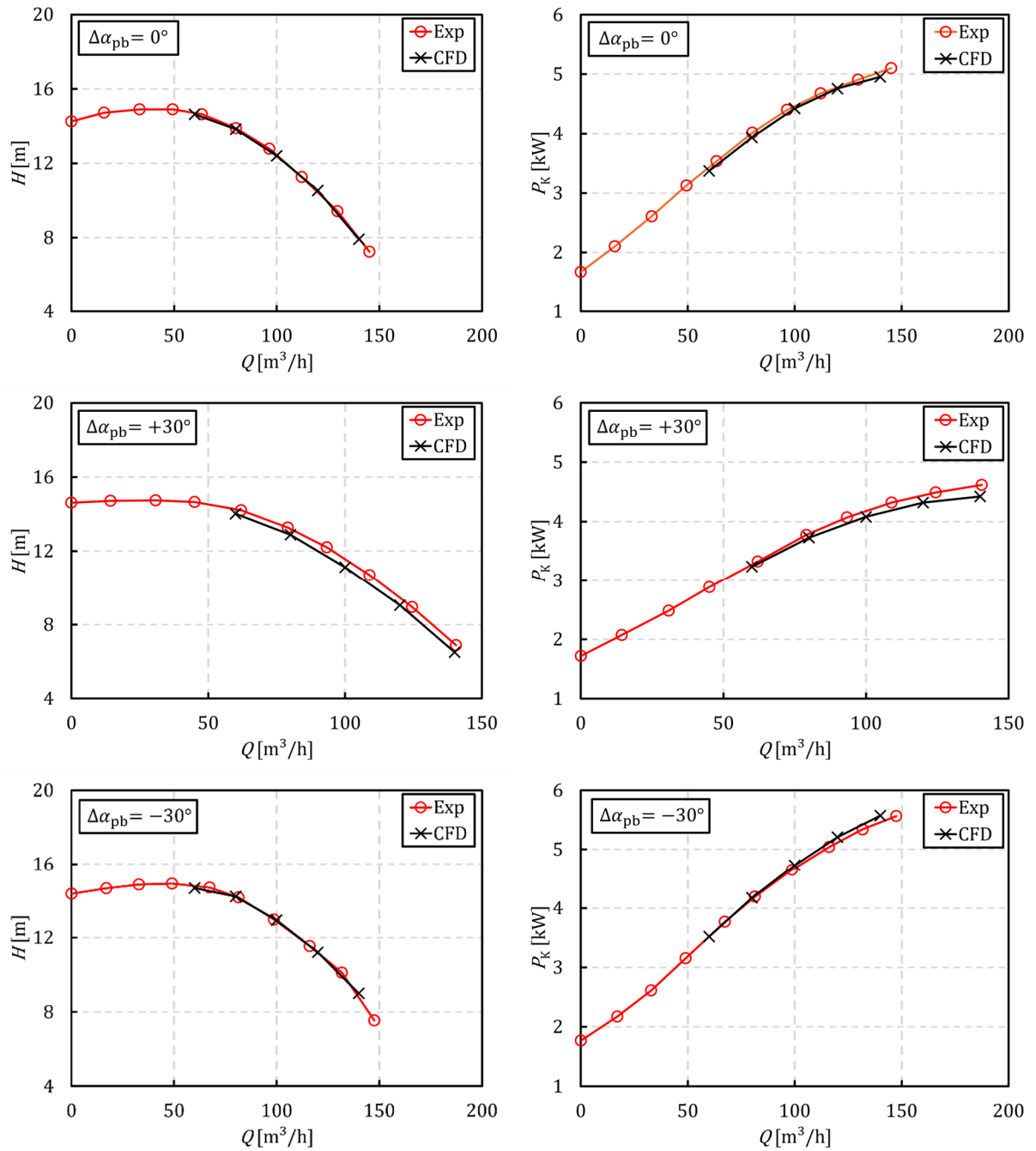
In den unteren Abbildungen sind die Amplituden der Schaufelpassierfrequenz über dem Förderstrom von PO002 bei einer Motorfrequenz von  $f_M = 45$  Hz (linke Abbildungen) und  $f_M = 40$  Hz (rechte Abbildungen) bei variierenden Drallkörperwinkel dargestellt.



# Anhang G

## Kennlinienvergleich zur Validierung der Simulation

In den unteren Abbildungen sind die gemessenen (Exp) und simulierten (CFD) Kennlinien von PO001 für drei Drallkörperwinkel dargestellt.



## Anhang H

### Herleitung der spezifischen Laufradarbeit mit Vordrall

Für die Herleitung ist das Geschwindigkeitsdreieck aus Abbildung 3-1 (b) zu beachten. Ausgangspunkt der Herleitung bildet die Euler'sche-Hauptgleichung nach [1]:

$$\tilde{Y} = u_2 c_{u2} - u_{1,m} c_{u1,m}.$$

Der Drall am Laufradeintritt wird auf die mittlere Meridianstromlinie bezogen [1]. Die Abweichungen der Strömung zur Schaufelgeometrie am Laufradaustritt kann durch den Minderleistungsfaktor  $\gamma$  [1] berücksichtigt werden:

$$\gamma = 1 - \frac{c_{u2\infty} - c_{u2}}{u_2}.$$

Der Umfangsanteil der Absolutströmung bei Schaufelkongruenz wird als  $c_{u2\infty}$  bezeichnet. Stellt man die Gleichung für den Minderleistungsfaktor nach  $c_{u2}$  um und setzt diesen in die Euler'sche-Hauptgleichung ein ergibt sich:

$$\tilde{Y} = u_2 c_{u2\infty} - (1 - \gamma) u_2^2 - u_{1,m} c_{u1,m}.$$

Aus dem Geschwindigkeitsdreieck heraus kann abgeleitet werden, dass der Umfangsanteil der Absolutströmung bei Schaufelkongruenz durch den Schaufelaustrittswinkel  $\beta_{2B}$  und den Meridiananteil der Absolutströmung am Laufradaustritt  $c_{m2}$  abgebildet werden kann:

$$\tilde{Y} = u_2 (u_2 - c_{m2} \cot(\beta_{2B})) - (1 - \gamma) u_2^2 - u_{1,m} c_{u1,m}.$$

Mit der Fläche am Laufradaustritt und dem durch das Laufrad geförderten Förderstrom  $\tilde{Q}$ , ergibt sich die Gleichung für die spezifische Laufradarbeit zu:

$$\tilde{Y} = u_2 \left( u_2 - \frac{\tilde{Q}}{\pi b_2 d_2} \cot(\beta_{2B}) \right) - (1 - \gamma) u_2^2 - u_{1,m} c_{u1,m}.$$

Auch mit dem Meridiananteil der Absolutströmung am Laufradeintritt  $c_{m1}$  und dem Vordrallwinkel  $\Delta\alpha_1$  kann der Umfangsanteil der Absolutgeschwindigkeit an der mittleren Meridianstromlinie im Laufradeintritt  $c_{u1,m}$  abgebildet werden:

$$\tilde{Y} = u_2 \left( u_2 - \frac{\tilde{Q}}{\pi b_2 d_2} \cot(\beta_{2B}) \right) - (1 - \gamma) u_2^2 - u_{1,m} c_{m1} \tan(\Delta\alpha_1).$$

Der Meridiananteil der Absolutströmung im Laufradeintritt kann durch den Laufradförderstrom und die Fläche am Laufradeintritt ersetzt werden:

$$\tilde{Y} = u_2 \left( u_2 - \frac{\tilde{Q}}{\pi b_2 d_2} \cot(\beta_{2B}) \right) - (1 - \gamma) u_2^2 - u_{1,m} \frac{4\tilde{Q}}{\pi(d_{1a}^2 - d_{1i}^2)} \tan(\Delta\alpha_1).$$

Durch Erweiterung mit  $u_2$  und der Auflösung der Umfangsgeschwindigkeiten mit den Durchmessern und der Drehzahl ( $u = \pi nd$ ), lässt sich die Umfangsgeschwindigkeit auf der mittleren Meridianstromlinie am Laufradeintritt ( $u_{1,m}$ ) weiter auflösen:

$$\tilde{Y} = u_2 \left( u_2 - \frac{\tilde{Q}}{\pi b_2 d_2} \cot(\beta_{2B}) \right) - (1 - \gamma) u_2^2 - u_2 \frac{d_{1m}}{d_2} \frac{4\tilde{Q}}{\pi(d_{1a}^2 - d_{1i}^2)} \tan(\Delta\alpha_1).$$

---

Durch Ausklammern von  $u_2^2$

$$\tilde{Y} = \left( 1 - \frac{\tilde{Q}}{\pi b_2 d_2 u_2} \cot(\beta_{2B}) - 1 + \gamma - \frac{d_{1m}^4 \tilde{Q}}{d_2 u_2 \pi (d_{1a}^2 - d_{1i}^2)} \tan(\Delta\alpha_1) \right) u_2^2$$

und Vereinfachungen der Terme sowie Erweiterung mit der Laufradaustrittsbreite  $b_2$  ergibt sich die spezifische Laufradarbeit zu:

$$\tilde{Y} = \left( \gamma - \frac{\tilde{Q}}{\pi b_2 d_2 u_2} \cot(\beta_{2B}) - \frac{b_2 d_{1m}^4 \tilde{Q}}{b_2 d_2 u_2 \pi (d_{1a}^2 - d_{1i}^2)} \tan(\Delta\alpha_1) \right) u_2^2.$$

Letztlich können einige Größen weiter ausgeklammert werden. Hierdurch ergibt sich die spezifische Laufradarbeit für das physikalische Modell in ihrer finalen Form:

$$\tilde{Y} = \left( \gamma - \frac{\tilde{Q}}{\pi b_2 d_2 u_2} \left( \cot(\beta_{2B}) + \frac{4b_2 d_{1m}}{d_{1a}^2 - d_{1i}^2} \tan(\Delta\alpha_1) \right) \right) u_2^2.$$

## Anhang I

### Herleitung Stoßverlustgleichungen des physikalischen Modells zur Abbildung der Förderhöhe

Nachfolgend werden die Gleichungen 3-23 und 3-24 auf der Seite 47 hergeleitet. Die Herleitung stammt im Originalen aus unserer Veröffentlichung [14] und wurde sinngemäß übersetzt sowie der hier vorherrschenden Formatierung angepasst.

Der Ansatz zur Abbildung des Stoßverlustes basiert auf Gleichung 3-14 [2]. Die Formulierung der Stoßgeschwindigkeit  $w_s$  ist dabei von entscheidender Bedeutung. Die Stoßgeschwindigkeit kann in die zwei Anteile  $w_{s,1}$  und  $w_{s,2}$  zerlegt werden. Dazu ist Abbildung 3-19 (Seite 44) zu beachten. Eine Beschreibung des Anteils  $w_{s,1}$  kann C. Pfeleiderer [2] entnommen werden:

$$w_{s,1} = u_{1,m} \left( 1 - \frac{\tilde{Q}}{\tilde{Q}^*} \right).$$

Die Herleitung des Anteils  $w_{s,2}$  kann dem Geschwindigkeitsdreieck aus Abbildung 3-19 (Seite 44) entnommen werden:

$$w_{s,2} = -\frac{\tilde{Q}}{A_1} \tan(\Delta\alpha_1).$$

Nimmt man an, dass  $t_6 \triangleq \varphi_{St}$  kann Gleichung 3-23 mit den beiden Anteilen der Stoßgeschwindigkeit geschrieben werden als:

$$Z_{LN,St} = \frac{\varphi_{St}}{2} (w_{s,1} + w_{s,2})^2 = \frac{t_6}{2} \left( u_{1,m} \left( 1 - \frac{\tilde{Q}}{t_7} \right) - \frac{\tilde{Q}}{A_1} \tan(\Delta\alpha_1) \right)^2.$$

Zusätzlich zu der obigen Gleichung, kann dem Stoßverlust noch ein Borda-Carnot-Stoßverlust ( $Z_{BC}$ ) überlagert werden. Dessen Beschreibung erfordert den Förderstrom, bei welchem es zu keiner Fehlanströmung der Schaufeln kommt  $\tilde{Q}_0$ . Dieser kann unter der Annahme  $w_{s,1} + w_{s,2} = 0$  hergeleitet werden zu:

$$\tilde{Q}_0 = \frac{u_{1,m}}{\frac{u_{1,m}}{t_7} + \frac{\tan(\Delta\alpha_1)}{A_1}}.$$

Die Relativgeschwindigkeit im Laufradeintritt auf der mittleren Meridianstromlinie  $w_{1,m}$  bei  $\tilde{Q}_0$  leitet sich aus dem Geschwindigkeitsdreieck her zu:

$$w_{1,m}(\tilde{Q}_0) = \sqrt{\left( \frac{\tilde{Q}_0}{A_1} \right)^2 + \left( u_{1,m} - \frac{\tilde{Q}_0}{A_1} \tan(\Delta\alpha_1) \right)^2}.$$

---

Für den Borda-Carnot-Verlust kann  $Z_{\text{BC}} \propto w_{1,m}(\tilde{Q}_0)^2$  angenommen werden. Berücksichtigt man dabei den Tuningfaktor  $t_8$  und setzt  $\tilde{Q}_0$  ein ergibt sich der Borda-Carnot-Verlust zu:

$$Z_{\text{BC}} = t_8 \left( \left( \frac{u_{1,m}}{\frac{u_{1,m}A_1}{t_7} + \tan(\Delta\alpha_1)} \right)^2 + \left( u_{1,m} - \frac{u_{1,m} \tan(\Delta\alpha_1)}{\frac{u_{1,m}A_1}{t_7} + \tan(\Delta\alpha_1)} \right)^2 \right).$$

## Anhang J

### Identifizierte Tuningparameter

In der nachfolgenden Tabelle sind die Tuningparameter von PO001, PO002 und der Testpumpe zur Parametrierung der physikalischen Modelle dargestellt.

<b>Tuningparameter</b>	<b>PO001</b>	<b>PO002</b>	<b>Testpumpe</b>
$t_0$	0,020906	0,026532	0,058047
$t_1$	87,979940	67,50000	91,0802
$t_2$	0,000319	0,000983	0,000860
$t_3$	7,100338	6,805002	6,4925
$t_4$	0,194604	0,340084	0,11263
$t_5$	0,258530	0,240243	0,50293
$t_6$	0,595542	0,699487	0,5977
$t_7$	0,027020	0,036719	0,022337
$t_8$	0,084072	0,009711	0,014213
$t_9$	$6,873 \times 10^{-6}$	$3,097 \times 10^{-6}$	$6,053 \times 10^{-6}$
$t_{10}$	0,004666	0,003368	0,004976
$t_{11}$	98,997468	124,300049	95,5968
$t_{12}$	-5,000000	-34,984412	-4,9997

---

## Anhang K

### Herleitung der Reibungsleistung auf Basis des äquivalenten Formkoeffizienten

Die Herleitung entstammt unserer Veröffentlichung [47] und wurde nachfolgend übersetzt.

Zur Herleitung des äquivalenten Formkoeffizienten  $a_{\text{aeq}}$  wird die Reibungsleistung auf Basis der Formkoeffizientenmethode in der Form

$$P_R = a_{10}(\vartheta_0 - \vartheta_M) + a_{12}(\vartheta_2 - \vartheta_M) + a_{30}(\vartheta_0 - \vartheta_M)$$

dargestellt. Setzt man für die Gleitflächentemperatur  $\vartheta_0$  Gleichung 4-6 ein erhält man:

$$P_R = a_{10}((a_0 + 1)\vartheta_2 - a_0\vartheta_M - \vartheta_M) + a_{12}(\vartheta_2 - \vartheta_M) + a_{30}((a_0 + 1)\vartheta_2 - a_0\vartheta_M - \vartheta_M).$$

Nun sind nur die Temperaturen  $\vartheta_2$  und  $\vartheta_M$  vorhanden. Durch weiteres Zusammenfassen erhält man die Gleichung in ihrer finalen Form:

$$P_R = a_{10}((a_0 + 1)\vartheta_2 - (a_0 + 1)\vartheta_M) + a_{12}(\vartheta_2 - \vartheta_M) + a_{30}((a_0 + 1)\vartheta_2 - (a_0 + 1)\vartheta_M)$$

$$P_R = a_{10}(a_0 + 1)(\vartheta_2 - \vartheta_M) + a_{12}(\vartheta_2 - \vartheta_M) + a_{30}(a_0 + 1)(\vartheta_2 - \vartheta_M)$$

$$P_R = (a_{10}(a_0 + 1) + a_{12} + a_{30}(a_0 + 1)) (\vartheta_2 - \vartheta_M)$$

$$P_R = ((a_{10} + a_{30})(a_0 + 1) + a_{12})(\vartheta_2 - \vartheta_M): a_{\text{aeq}} = (a_{10} + a_{30})(a_0 + 1) + a_{12}.$$

## Anhang L

### Approximationsfunktionen und deren Parameter zur Softsensorik für die Bestimmung der Reibungsleistung der Gleitringdichtung

Nachfolgende Gleichungen approximieren die Mediumparameter von Wasser in Abhängigkeit der Mediumtemperatur.

$$Pr(\vartheta) = \frac{50000}{\vartheta^2 + 155\vartheta + 3700} \quad \vartheta \in \{0^\circ\text{C}; 90^\circ\text{C}\} \text{ [99]}$$

$$\rho(\vartheta) = -3,8 \times 10^{-3}\vartheta^2 - 0,0536\vartheta + 1000,4$$

$$c_v(\vartheta) = 1000(-10,13 \times 10^{-8}\vartheta^3 + 11,24 \times 10^{-5}\vartheta^2 - 405,1 \times 10^{-4}\vartheta + 8,945)$$

$$\eta(\vartheta) = (-441,3 \ln(\vartheta) + 2291) \times 10^{-6}$$

In der nachfolgenden Tabelle sind die Parameter der Approximationsfunktion zur Berechnung von  $A_{\text{aeq}}$  aufgelistet

	POG01	POG02	POG03	POG04
c	$1,1 \times 10^{-4}$	$5,0 \times 10^{-4}$	$2,0 \times 10^{-3}$	$7,8 \times 10^{-5}$
m	1,019	0,899	0,815	1,025
h	1/3			
b	0,25			

## Anhang M

### Zeitdiskreten Komponenten des Zustandsvektors und Matrizen des EKF zur Bestimmung der Reibungsleistung der Gleitringdichtung

Nachfolgend sind die zeitdiskreten Komponenten des vorhergesagten Zustandsvektors  $\hat{x}((k+1)T_s)$  dargestellt.

$$K_1 = \mu c_v \left(\frac{1}{v}\right)^m D_{GR}^{m+1} c P r^h \left(\frac{Pr}{Pr_W}\right)^b$$

$$\vartheta_2((k+1)T_s) = \exp\left(-\frac{T_s K_1 c_\varphi (kT_s)^m}{C_2}\right) \vartheta_2(kT_s) + \left(1 - \exp\left(-\frac{T_s K_1 c_\varphi (kT_s)^m}{C_2}\right)\right) \vartheta_M(kT_s)$$

$$+ \left(1 - \exp\left(-\frac{T_s K_1 c_\varphi (kT_s)^m}{C_2}\right)\right) \frac{P_R(kT_s)}{K_1 c_\varphi (kT_s)^m}$$

$$\vartheta_M((k+1)T_s) = \vartheta_M(kT_s)$$

$$\omega((k+1)T_s) = \omega(kT_s) + \dot{\omega}(kT_s)T_s$$

$$p_{Sp}((k+1)T_s) = p_{Sp}(kT_s) + \dot{p}(kT_s)T_s$$

$$\dot{\omega}((k+1)T_s) = \dot{\omega}(kT_s)$$

$$\dot{p}((k+1)T_s) = 0$$

$$c_\varphi((k+1)T_s) = c_\varphi(kT_s) \exp\left(-\frac{4v}{D_{GR}^2} T_s\right)$$

$$f((k+1)T_s) = f(kT_s)$$

$$P_R((k+1)T_s) = P_R(kT_s) + T_s \pi d_m A_{Sp} f(kT_s) ((\Delta p k_s + p_f) \dot{\omega}(kT_s) + \omega(kT_s) \dot{p}(kT_s))$$

Nachfolgend sind die Matrizen der EKF-Gleichungen mit Ausnahme der Jakobimatrizen dargestellt.

$$\underline{G_d} = \begin{bmatrix} -\frac{1}{C_2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

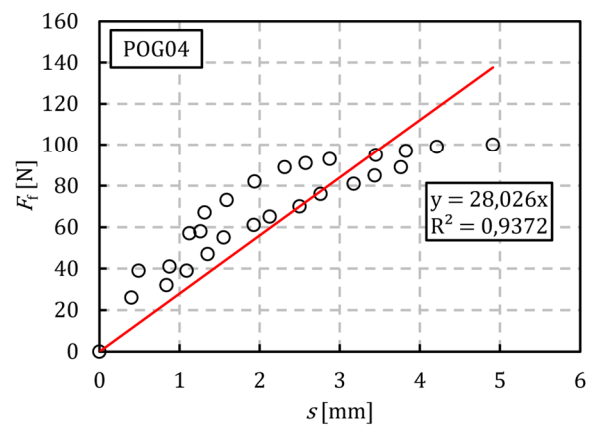
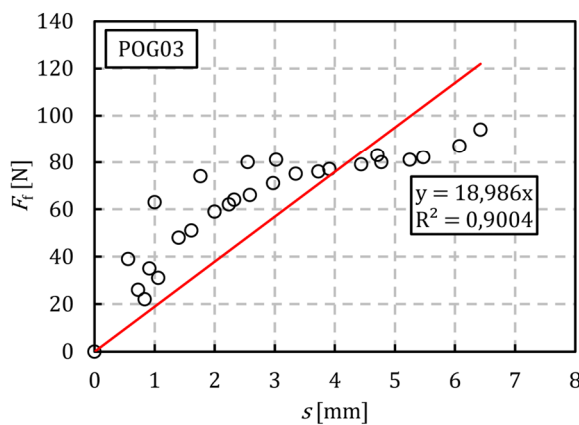
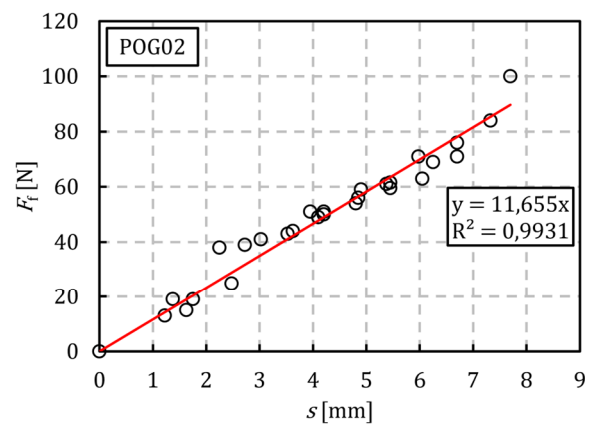
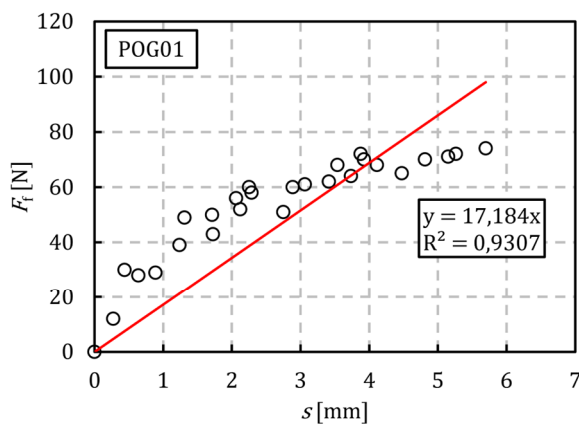
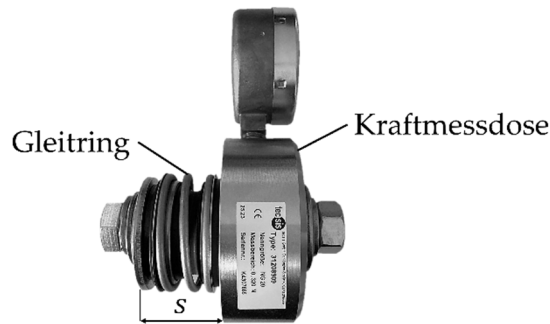
$$\underline{R_d} = \begin{bmatrix} 1 \times 10^{-3} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 \times 10^{-3} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0,1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \times 10^{-3} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0,1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \times 10^{-3} \end{bmatrix}$$

$$\underline{Q_d} = \begin{bmatrix} 1 \times 10^{-7} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 \times 10^{-3} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 10 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0,1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 5 \times 10^{-3} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

# Anhang N





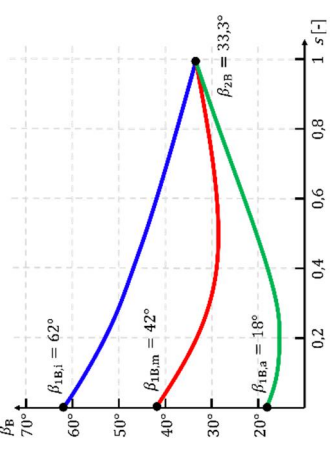
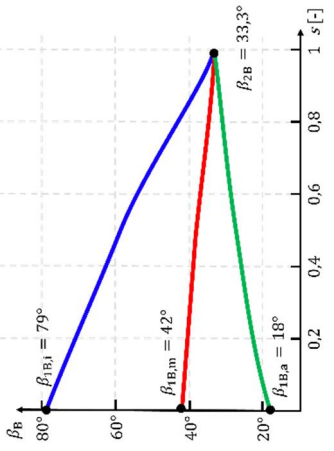
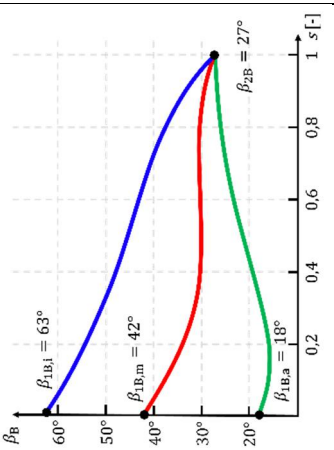
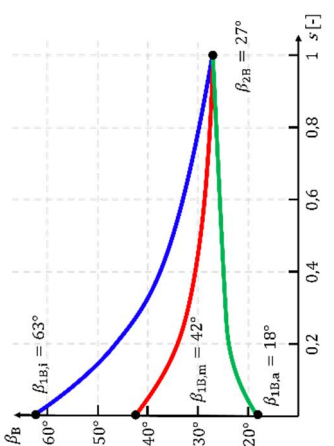
## Messung der Federsteifigkeiten der Gleitringe

In der unten gezeigten Abbildung ist der Messaufbau zur Identifikation der Federsteifigkeit  $c_f$  dargestellt. Gemessen wurden die Vorspannung des Gleitringes  $s$  und die Vorspannkraft der Feder  $F_f$  durch eine Kraftmessdose. In den unteren Graphen sind die Ergebnisse dargestellt. Es gilt  $y \triangleq c_f$  [N/mm].

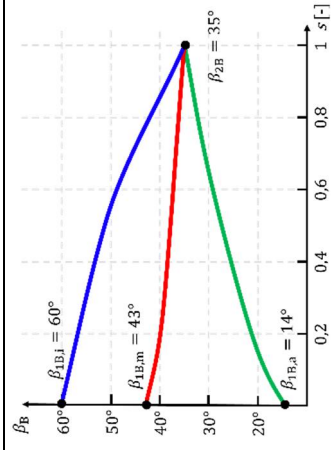


# Anhang O

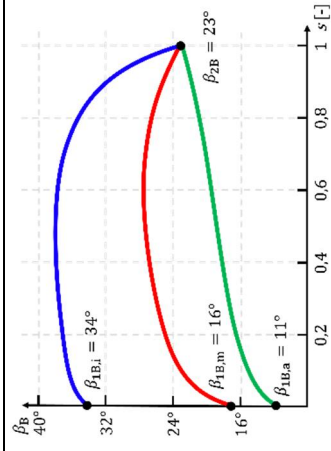
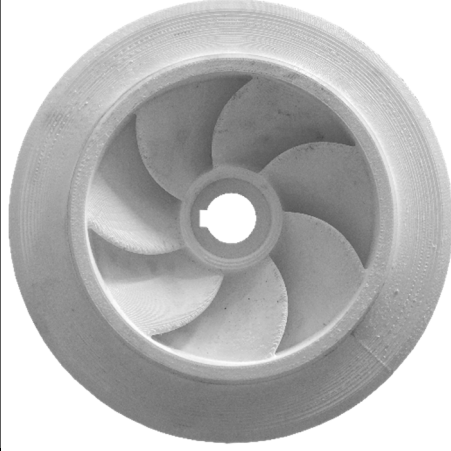
## Designvarianten der individuellen Laufräder

PO001-V1	PO001-V2	PO001-V3	PO001-V4
			
			

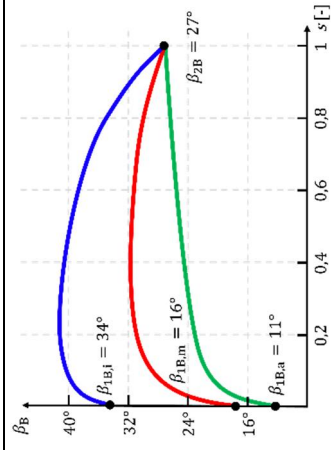
PO001-V5



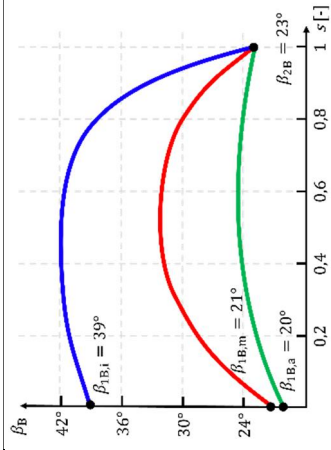
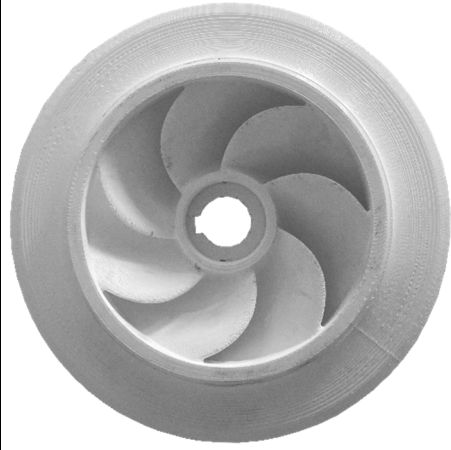
PO001-V6



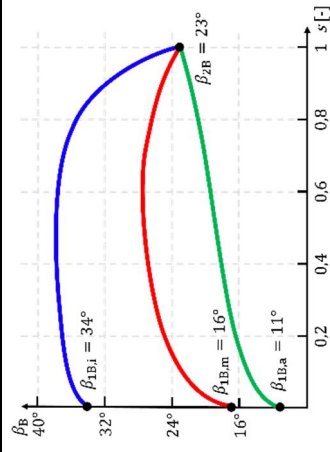
PO001-V7



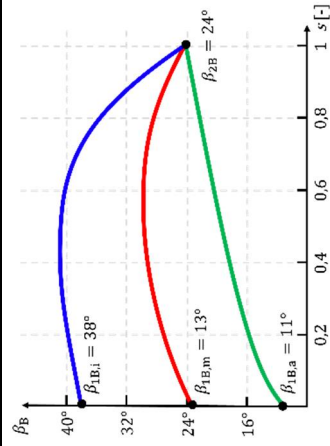
PO001-V8



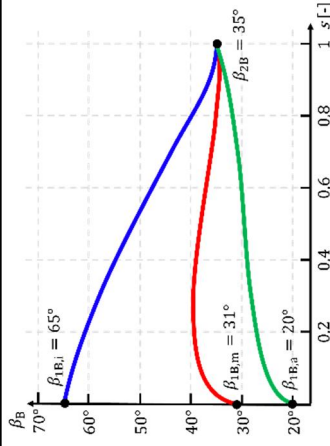
PO001-V9



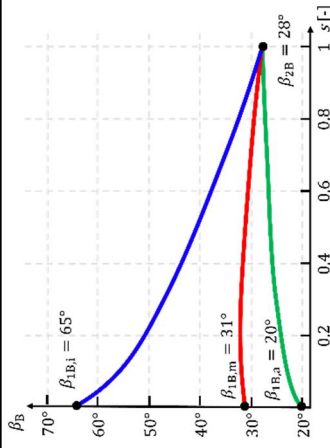
PO001-V10



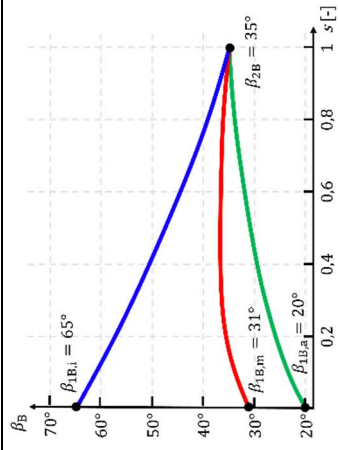
PO002-V1



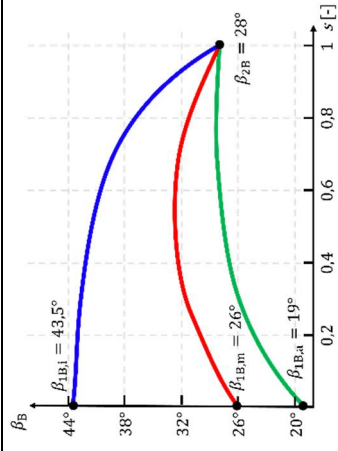
PO002-V2



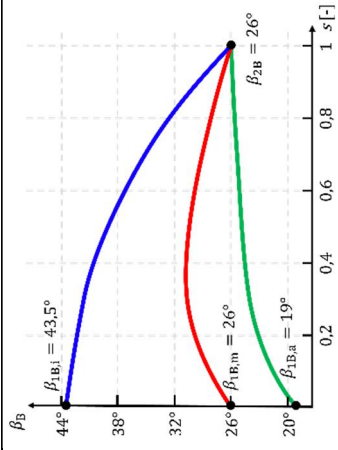
PO002-V3



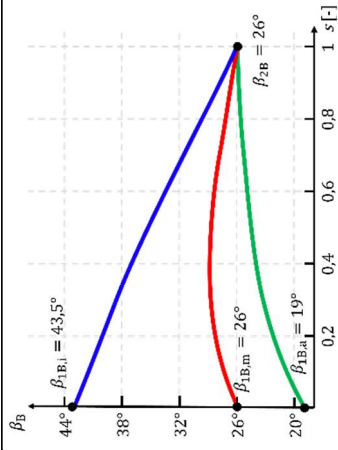
PO002-V4



PO002-V5



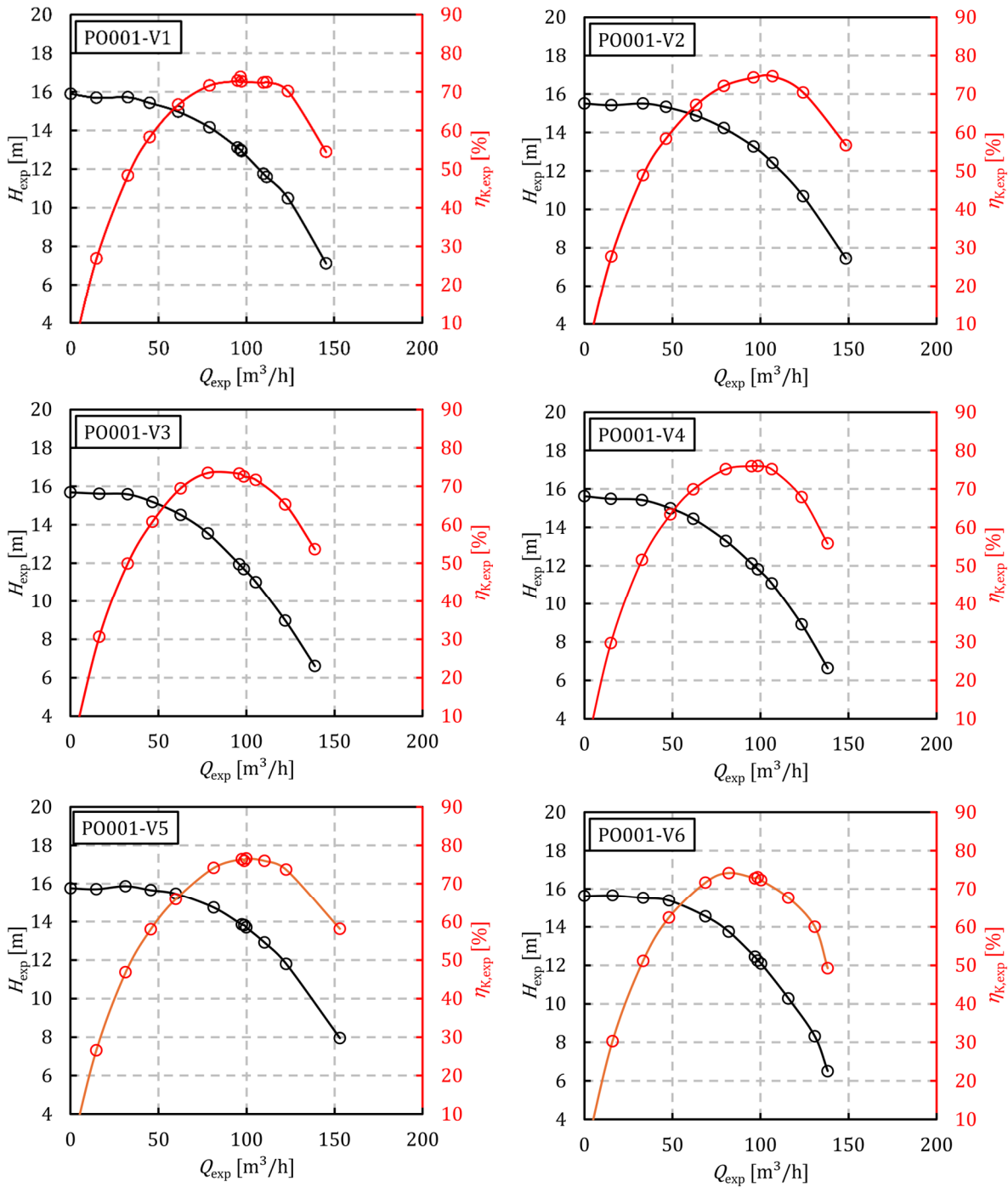
PO002-V6

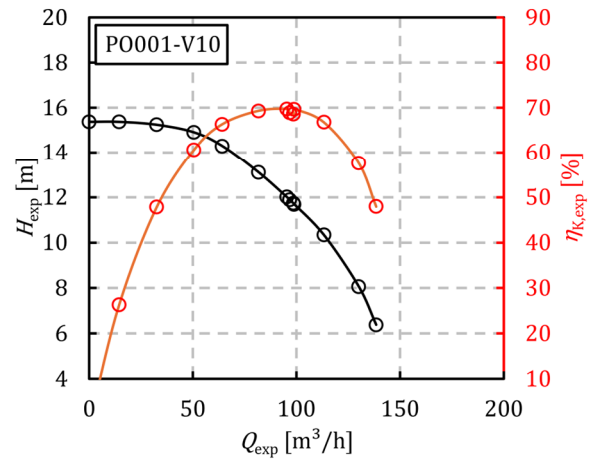
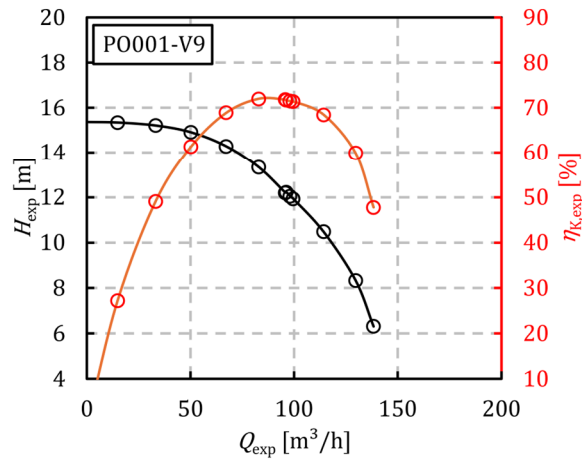
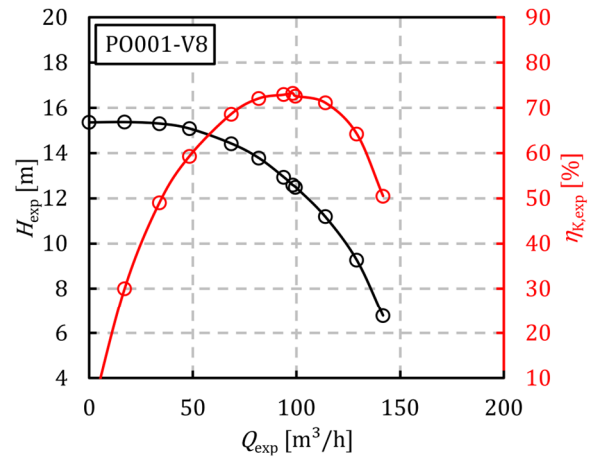
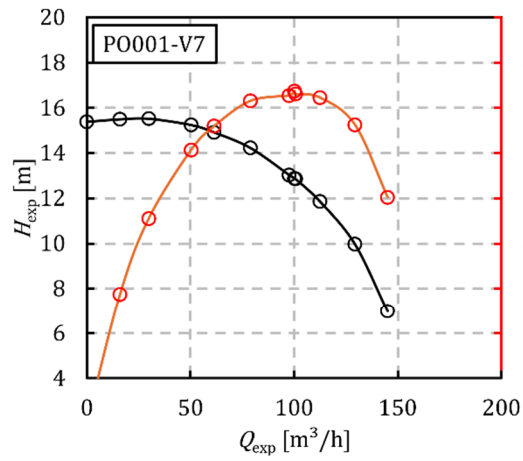


## Anhang P

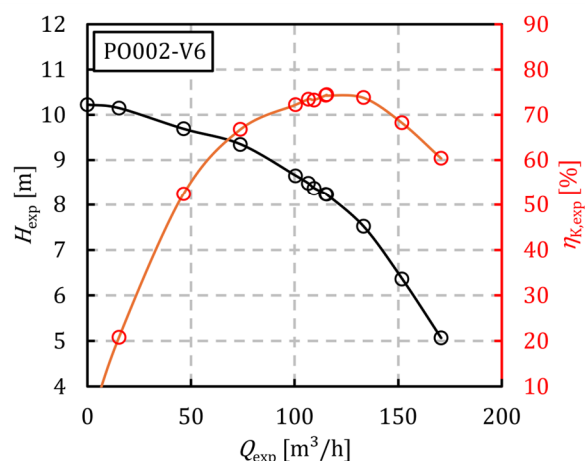
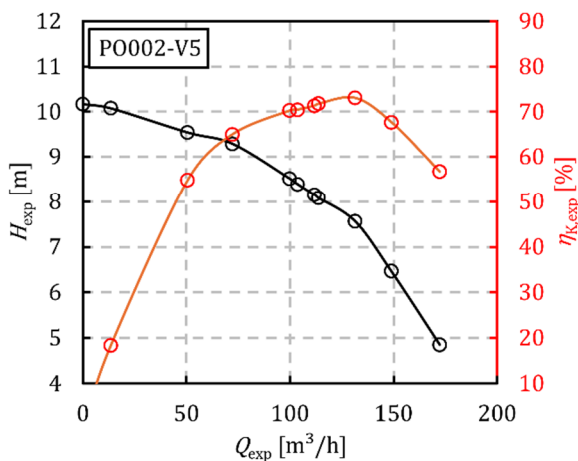
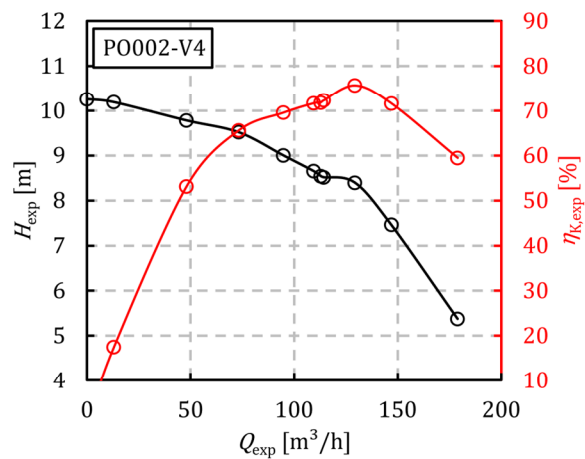
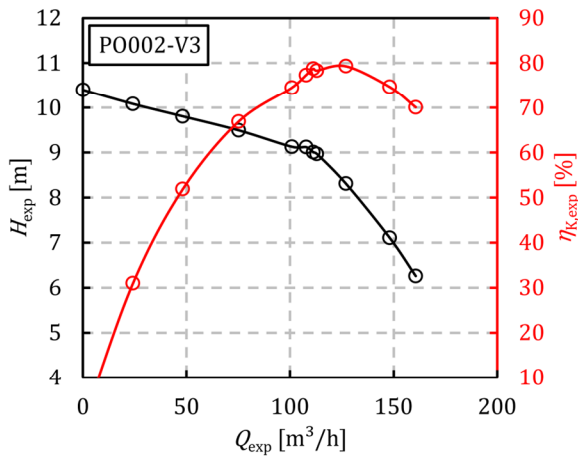
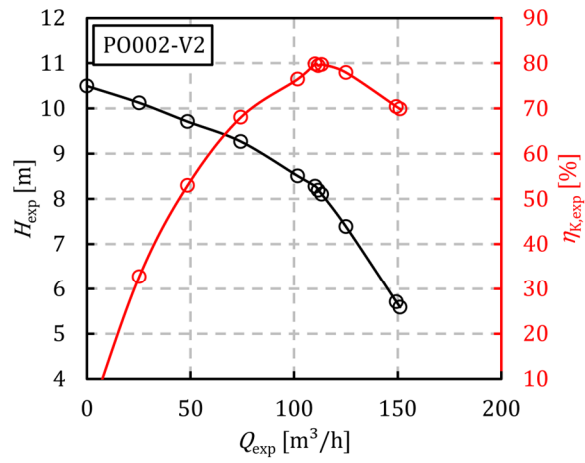
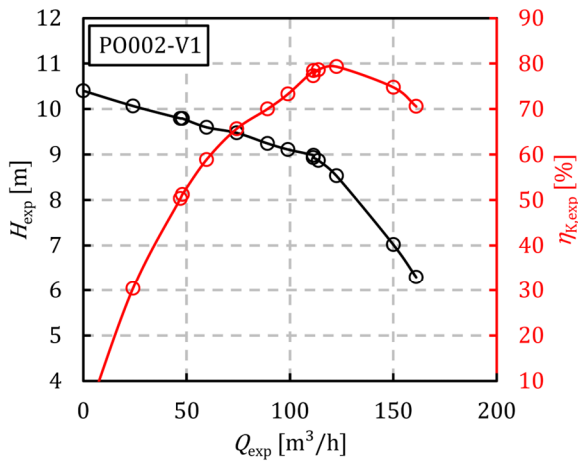
### Kennlinien der individuellen Laufräder

Die nachfolgenden Abbildungen zeigen die Kennlinien der Förderhöhe und des Kupplungswirkungsgrades der individuellen Laufräder mit den variierenden Designvarianten von PO001.



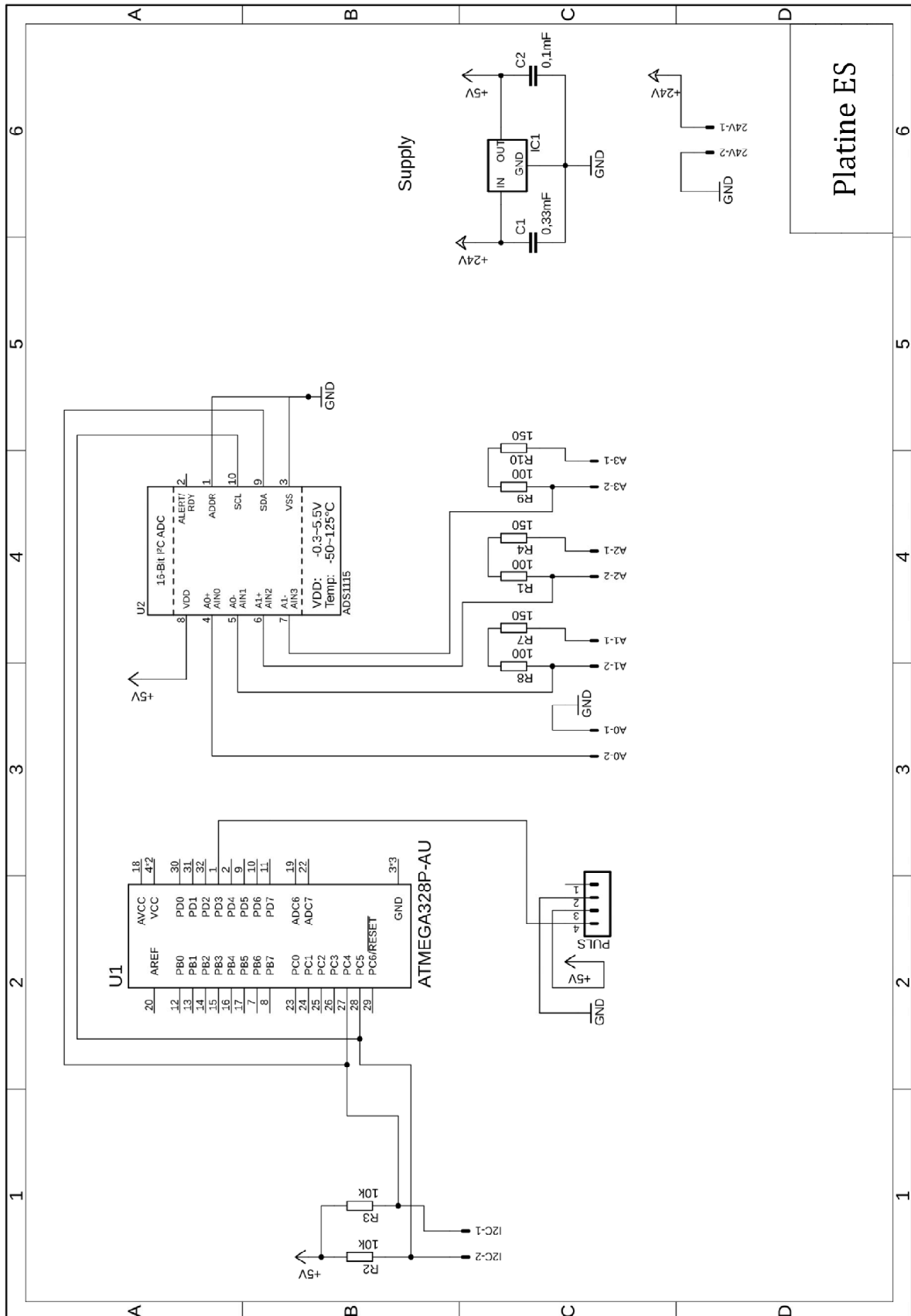


Die nachfolgenden Abbildungen zeigen die Kennlinien der Förderhöhe und des Kupplungswirkungsgrades der individuellen Laufräder mit den variierenden Designvarianten von PO002.



# Anhang Q

## Platine des eingebetteten Sensorsystems



## Anhang R

### Materialkosten des eingebetteten Systems

In der nachfolgenden Tabelle sind die Materialkosten für die Platine des eingebetteten Sensorsystems dargestellt.

Bauteil	Kosten
ATMEGA328P-AU Entwicklungsboard	4,10 €
ADS1115 ADC Board	3,19 €
Ohmsche Widerstände	2,93 €
L7805CV Spannungsregler	0,44 €
Kondensatoren	0,45 €
Klemmenblöcke	2,95 €
Buchsenleisten	1,66 €
Lochrasterplatine	3,99 €
<b>Summe</b>	<b>19,71 €</b>

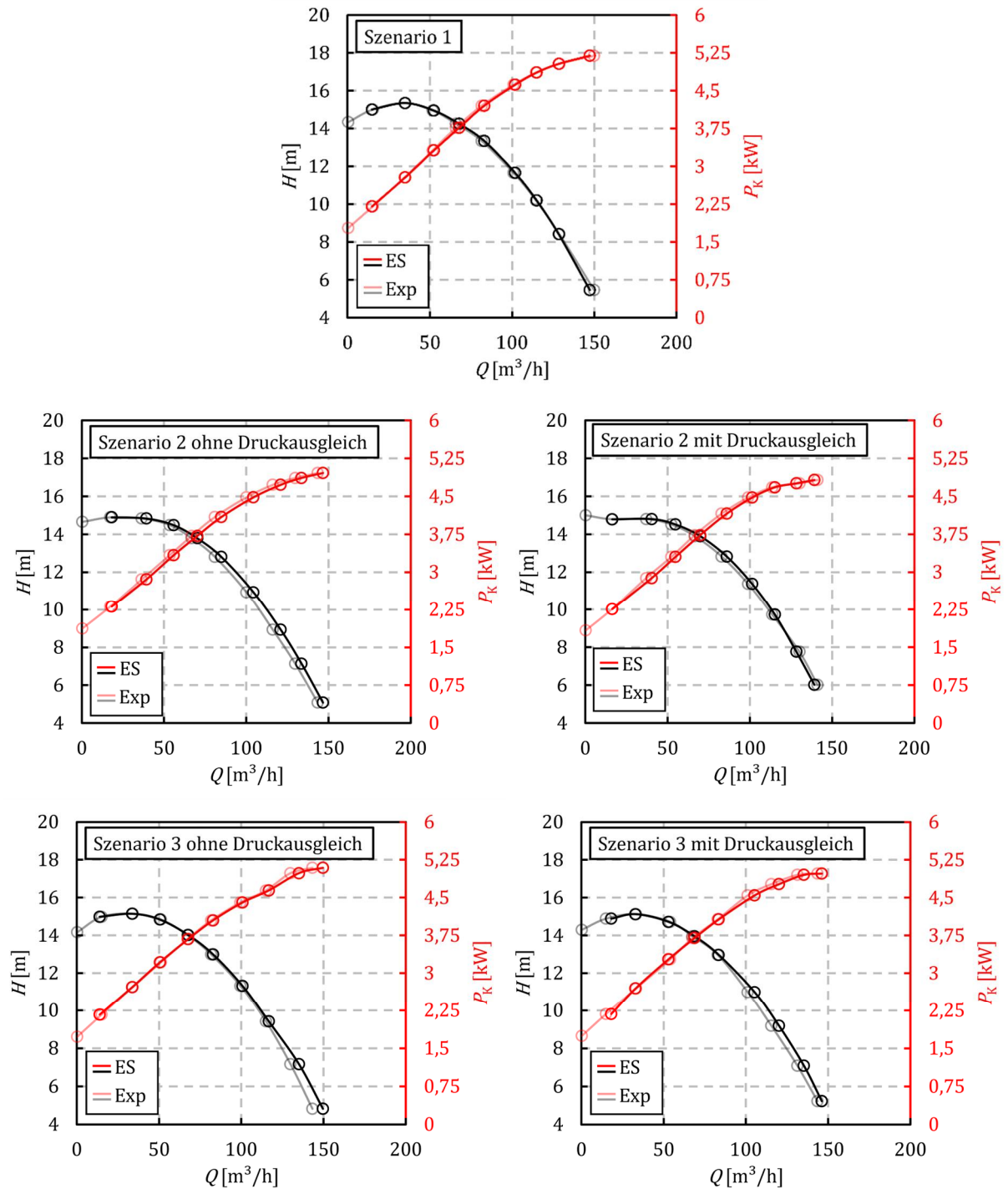
In der nachfolgenden Tabelle sind die Kosten für die Sensoren des eingebetteten Sensorsystems dargestellt.

Bauteil	Kosten
PT1000 + Temperatursensormodul für $\vartheta_2$	51,05 €
PT1000 für $\vartheta_M$	173,00 €
Hall-Sensor	1,10 €
Drucksensoren für $\Delta p_P$	361,20 €
<b>Summe</b>	<b>586,35 €</b>

# Anhang S

## Kennlinienvergleich eingebettetes System

In den unteren Abbildungen sind die Kennlinien, identifiziert durch die Messtechnik im Prüfstand (Exp) und durch das eingebettete System (ES) dargestellt.





## Eidesstattliche Erklärung

„Ich erkläre: Ich habe die vorgelegte Dissertation selbstständig und ohne unerlaubte fremde Hilfe und nur mit den Hilfen angefertigt, die ich in der Dissertation angegeben habe. Alle Textstellen, die wörtlich oder sinngemäß aus veröffentlichten Schriften entnommen sind, und alle Angaben, die auf mündlichen Auskünften beruhen, sind als solche kenntlich gemacht. Ich stimme einer evtl. Überprüfung meiner Dissertation durch eine Antiplagiat-Software zu. Bei den von mir durchgeführten und in der Dissertation erwähnten Untersuchungen habe ich die Grundsätze guter wissenschaftlicher Praxis, wie sie in der entsprechenden Satzung der federführenden Hochschule niedergelegt sind und die mir ausgehändigt wurde, eingehalten.“<sup>1</sup>

Herborn im Februar 2025

Nils Reeh

---

<sup>1</sup> Die Erklärung wurde nach § 16 Abs. 2 der Promotionsordnung des Promotionszentrums für Ingenieurwissenschaften am Forschungscampus Mittelhessen vom 01.01.2018 der Justus-Liebig-Universität Gießen, der Phillips-Universität Marburg und der Technischen Hochschule Mittelhessen zitiert.