

Reihe 17

Biotechnik/  
Medizintechnik

Nr. 298

Dipl.-Ing. Sebastian Pech,  
Daube

## Nicht-okklusive Schlauchpumpe zum schonenden Transport von sensiblen Medien



Technische Universität Dresden  
Institut für Feinwerktechnik  
und Elektronik-Design  
Institutsdirektor Prof. Dr.-Ing. habil. Jens Lienig

ifte



Technische Universität Dresden

# **Nicht-okklusive Schlauchpumpe zum schonenden Transport von sensiblen Medien**

**Sebastian Pech**

der Fakultät Elektrotechnik und Informationstechnik der  
Technischen Universität Dresden

zur Erlangung des akademischen Grades eines

**Doktor-Ingenieurs**  
(Dr.-Ing.)

vorgelegte Dissertation

Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. habil. Hagen Malberg

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. habil. Jens Lienig  
Prof. Dr.-Ing. Jürgen Legler

Beisitzer: Prof. Dr.-Ing. Andreas Richter

Tag der Einreichung: 28.01.2020

Tag der Verteidigung: 13.07.2020



# Fortschritt-Berichte VDI

Reihe 17

Biotechnik/  
Medizintechnik

Dipl.-Ing. Sebastian Pech,  
Daube

Nr. 298

## Nicht-okklusive Schlauchpumpe zum schonenden Transport von sensiblen Medien



Technische Universität Dresden  
Institut für Feinwerktechnik  
und Elektronik-Design  
Institutsdirektor Prof. Dr.-Ing. habil. Jens Lienig

**ifte**

Pech, Sebastian

## **Nicht-okklusive Schlauchpumpe zum schonenden Transport von sensiblen Medien**

Fortschr.-Ber. VDI Reihe 17 Nr. 298. Düsseldorf: VDI Verlag 2020.

160 Seiten, 105 Bilder, 7 Tabellen.

ISBN 978-3-18-329817-4, ISSN 0178-9600,

€ 57,00/VDI-Mitgliederpreis € 51,30.

**Für die Dokumentation:** Schlauchpumpe – Blutpumpe – Hämolyse – extrakorporaler Blutkreislauf – Oszillation – Schwingankerantrieb – Teilkloklusion – Pulsquelle – Durchflussresistor – elektrisch-hydraulische Analogie

Diese Arbeit beschäftigt sich mit dem Entwurf eines neuartigen Pumpprinzips auf Basis einer Schlauchpumpe, welches die Förderleistung ohne vollständige Schlauchokklusion (Schlauchquetschung) erzeugt. Dadurch wird die mechanische Belastung des Fluids reduziert und somit, beispielsweise bei der Anwendung als Blutpumpe, eine verringerte Blutschädigung erreicht. Eine umlaufende exzentrische Oszillation stimuliert den Pumpenschlauch periodisch, sodass es im Schlauchinneren zu einer Volumenverdrängung und der Ausbreitung einer Pulsquelle kommt. Die aufgebaute Modellierung besteht aus einem hydraulischen Modell des Pumpprinzips, einem FEM-Modell (Finite-Elemente-Methode) und einer Mehrkörpersimulation des Schwingankerantriebs. Die Verifizierung der Simulationsmodelle erfolgt mit Hilfe eines aufgebauten Funktionsmodells anhand von Pumpenkennlinien. In einem Experiment mit Schweineblut wird gezeigt, dass das nicht-okklusive Pumpprinzip 55 % weniger Blutschädigung in Form von Hämolyse verursacht als eine vergleichbare, konventionelle Rollenpumpe.

### **Bibliographische Information der Deutschen Bibliothek**

Die Deutsche Bibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliographie; detaillierte bibliographische Daten sind im Internet unter [www.dnb.de](http://www.dnb.de) abrufbar.

### **Bibliographic information published by the Deutsche Bibliothek**

(German National Library)

The Deutsche Bibliothek lists this publication in the Deutsche Nationalbibliographie (German National Bibliography); detailed bibliographic data is available via Internet at [www.dnb.de](http://www.dnb.de).

© VDI Verlag GmbH · Düsseldorf 2020

Alle Rechte, auch das des auszugsweisen Nachdruckes, der auszugsweisen oder vollständigen Wiedergabe (Fotokopie, Mikrokopie), der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen, im Internet und das der Übersetzung, vorbehalten.

Als Manuskript gedruckt. Printed in Germany.

ISSN 0178-9600

ISBN 978-3-18-329817-4

## Vorwort

Die vorliegende Arbeit ist während meiner Tätigkeit am Institut für Feinwerktechnik und Elektronik-Design (IFTE) der Fakultät für Elektrotechnik und Informationstechnik der Technischen Universität Dresden entstanden und fasst die Inhalte meiner wissenschaftlichen Arbeit auf dem Gebiet der Schlauchpumpen zusammen.

Zuerst möchte ich Herrn Professor Dr.-Ing. habil. Jens Lienig für die Betreuung meiner Promotion und die Möglichkeit, meine Arbeit am IFTE durchzuführen, danken. Außerdem danke ich Herrn Professor Dr.-Ing. Jürgen Legler von der Jade Hochschule Wilhelmshaven herzlich für das Verfassen des Zweitgutachtens. Mein besonderer Dank gilt Herrn Professor em. Dr.-Ing. habil. Dr. h.c. Werner Krause vom IFTE für sein Engagement, mein Manuskript in Bezug auf Rechtschreibung, Grammatik und Ausdruck zu korrigieren. Außerdem danke ich Herrn Professor Dr.-Ing. habil. Hagen Malberg vom Institut für Biomedizinische Technik für die Übernahme des Vorsitzes und Herrn Professor Dr.-Ing. Andreas Richter für den Beisitz meines Promotionsverfahrens.

Weiterer Dank gilt dem Europäischen Sozialfonds (ESF) und dem Freistaat Sachsen für die Vergabe und den freundlichen Mitarbeitern des European Project Center für die Verwaltung meines ESF-Promotionsstipendiums. Außerdem danke ich der Technischen Universität Dresden für die Vergabe eines Überbrückungsstipendiums.

Ein herzlicher Dank gebührt meinem ehemaligen Kollegen vom IFTE Herrn PD Dr.-Ing. Thomas Nagel, welcher mich zusammen mit Frau Dr.-Ing. Christine Thiele vom Institut für Biomedizinische Technik auf mein späteres Arbeitsgebiet der alternativen Pumpprinzipie aufmerksam gemacht hat. Des Weiteren danke ich Frau Susanne Kromnik vom Institut für Biomedizinische Technik, welche mir zusammen mit Frau Dr.-Ing. Thiele die Blutschädigungsuntersuchung ermöglicht hat.

Das freundliche Personal der Präzisionswerkstatt stand mir bei der praktischen Umsetzung meiner Konstruktionen stets hilfreich zur Seite. Dafür möchte ich mich besonders bei Michael Löper und Uwe Bressel bedanken, von denen ich sehr viel gelernt habe.

Die Arbeit an meinem Promotionsthema war mit einer bergigen Wanderung zu vergleichen, in der es hinter jedem Gipfel etwas Neues zu erkunden gab. Auf meinem Weg durch das Promotionsgebirge hatte ich täglich liebe Menschen um mich herum, die mich in den Tälern motiviert haben, die nächsten Anstiege zu erklimmen, mit denen ich aber vor allem die schönen Aussichten von den Gipfeln genießen konnte. Deshalb möchte ich als erstes meinem Kollegen, fachlichem Mentor und Bergführer im Promotionsgebirge Dr.-Ing. René Richter für die vielen fach-

lichen Diskussionen über die Funktionsweise des Pumpprinzips und die finanzielle Unterstützung danken. Außerdem gehörten Dr.-Ing. Annekathrin Päßler, Richard Günter, Iris Bönisch, Dr.-Ing. Jens Schirmer und nicht zuletzt Ariane Franze zu meinen treuen Wegbegleitern. Dafür danke ich euch sehr. In den Wanderpausen hatte ich stets meine Kommilitonen Martin Schubert, Steve Bigalke, Lukas Lorenz und Tim Hälsig um mich. Es war immer schön, während der Mittagsrunde im genau getaktetem zeitlichen Rahmen mit euch über den Klatsch und Tratsch des Campuslebens zu diskutieren.

Während meiner wissenschaftlichen Arbeit fand ich auch unter meinen Studenten viel Unterstützung. Dabei möchte ich mich besonders bei meinem Diplomanden Heiko Rathmann bedanken. Während des einen oder anderen Kaffees haben wir die Phänomene der Pulswellenausbreitung in ihrer natürlichen Lebensumgebung erörtert und konnten dabei so manches Problem mit einer Spritze und einer Kulifeder lösen.

Ein besonderer Dank gilt meiner Freundin, die mir stets zum richtigen Zeitpunkt Denkanstöße gegeben hat, welche mich sowohl fachlich als auch zwischenmenschlich voran gebracht haben.

Für Ablenkung am Wochenende, immer leckere Mahlzeiten und Ausarbeitung auf dem Lande danke ich meinen Eltern, meiner Schwester mit ihrem Mann und besonders meinen Neffen Elias und Luis. Mit euch beiden kann man wunderbar rumtoben.



# Inhaltsverzeichnis

<b>Symbolverzeichnis</b>	<b>VIII</b>
<b>Abkürzungsverzeichnis</b>	<b>XV</b>
<b>Kurzfassung</b>	<b>XVI</b>
<b>Abstract</b>	<b>XVII</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
<b>2 Stand der Technik</b>	<b>3</b>
2.1 Klassifizierung von Pumpen	3
2.1.1 Hydrodynamische Pumpen	3
2.1.2 Hydrostatische Pumpen	4
2.2 Schlauchpumpen	6
2.2.1 Aufbau und Funktionsweise	6
2.2.2 Okklusion	7
2.2.3 Besondere Merkmale	8
2.2.4 Anwendungsgebiete	9
2.3 Blutpumpen	10
2.3.1 Typische Anwendungsgebiete	10
2.3.2 Bluteigenschaften	12
2.3.3 Blutschädigungsmechanismen	14
2.3.4 Spezielle Anforderungen an Blutpumpen	16
2.3.5 Herkömmliche Blutpumpen	16
2.4 Alternative Schlauchpumpprinzipie	18
2.4.1 Impedanzpumpe	19
2.4.2 Druschke-Pumpe	20
2.5 Zusammenfassung	22
<b>3 Präzisierung der Aufgabenstellung</b>	<b>24</b>
<b>4 Entwicklung eines Lösungsansatzes</b>	<b>26</b>
4.1 Funktionsstruktur	26
4.2 Lösungsansatz	27
4.2.1 Pumpprinzip	27
4.2.2 Oszillationserregung	32
4.3 Zusammenfassung	34

<b>5</b>	<b>Theoretische Betrachtungen zum Pumpprinzip</b>	<b>36</b>
5.1	Theoretische Vorbetrachtungen .....	36
5.1.1	Pumpeneinheit .....	36
5.1.2	Pumpmedium .....	37
5.1.3	Schlaucheigenschaften .....	38
5.2	Elektrisches Ersatzschaltbild .....	47
5.2.1	Beschreibung der elektrisch-hydraulischen Analogie .....	47
5.2.2	Elektrisches Ersatzschaltbild der Pumpe .....	48
5.2.3	Charakteristische Druck-Volumenstrom-Kennlinie .....	49
5.3	Durch Teilokklusion theoretisch erzeugter Volumenstrom $Q_{\text{disp}}$ .....	51
5.4	Bestimmung geometrischer Parameter zur Auslegung der Pumpeneinheit .....	53
5.5	Aufbau der hydraulischen Modellierung des Pumpprinzips .....	56
5.5.1	Volumenverdrängung .....	58
5.5.2	Rückfluss .....	58
5.5.3	Resistor .....	59
5.5.4	Randbedingungen .....	62
5.6	Grundsätzliches Verhalten des hydraulischen Modells .....	62
5.6.1	Volumenstrom .....	63
5.6.2	Resistor .....	63
5.6.3	Druck-Volumenstrom-Kennlinie .....	65
5.7	Zusammenfassung .....	66
<b>6</b>	<b>Entwurf eines Aktors zum Betreiben der Pumpe</b>	<b>68</b>
6.1	Gesamtsystem .....	69
6.2	Antriebseinheit .....	69
6.2.1	Elektromechanischer Wandler .....	69
6.2.2	Ansteuerung .....	70
6.2.3	FEM-Simulation .....	71
6.3	Kopplung .....	75
6.4	Pumpeneinheit .....	77
6.4.1	Schlauchwiderlager und Koppelglied .....	77
6.4.2	Resistor .....	78
6.5	Mehrkörpersimulation .....	79
6.5.1	Aufbau des MKS-Modells .....	79
6.5.2	Mechanische Last .....	81
6.5.3	Schwingungsverhalten des Schwingankerantriebs .....	83
6.5.4	Auslegung des Schwingankerantriebs .....	84
6.5.5	Ergebnisse .....	85
6.6	Zusammenfassung .....	88

<b>7</b>	<b>Experimentelle Untersuchungen</b>	<b>90</b>
7.1	Verifizierung Mehrkörpersimulation .....	90
7.1.1	Lastkraft .....	90
7.1.2	Messung der Trajektorie .....	92
7.1.3	Frequenzverhalten .....	94
7.2	Verifizierung hydraulisches Modell.....	96
7.2.1	Genereller Messaufbau.....	97
7.2.2	Transientes Modellverhalten.....	98
7.2.3	Druck-Volumenstrom-Kennlinie .....	101
7.2.4	Fluss bei hydraulischem Kurzschluss $Q_{\max}$ .....	103
7.2.5	Frequenzverhalten des Resistors .....	104
7.3	Pulswelle .....	106
7.4	Kennlinienfeld der nicht-okklusiven Schlauchpumpe .....	109
7.5	Betriebsarten .....	109
7.5.1	Kontinuierlicher Betrieb.....	110
7.5.2	Pulsatiler Betrieb.....	111
7.6	Untersuchung der Blutschädigung .....	112
7.6.1	Versuchsaufbau .....	112
7.6.2	Versuchsdurchführung .....	114
7.6.3	Messung der Hämolyse .....	114
7.6.4	Ergebnisse .....	115
7.7	Zusammenfassung.....	118
<b>8</b>	<b>Richtlinien für den Entwurf einer nicht-okklusiven Schlauchpumpe</b>	<b>120</b>
<b>9</b>	<b>Gesamtzusammenfassung und Ausblick</b>	<b>122</b>
9.1	Gesamtzusammenfassung .....	122
9.2	Ausblick .....	125
	<b>Glossar</b>	<b>128</b>
	<b>Anhang A: Herleitung der Schlauchquerschnittsfläche</b>	<b>129</b>
	<b>Anhang B: Herleitung Volumenstrom durch Teilokklusion</b>	<b>131</b>
	<b>Anhang C: Umformung der Schlauchrückstellkräfte</b>	<b>134</b>
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>136</b>

Symbolverzeichnis

Symbol	Benennung	Einheit
$\alpha$	Eingriffswinkel der Schlauchpumpe	Grad
$\dot{\gamma}$	Schergeschwindigkeit	s <sup>-1</sup>
$\delta_Q$	Ungleichförmigkeit des Volumenstromes	%
$\Delta\varphi$	Phasenverschiebung	Grad
$\Delta\varphi_1$	Phasenverschiebung, Pulswelle-Koppelglied	Grad
$\Delta\varphi_2$	Phasenverschiebung, Pulswelle-Resistor	Grad
$\Delta\varphi_3$	Phasenverschiebung, Resistor-Koppelglied	Grad
$\Delta F_{\text{tube}}$	Kraftänderung	N
$\Delta l$	Länge Messstrecke	m
$\Delta l/l_0$	relative Dehnung	%
$\Delta p$	Druckänderung, Druckdifferenz	Pa, mmHg
$\Delta s$	dynamischer Anteil Schlauchquetschung	m, mm
$\Delta t$	Zeitintervall, Zeiteinheit	s
$\Delta V$	Volumenänderung	m <sup>3</sup> , ml
$\Delta x$	dynamische Auslenkung des Koppelgliedes in $x$ -Richtung	m, mm
$\Delta y$	dynamische Auslenkung des Koppelgliedes in $y$ -Richtung	m, mm
$\eta$	dynamische Viskosität	mPa·s
$\eta_{\text{H}_2\text{O}}$	dynamische Viskosität Wasser	mPa·s
$\vartheta$	Temperatur	°C
$\rho$	radiale Auslenkung des Schwingankers	m, mm

$\rho_{\text{H}_2\text{O}}$	Dichte Wasser	kg/m <sup>3</sup>
$\tau$	Scherspannung	Pa
$\varphi$	Umlaufwinkel der Oszillation	Grad
$\omega$	Wanderfeldwinkel	Grad
$a$	Kantenlänge Ersatzrechteck Schlauchverformung, vertikal	m, mm
$A$	Querschnittsfläche, Wirkfläche	m <sup>2</sup> , mm <sup>2</sup>
$A_{\text{tube}}$	Schlauchquerschnittsfläche, innen	m <sup>2</sup> , mm <sup>2</sup>
$A_{\text{tube, min}}$	minimale Schlauchquerschnittsfläche, innen	m <sup>2</sup> , mm <sup>2</sup>
$A_{\text{tube, p}}$	projizierte Schlauchquerschnittsfläche, innen	m <sup>2</sup> , mm <sup>2</sup>
$A_{\text{res}}$	Wirkfläche Resistor	m <sup>2</sup> , mm <sup>2</sup>
$A_{\text{stat}}$	Schlauchquerschnittsfläche, statischer Anteil bei Teil- okklusion	m <sup>2</sup> , mm <sup>2</sup>
$A_{\text{stat, p}}$	projizierte Schlauchquerschnittsfläche, statischer Anteil bei Teilokklusion	m <sup>2</sup> , mm <sup>2</sup>
$b$	Kantenlänge Ersatzrechteck Schlauchverformung, horizontal	m, mm
$C$	Compliance	m <sup>3</sup> /Pa, ml/bar
$C_{\text{el}}$	elektrische Kapazität	F
$C_{\text{hy}}$	hydraulische Kapazität	m <sup>3</sup> /Pa, ml/bar
$C_{\text{i}}$	hydraulische Kapazität, Rückflusselement	m <sup>3</sup> /Pa, ml/bar
$C_{\text{l}}$	hydraulische Kapazität, Schlauch ausgangsseitig	m <sup>3</sup> /Pa, ml/bar
$C_{\text{res}}$	hydraulische Kapazität, Resistor	m <sup>3</sup> /Pa, ml/bar
$c_{\text{s}}$	Federsteife Resistorfeder	N/m
$C_{\text{tube}}$	Compliance des Pumpenschlauches	m <sup>3</sup> /Pa, ml/bar
$C'_{\text{tube}}$	längenbezogene Compliance des Pumpenschlauches	m <sup>3</sup> /Pa/m, ml/bar/m

$c_{\text{tube,s}}$	Ersatzfedersteife, quasi-statisch	N/m, N/mm
$c_{\text{tube,d}}$	Ersatzfedersteife, dynamisch	N/m, N/mm
$c_{\text{tube,d,l}}$	Ersatzfedersteife, dynamisch, Lastkraft in Pumpeneinheit	N/m, N/mm
$d$	Dämpfungskonstante	N·s/m
$d_h$	hydraulischer Ersatzdurchmesser	m, mm
$d_i$	Durchmesser des Rückflusselements	m, mm
$d_r$	Durchmesser Biegestab	m, mm
$d_s$	Wegelement	m, mm
$d_{\text{tube,i}}$	Schlauchinnendurchmesser	m, mm
$E_r$	Elastizitätsmodul Biegestab	Pa
$E_{\text{tube}}$	Elastizitätsmodul Schlauchmaterial	Pa
$E_{\text{tube,max}}$	maximales Elastizitätsmodul Schlauchmaterial	Pa
$E_{\text{tube,min}}$	minimales Elastizitätsmodul Schlauchmaterial	Pa
$\vec{e}_x$	Einheitsvektor in $x$ -Richtung	
$\vec{e}_y$	Einheitsvektor in $y$ -Richtung	
$f$	Erregungsfrequenz, Oszillationsfrequenz	Hz
$F$	Kraft, Kraftbetrag	N
$\mathbf{F}$	Kraftvektor Reluktanzkraft	N
$f_1$	Grundschwingungsfrequenz (erste Eigenfrequenz)	Hz
$f_1^*$	Grundschwingungsfrequenz (erste Eigenfrequenz), gemessen	Hz
$f_2$	erste Oberschwingungsfrequenz (zweite Eigenfrequenz)	Hz
$f_2^*$	erste Oberschwingungsfrequenz (zweite Eigenfrequenz), gemessen	Hz
$F_{\text{back}}$	Rückstellkraft Biegestab	N

$f_c$	Grenzfrequenz	Hz
$f_{c,res}$	Eigenfrequenz Resistor	Hz
$fHb$	Masseanteil freies Plasmahämoglobin pro Plasmavolumen	mg/dl
$F_l$	Lastkraftvektor in Pumpeneinheit	N
$F_{l,x}$	$x$ -Komponente Lastkraft in Pumpeneinheit	N
$F_{l,y}$	$y$ -Komponente Lastkraft in Pumpeneinheit	N
$f_{max}$	maximale Oszillationsfrequenz	Hz
$F_{tube}$	Rückstellkraft Schlauch	N
$F_{tube,l}$	Rückstellkraft Schlauch in Pumpeneinheit	N
$F_x$	$x$ -Komponente Kraftvektor	N
$F_{x,max}$	Maximalwert der $x$ -Komponente Kraftvektor	N
$F_y$	$y$ -Komponente Kraftvektor	N
$Hct$	Hämatokritgehalt	%
$I$	elektrische Stromstärke	A
$I_{peak}$	Spitzenwert elektrische Stromstärke	A
$l$	Länge	m
$l_1$	Länge unteres Segment Biegestab	m, mm
$l_2$	Länge oberes Segment Biegestab	m, mm
$L$	hydraulische Induktivität	Pa/(m <sup>3</sup> /s <sup>2</sup> )
$L_{hy}$	hydraulische Induktivität	Pa/(m <sup>3</sup> /s <sup>2</sup> )
$l_i$	Länge des Rückflusselements	m, mm
$L_i$	hydraulische Induktivität, Rückflusselement	Pa/(m <sup>3</sup> /s <sup>2</sup> )
$L_l$	hydraulische Induktivität, Schlauch ausgangsseitig	Pa/(m <sup>3</sup> /s <sup>2</sup> )
$l_{s,0}$	Länge Resistorfeder entspannt	m, mm

$l_{s,op}$	Länge Resistorfeder im Arbeitspunkt	m, mm
$M_l$	Lastmoment in Pumpeneinheit	Nm
$m_{res}$	Masse bewegte Resistorelemente	kg, g
$n$	natürliche Zahl	
$NIH$	Normierter Hämolyseindex	g/100 l
$n_r$	Rotordrehzahl	1/min, Hz
$o$	relative Okklusion	%
$p$	Druck	Pa, mbar, mmHg
$p_0$	Normaldruck	Pa
$p_1, p_2$	gemessener Druck	Pa
$p_{back}$	Gegendruck	Pa
$p_{max}$	maximaler Druck	Pa
$p_{min}$	minimaler Druck	Pa
$p_{out}$	Druck am Pumpenausgang	Pa
$p_Q$	durch Volumenverdrängung erzeugter Druckunterschied	Pa
$Q$	Volumenstrom, Fluss	m <sup>3</sup> /s, ml/min
$Q_{back}$	Rückfluss	m <sup>3</sup> /s, ml/min
$Q_{disp}$	durch Verdrängung erzeugter Volumenstrom	m <sup>3</sup> /s, ml/min
$Q_{in}$	Volumenstrom eingangsseitig	m <sup>3</sup> /s, ml/min
$Q_{osc}$	oszillierender Volumenstromanteil	m <sup>3</sup> /s, ml/min
$Q_{out}$	Volumenstrom ausgangsseitig	m <sup>3</sup> /s, ml/min
$Q_m$	mittlerer Volumenstrom	m <sup>3</sup> /s, ml/min
$Q_{max}$	maximaler Volumenstrom	m <sup>3</sup> /s, ml/min
$Q_{min}$	minimaler Volumenstrom	m <sup>3</sup> /s, ml/min



$Q_{\text{peak}}$	Spitzenwert des Volumenstromes	m <sup>3</sup> /s, ml/min
$R$	hydraulischer Widerstand	Pa/(m <sup>3</sup> /s)
$r_c$	Radius Koppelglied	m, mm
$r_c^*$	winkelabhängiger Radius Koppelglied	m, mm
$R_{\text{el}}$	elektrischer Widerstand	$\Omega$
$r_h$	Radius Widerlager	m, mm
$R_{\text{hy}}$	hydraulischer Widerstand	Pa/(m <sup>3</sup> /s)
$r_i$	Radius Integrationsweg	m, mm
$R_i$	hydraulischer Innenwiderstand	Pa/(m <sup>3</sup> /s)
$R_i^*$	wirksamer hydraulischer Innenwiderstand	Pa/(m <sup>3</sup> /s)
$R_l$	hydraulischer Widerstand, Schlauch	Pa/(m <sup>3</sup> /s)
$R_{\text{load}}$	hydraulischer Lastwiderstand	Pa/(m <sup>3</sup> /s)
$r_{\text{osc}}$	radiale Oszillationsamplitude	m, mm, $\mu\text{m}$
$r_{\text{osc,m}}$	radiale Oszillationsamplitude, Mittelwert	m, mm
$r_{\text{osc,max}}$	radiale Oszillationsamplitude, Maximalwert	m, mm
$r_{\text{osc,min}}$	radiale Oszillationsamplitude, Minimalwert	m, mm
$R_{\text{res}}$	hydraulischer Widerstand, Resistor	Pa/(m <sup>3</sup> /s)
$r_w$	mittlerer Radius der Schlauchwindung	m, mm
$s$	Schlauchquetschung	m, mm
$s_{\text{op}}$	Arbeitspunkt der Schlauchquetschung	m, mm
$t$	Zeit, Zeitpunkt	s
$t_{\text{sim}}$	Simulationszeit	s
$u$	Umfang	m, mm
$U$	elektrische Spannung	V

$u_{\text{tube},i}$	innerer Umfang des Schlauchquerschnitts	m, mm
$v_{\text{disp}}$	Relativgeschwindigkeit zwischen Koppelglied und Pumpmedium	m/s
$V$	Volumen	m <sup>3</sup> , ml
$V_b$	Blutvolumen	m <sup>3</sup> , l
$v_{\text{pulse}}$	Pulswellengeschwindigkeit	m/s
$V_{\text{rev}}$	Verdrängungsvolumen pro Umdrehung	m <sup>3</sup> , ml
$V_r$	Eintauchvolumen	m <sup>3</sup> , ml
$w_g$	Nutbreite im Betrieb	m, mm
$w_{g,i,\text{min}}$	minimale Breite Spaltöffnung des Pumpenschlauches im Betriebszustand	m, mm
$w_{g0}$	Nutbreite im Ruhezustand	m, mm
$w_{\text{gap}}$	Restspalt infolge der Teilokklusion	m, mm
$w_{\text{max}}$	maximale Schlauchbreite	m, mm
$w_{\text{min}}$	minimale Schlauchbreite	m, mm
$w_{\text{op}}$	Schlauchbreite im Arbeitspunkt	m, mm
$w_{\text{res}}$	Schlauchbreite bzw. Spaltbreite	m, mm
$w_{\text{tube}}$	Schlauchwanddicke	m, mm
$x$	$x$ -Komponente, Weg	m, mm
$x_d$	$x$ -Komponente, Verschiebung Koppelglied	m, mm
$y$	$y$ -Komponente, Weg	m, mm
$y_d$	$y$ -Komponente, Verschiebung Koppelglied	m, mm
$z$	Rollenanzahl	

Abkürzungsverzeichnis

Abkürzung	Bedeutung
CFD	Computational Fluid Dynamics
ECLS	Extracorporeal Life Support
ECMO	Extracorporeal Membrane Oxygenation
FEM	Finite-Elemente-Methode
HLM	Herz-Lungen-Maschine
MKS	Mehrkörpersimulation
PVC	Polyvinylchlorid
TAH	Total Artificial Heart
VAD	Ventricular Assist Device
WHF	Weithalsflasche

## Kurzfassung

Das Ziel dieser Arbeit ist der Entwurf eines neuartigen Pumpprinzips auf Basis einer Schlauchpumpe, welches die Förderleistung ohne vollständige Schlauchokklusion (Schlauchquetschung) erzeugt. Dadurch wird die mechanische Belastung des Fluids reduziert und somit, beispielsweise bei der Anwendung als Blutpumpe, eine verringerte Blutschädigung erreicht.

Im Gegensatz zu konventionellen Schlauchpumpen, welche nach dem Verdrängerprinzip und fast ausschließlich mit vollständiger Okklusion arbeiten, ermöglicht das neuartige Pumpprinzip infolge der Teilokklusion einen Rückfluss im Pumpenschlauch. Dies führt zu einem Widerspruch zwischen der zu erbringenden hydraulischen Leistung und der Reduzierung der mechanischen Belastung des Fluids. Dieser Widerspruch kann durch eine Vergrößerung des wirksamen hydraulischen Innenwiderstands mit Hilfe eines dynamischen Durchflussresistors am Pumpenausgang gelöst werden. Ein Schwingankerantrieb stellt die für das Pumpprinzip benötigte umlaufende exzentrische Oszillation bereit und stimuliert dadurch den Pumpenschlauch periodisch.

Die Modellierung des betrachteten Pumpprinzips besteht aus mehreren Teilmodellen. Das durch Nutzung der elektrisch-hydraulischen Analogie aufgebaute hydraulische Ersatzschaltbild besteht aus Volumenstromquelle, Rückflusswiderstand und druckabhängigem Durchflusswiderstand am Pumpenausgang. Ein mit einer FEM-Simulation (Finite-Elemente-Methode) des elektromechanischen Wandlers gekoppeltes MKS-Modell (Mehrkörpersimulation) ermöglicht die Dimensionierung des Schwingankerantriebs und die Vorhersage der auftretenden Oszillationsfrequenzen und -amplituden zum Stimulieren des Pumpenschlauches.

Im experimentellen Teil der Arbeit erfolgt die Verifizierung der Simulationsmodelle mit Hilfe eines aufgebauten Funktionsmusters anhand von Pumpenkennlinien und transienten Signalen. Mit Hilfe eines Phasendiagramms werden außerdem die komplexen Zusammenhänge der Funktionsweise des Pumpprinzips, bestehend aus Schlauchstimulation, Pulswellenausbreitung und dynamischem Verhalten des Durchflussresistors veranschaulicht. Ein weiteres Experiment mit Schweineblut zeigt, dass das nicht-okklusive Pumpprinzip 55 % weniger Blutschädigung in Form von Hämolyse verursacht als eine vergleichbare, normalerweise benutzte konventionelle Rollenpumpe.

Als Abschluss der Arbeit werden Richtlinien für den Entwurf einer nicht-okklusiven Schlauchpumpe formuliert, welche, zusammen mit den erarbeiteten Simulationsmodellen, als Entwurfswerkzeug für die Dimensionierung zukünftiger Pumpen nutzbar sind.

## Abstract

The aim of this thesis is the design of a novel pumping principle based on a peristaltic pump that generates a flow without complete tube occlusion. This decreases the mechanical stress on the transported fluid and can, for example, reduce red blood cell damage when used as a blood pump.

The new principle enables a backflow inside the tube because of the partial occlusion. This is in contrast to conventional peristaltic pumps, which work according to the displacement principle and almost exclusively with complete occlusion. Obviously, there is a contradiction between a high hydraulic power and the reduction of the mechanical stress on the fluid. This contradiction can be solved by increasing the effective hydraulic internal resistance by means of a dynamic flow resistor at the pump outlet. An electrical motor with oscillatory motion provides the circumferential eccentric oscillation to drive the pump by periodically stimulating the tube.

The modelling of the pumping principle consists of several submodels. The first one is an equivalent circuit diagram, built up by using the electro-hydraulic analogy, and consisting of volume flow source, return flow resistance and pressure-dependent flow resistance at the pump outlet. A multibody simulation (MBS) model coupled with a finite element analysis of the electromechanical converter allows dimensioning of the actuator for the generation of required oscillation frequencies and amplitudes used to stimulate the pump tube.

In the last part of this thesis, the simulation models are verified by experiments with a functional model of the pump using performance curves and transient signals. A phase diagram illustrates the complex interrelations of tube stimulation, pulse wave propagation, and dynamic behaviour of the flow resistor. In an experiment with pig blood, it can be shown that the non-occlusive pumping principle causes 55 % less blood damage in form of hemolysis than a comparable, normally used, conventional roller pump.

Finally, this thesis provides guidelines for the design of non-occlusive peristaltic pumps. In combination with the developed simulation models, they can be used as a design tool for such pumps.



# 1 Einleitung

In der Bundesrepublik Deutschland bilden Erkrankungen des Herz-Kreislauf-Systems und dessen Folgen mit ca. 37,2 % den größten Anteil der Todesfälle [STA19]. Zu den typischsten Krankheitsbildern zählen Entzündungen des Herzmuskels, Herzinsuffizienz und Herzinfarkte. Durch implantierbare oder extrakorporale Blutpumpen kann die Funktion des menschlichen Herzens kurz- oder langfristig übernommen werden. Diese mechanische Kreislaufunterstützung erfolgt zum einen durch ventrikuläre Unterstützungssysteme (Ventricular Assist Devices, VAD) und zum anderen mit Hilfe von Kunstherzen (Total Artificial Heart, TAH) [BOE13]. Während einer Operation am Herz-Kreislauf-System übernehmen Herz-Lungen-Maschinen (HLM) kurzfristig die Funktion der Lunge und des Herzens. Der dabei eingesetzte extrakorporale Blutkreislauf besteht hauptsächlich aus mindestens einer Blutpumpe und einem Oxygenator zum Gasaustausch. Auf diese Weise ist eine Versorgung des Organismus während des Eingriffs sichergestellt. In der Notfall- und Intensivmedizin finden extrakorporale Lebensunterstützungssysteme (Extracorporeal Life Support, ECLS) bzw. extrakorporale Membranoxygenierung (Extracorporeal Membrane Oxygenation, ECMO) Anwendung [KLÜ12]. Diese Systeme dienen ebenfalls zur teilweisen oder vollständigen Übernahme des Bluttransports und des Gasaustauschs. Weitere Anwendungsgebiete extrakorporaler Blutkreisläufe stellen Organperfusionssysteme zum Konditionieren oder Konservieren von entnommenen Organen, wie z. B. Niere, Leber, Herz [QUA15], und Dialysesysteme zur extrakorporalen Reinigung des Blutes bei akutem oder chronischem Nierenversagen dar.

Während der Anwendung der beschriebenen extrakorporalen Blutkreisläufe werden Blutpumpen, z. B. Rollenpumpen oder Zentrifugalpumpen, zum Fördern des Blutes genutzt. Aufgrund der verwendeten mechanischen Förderprinzipie kommt es während des Pumpbetriebs zu einer mechanischen Belastung des Blutes. Diese hat eine Bluttraumatisierung zur Folge und belastet dadurch den bereits geschwächten Patientenorganismus zusätzlich. Aus diesem Grund sind die maximale Anwendungsdauer von extrakorporalen Blutkreisläufen und damit auch mögliche Therapiezeiten begrenzt. Besonders die durch Scherspannungen und mechanische Belastungen im Flüssigkeitsstrom hervorgerufene Zerstörung der Erythrozyten, auch Hämolyse genannt [POL09], stellt einen Hauptschädigungsmechanismus dar, welcher zu Blutarmut und Organschäden führen kann. Aufgrund des Blutkontaktes mit Fremdoberflächen des technischen Systems steigt außerdem die Thrombosegefahr.

Die durch die verwendeten Pumpen hervorgerufene Blutschädigung lässt sich im Fall von Schlauchpumpen hauptsächlich auf die vollständige Quetschung des Pumpenschlauches, auch als Okklusion bezeichnet, bzw. auf die Strömungsvorgänge im Restspalt zurückführen [MUL05]. Deshalb besteht das Ziel dieser Arbeit im Entwickeln eines neuen Pumpprinzips auf

Basis einer Schlauchpumpe, mit dessen Hilfe eine Förderleistung ohne vollständige Schlauch-okklusion erzeugt werden kann. Dadurch lässt sich die mechanische Belastung des Pumpmediums reduzieren und somit beispielsweise bei der Anwendung als Blutpumpe eine verringerte Blutschädigung erreichen. Auf diese Weise sind eine Vergrößerung der maximalen Anwendungsdauer und bessere Therapieerfolge möglich.

Der Entwurf eines solchen Pumpprinzips führt zu einander widersprechenden Optimierungszielen, da trotz angestrebter geringer mechanischer Belastung des Pumpmediums eine möglichst große hydraulische Leistung in Form von Druck und Fluss umzusetzen ist. Am Beispiel der nicht-okklusiven Schlauchpumpe wird untersucht, wie sich die Optimierungsziele mit Hilfe von Simulation, Modellierung und experimentellen Untersuchungen vereinen lassen. Während dieser Untersuchungen stehen neben dem Pumpprinzip selbst und dessen gerätetechnischer Umsetzung in Form eines Funktionsmusters außerdem die besonderen Eigenschaften des neuen Pumpprinzips im Mittelpunkt der Betrachtungen.

Das abschließende Ziel dieser Arbeit ist es, ein Simulationsmodell zu erarbeiten, welches zukünftig als Entwurfswerkzeug für die Dimensionierung und Auslegung von nicht-okklusiven Schlauchpumpen genutzt werden kann.

Der Fokus dieser Arbeit liegt auf dem Entwurf und der Simulation einer nicht-okklusiven Schlauchpumpe, welche hinsichtlich ihrer Eignung zur Blutförderung geprüft werden soll. Dabei steht das Medium Blut stellvertretend für sensible Medien, welche durch mechanische Belastungen während des Förderprozesses konventioneller Pumpen Schaden nehmen. Die im Blut auftretende Hämolyse ist als Indikator für die während des Pumpprozesses wirkenden mechanischen Belastungen nutzbar. Somit eignet sich das Medium Blut auch für die Validierung des Pumpprinzips.

Die im experimentellen Teil der Arbeit durchgeführten Untersuchungen dienen der Verifizierung der erarbeiteten Simulationsmodelle und dem Erlangen eines grundsätzlichen Verständnisses des entwickelten Pumpprinzips der nicht-okklusiven Schlauchpumpe und den dabei wirkenden physikalischen Vorgängen. Während des Durchführens der dafür erforderlichen Experimente wird Wasser als Pumpmedium genutzt. Auf diese Weise lässt sich der notwendige experimentelle Aufwand deutlich reduzieren, die damit verbundenen Einschränkungen werden diskutiert. In einem abschließenden Experiment mit Schweineblut erfolgt die Validierung des Pumpprinzips anhand einer Untersuchung der vom Pumpprinzip verursachten Hämolyse.



## 2 Stand der Technik

Dieses Kapitel behandelt die allgemeine Klassifizierung üblicher Pumpenbauarten und deren Eigenschaften. Ein besonderes Augenmerk liegt dabei auf Schlauchpumpen und deren Anwendung als Blutpumpe im Bereich der Medizintechnik.

### 2.1 Klassifizierung von Pumpen

Allgemein handelt es sich bei Pumpen um Einrichtungen zum Fördern von Flüssigkeiten. Während des Pumpenbetriebs wird das Fördermedium von einem Zustand niederen statischen Drucks in einen Zustand höheren statischen Drucks überführt [FUC67]. Aufgrund des Funktionsprinzips können Pumpen allgemein in hydrodynamische Pumpen und hydrostatische Pumpen unterschieden werden. In Abbildung 2.1 sind typische Pumpenbauarten nach ihrem Funktionsprinzip gegliedert dargestellt.

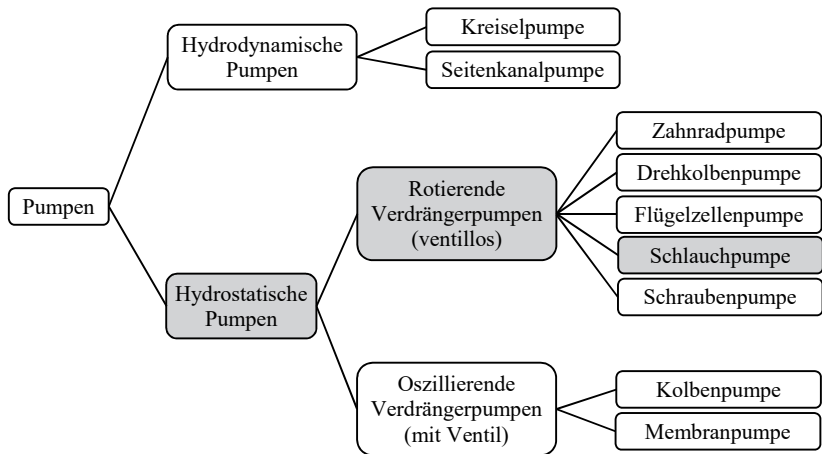


Abbildung 2.1: Klassifizierung typischer Pumpenbauarten (nach [VET06]) mit grau hinterlegter Einordnung der konventionellen Schlauchpumpe (Rollenpumpe)

#### 2.1.1 Hydrodynamische Pumpen

Typisch für hydrodynamische Pumpen, auch Strömungspumpen genannt, ist die Energieübertragung durch strömungsmechanische Vorgänge im Pumpeninneren. Die Beschleunigung des Pumpmediums erfolgt durch Übertragen der kinetischen Energie eines schnell rotierenden Lauf-

rades auf das Fördermedium [GÜL13]. Eine anschließende Verzögerung des Mediums, z. B. in Form eines Strömungswiderstandes, führt zu einer Wandlung der kinetischen Energie in hydraulischen Druck. Aus diesem Grund handelt es sich bei hydrodynamischen Pumpen um Druckquellen. Typische Vertreter dieses Förderprinzips sind Kreislumpen, welche je nach Laufradform in Radial-, Francis-, Diagonal- und Axialradpumpen unterschieden werden [PRA84]. Abbildung 2.2 zeigt den schematischen Aufbau einer Radialpumpe. Der Volumenstrom ist dabei blau veranschaulicht. Funktionsbedingt sind Kreislumpen nicht selbstansaugend und der Volumenstrom  $Q$  ist abhängig vom anliegenden Gegendruck  $p_{\text{back}}$ . Dieses Verhalten spiegelt sich im typischen Kennlinienfeld einer Radialpumpe (Abbildung 2.3) wider.

Im Gegensatz zu Kreislumpen beruht das Förderprinzip von Seitenkanalpumpen auf einem Impulsaustausch zwischen dem Laufrad und dem Fördermedium innerhalb eines Seitenkanals. Durch diese spezielle Bauweise sind Seitenkanalpumpen in der Lage, mit Hilfe eines Flüssigkeitsrings Gas zu fördern und somit selbstansaugend zu arbeiten.

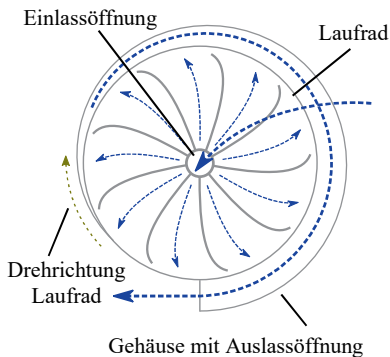


Abbildung 2.2: Schematische Darstellung einer Radialpumpe mit blau gekennzeichnetem Volumenstrom

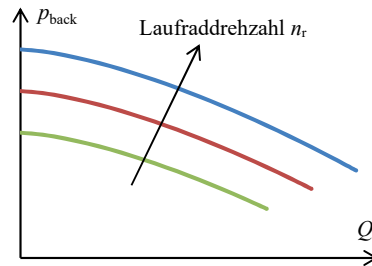


Abbildung 2.3: Typisches Kennlinienfeld einer Radialpumpe mit ansteigendem Gegendruck bei zunehmender Laufraddrehzahl  $n_r$

## 2.1.2 Hydrostatische Pumpen

Dem Förderprinzip von hydrostatischen Pumpen, auch Verdrängerpumpen oder volumetrische Pumpen genannt, liegt die periodische Volumenänderung eines Arbeitsraumes zugrunde [PRA84]. Bezüglich der Bewegungsform der den Arbeitsraum bildenden Elemente unterscheidet man dabei zwischen rotierenden und oszillierenden Verdrängerpumpen. Rotierende Verdrängerpumpen, auch Umlaufkolbenpumpen genannt, zeichnen sich durch umlaufende Konstruktionselemente aus, welche einen mit dem Fördermedium gefüllten, getrennten Arbeitsraum abschließen und vom Pumpeneingang zum Pumpenausgang transportieren. Durch dieses Funk-

tionsprinzip kann auf Ventile im Flüssigkeitsstrom verzichtet werden. Zahnradpumpen, Drehkolbenpumpen, Flügelzellenpumpen, Schlauchpumpen und Schraubenpumpen stellen klassische Vertreter der rotierenden Verdrängerpumpen dar. Abbildung 2.4 zeigt den typischen Aufbau einer rotierenden Verdrängerpumpe am Beispiel einer Zahnradpumpe.

Im Gegensatz zu rotierenden Verdrängerpumpen benötigen oszillierende Verdrängerpumpen (z. B. Kolbenpumpen und Membranpumpen) je ein Ventil am Pumpenein- und -ausgang, um einen gerichteten Volumenstrom zu generieren [PRA84]. Durch den Einsatz der passiven oder aktiven Ventile wird der Arbeitsraum während der Ansaugperiode mit dem Pumpeneingang und während der Ausstoßperiode mit dem Pumpenausgang verbunden.

Funktionsbedingt weisen Verdrängerpumpen eine große Lastunabhängigkeit auf, wodurch der drehzahlproportionale Volumenstrom  $Q$  nahezu unabhängig vom anliegenden Gegendruck  $p_{\text{back}}$  ist (Abbildung 2.5). Man spricht daher von einer Volumenstromquelle. Aus diesem Grund eignen sich Verdrängerpumpen besonders für Dosieranwendungen, da ein definiertes Volumen lastunabhängig abgegeben werden kann. Im Gegensatz zu hydrodynamischen Pumpen sind alle hydrostatischen Pumpen aufgrund des abgeschlossenen Arbeitsraumes in der Lage, Gas zu fördern und somit selbstansaugend. Bedingt durch die periodische Veränderung des Arbeitsraumes ergibt sich ein diskontinuierlicher Volumenstrom [PRA84].

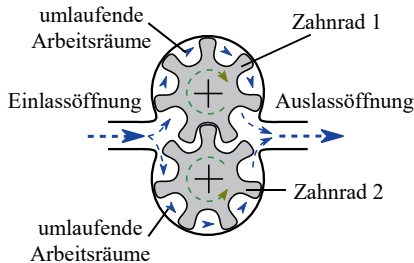


Abbildung 2.4: Schematische Darstellung einer Zahnradpumpe mit blau gekennzeichnetem Volumenstrom

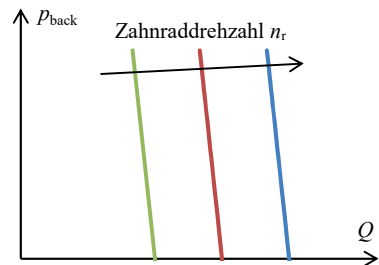


Abbildung 2.5: Typisches Kennlinienfeld einer Zahnradpumpe mit ansteigendem Volumenstrom bei zunehmender Zahnradrehzahl  $n_r$

In den folgenden Abschnitten werden speziell Pumpenbauformen betrachtet, welche für medizinische Anforderungen geeignet und relevant für den Entwurf einer nicht-okklusiven Schlauchpumpe sind.

## 2.2 Schlauchpumpen

Schlauchpumpen zählen zur Klasse der ventillosen Verdrängerpumpen. Im Gegensatz zu herkömmlichen Verdrängerpumpen bildet ein flexibler Schlauch den Arbeitsraum. Unter Einsatz einer umlaufenden bzw. fortlaufenden vollständigen mechanischen Schlauchquetschung erfolgt das Abschießen von Teilvolumina, welche periodisch vom Pumpeneingang zum Pumpenausgang befördert werden. Der Unterdruck, welcher zum Ansaugen der Flüssigkeit benötigt wird, entsteht durch die Rückstellung des gequetschten Schlauches in seine Ausgangsform aufgrund seiner Elastizität. Bauartbedingt unterscheidet man zwischen rotierenden Schlauchpumpen (Rollerpumpen) und oszillierenden Schlauchpumpen (lineare Schlauchpumpen oder Fingerperistaltikpumpen). Aufgrund der deutlich geringeren Verbreitung von linearen Schlauchpumpen beschränken sich die weiteren Betrachtungen auf Rollerpumpen.

### 2.2.1 Aufbau und Funktionsweise

In Abbildung 2.6 ist der schematische Aufbau einer Rollenpumpe dargestellt. Innerhalb des Pumpengehäuses befindet sich der flexible Pumpenschlauch, welcher entlang des Pumpenumfanges durch ein Gehäuse gehalten wird. Im Zentrum des Pumpengehäuses ist der Drehpunkt eines mit  $z$  Rollen ( $z \geq 2$ ) besetzten Rotors angeordnet.

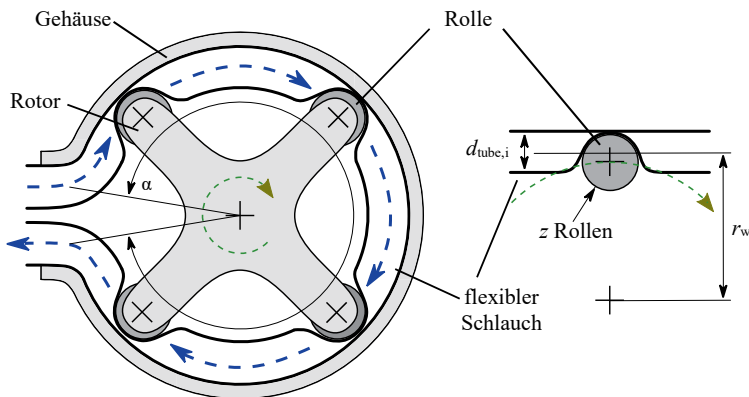


Abbildung 2.6: Schematische Darstellung einer Rollenpumpe mit vier Rollen ( $z = 4$ ) sowie blau gekennzeichnetem Flüssigkeitstransport (links) und Detaildarstellung des Rolleneingriffs (rechts)

Durch eine Drehbewegung des Rotors kommt es zu einem Eingriff der Rollen in den flexiblen Pumpenschlauch, wodurch dieser in Arbeitsräume unterteilt wird. Aufgrund der fortlaufenden

Rollenbewegung erfolgt die Verschiebung der Arbeitsräume entlang des Pumpenschlauches, woraus der gewünschte Volumenstrom resultiert. Der auf diese Weise erzeugte Volumenstrom  $Q_{\text{disp}}$  ist proportional zur Rotordrehzahl  $n_r$  und zum pro Rotorumdrehung geförderten Volumen  $V_{\text{rev}}$ :

$$Q_{\text{disp}} = n_r \cdot V_{\text{rev}}. \quad (2.1)$$

Die Berechnung des pro Rotorumdrehung geförderten Volumens  $V_{\text{rev}}$  erfolgt nach Gl. (2.2) [VET06] aus der inneren Schlauchquerschnittsfläche  $A_{\text{tube}}$ , dem mittleren Radius  $r_w$  der Schlauchwindung, der Rollenanzahl  $z$  sowie dem Eintauchvolumen  $V_r$  der Rollen. Durch Ergänzen des Eingriffswinkels  $\alpha$  und des Schlauchinnendurchmessers  $d_{\text{tube},i}$  erhält man Gl. (2.3):

$$V_{\text{rev}} = A_{\text{tube}} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_w - z \cdot V_r, \quad (2.2)$$

$$V_{\text{rev}} = \frac{\pi^2 \cdot d_{\text{tube},i}^2 \cdot r_w}{2} \cdot \frac{\alpha}{360^\circ} - z \cdot V_r. \quad (2.3)$$

## 2.2.2 Okklusion

Der überwiegende Teil der Rollenpumpen wird ausschließlich mit vollständiger Schlauchquetschung betrieben. In diesen Fällen spricht man von einer Vollokkklusion, also einem kompletten Verschluss des Pumpenschlauches. Nur dadurch kann ein Rückfluss  $Q_{\text{back}}$  verhindert und die Proportionalität zwischen der Rotordrehzahl  $n_r$  und dem durch Verdrängung erzeugtem Volumenstrom  $Q_{\text{disp}}$  gewährleistet werden. Parallel dazu existieren auch Konzepte, welche den gewünschten Volumenstrom mit Hilfe einer Teilokklusion, also mit einem nicht vollständigen Verschluss des Schlauches, erzeugen (siehe Abschnitt 2.4). Man spricht dabei auch von teilokklusiven Rollenpumpen. Diese Konzepte unterscheiden sich von klassischen Verdrängerpumpen, da sie durch den Restspalt  $w_{\text{gap}}$  einen Rückfluss  $Q_{\text{back}}$  zulassen. Abbildung 2.7 zeigt die Unterschiede zwischen einer vollständig und einer teilokklusiv arbeitenden Rollenpumpe. Der resultierende Volumenstrom  $Q_{\text{out}}$  ergibt sich aus der Differenz vom durch Verdrängung erzeugtem Volumenstrom  $Q_{\text{disp}}$  und dem Rückfluss  $Q_{\text{back}}$ :

$$Q_{\text{out}} = Q_{\text{disp}} - Q_{\text{back}}. \quad (2.4)$$

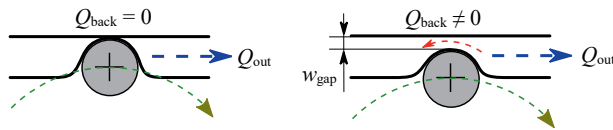


Abbildung 2.7: Schematische Detaildarstellung einer vollständig (links) und nicht vollständig (rechts) okklusiv arbeitenden Rollenpumpe

Konstruktionsbedingt kann es auch im vollkklusiven Betrieb einer Rollenpumpe aufgrund von Druckspitzen, Fehleinstellung oder -dimensionierung zu internen unerwünschten Rückströmen kommen. In diesem Fall spricht man von Leckströmen.

### 2.2.3 Besondere Merkmale

Der einfache Aufbau und die guten Steuereigenschaften des Volumenstromes sind wichtige Merkmale, welche die große Verbreitung von Rollenpumpen rechtfertigen. Weitere besondere Merkmale dieser Art von Schlauchpumpen sind:

- Sehr gute Skalierbarkeit des Volumenstromes durch Variation der Schlauch- bzw. Pumpegeometrie (Flussbereiche von wenigen  $\mu\text{l}/\text{min}$  bis mehrere  $\text{l}/\text{min}$  möglich),
- kein direkter Kontakt zwischen Pumpenteilen und dem Fördermedium,
- aggressive Flüssigkeiten und Flüssigkeiten mit Feststoffanteilen förderbar,
- bidirektionale Förderrichtung,
- sehr geringe Gefahr der Kreuzkontamination aufgrund der Nutzung von Einwegschläuchen für verschiedene Pumpmedien,
- Pulsation des Volumenstromes,
- mechanische Belastung des Pumpenschlauches durch periodische Verformung und
- mechanische Belastung des Fördermediums durch vollständige Schlauchokklusion.

Die Pulsation des Volumenstromes liegt in der generellen Funktionsweise der Rollenpumpe begründet. Aufgrund des Ein- und Auslaufens der Rollen in den und aus dem Pumpenschlauch kommt es zu einem diskontinuierlichen Volumenstrom. Die Elastizität des Schlauches sowie Leckströme haben außerdem einen Einfluss auf das Pulsationsverhalten. Abbildung 2.8 zeigt exemplarisch den Volumenstromverlauf einer Rollenpumpe mit zwei Rollen ( $z = 2$ ). Darin ist die periodische Volumenstrompulsation deutlich erkennbar.

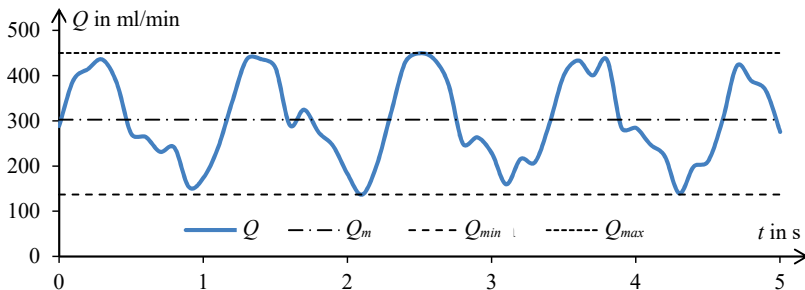


Abbildung 2.8: Periodische Pulsation des Volumenstromes  $Q$  einer Rollenpumpe mit zwei Rollen ( $z = 2$ ); Kennzeichnung der Extremwerte und des Mittelwertes

Nach [VET06] ist die Ungleichförmigkeit  $\delta_Q$  des Volumenstromes mit Hilfe des maximalen Volumenstromes  $Q_{\max}$ , des minimalen Volumenstromes  $Q_{\min}$  und des mittleren Volumenstromes  $Q_m$  definiert:

$$\delta_Q = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_m} \cdot 100 \%. \quad (2.5)$$

Durch den Einsatz von Rollenpumpen mit mehreren Rollen ( $z > 2$ ) lässt sich die Volumestrompulsation verringern, jedoch nicht komplett unterbinden. Außerdem ist es mit Hilfe mehrerer phasenversetzt drehender Rotoren möglich, einen geglätteten Volumenstrom am Pumpenausgang zu erzeugen.

## 2.2.4 Anwendungsgebiete

Begründet durch das Betriebsverhalten und die einfache Bedienbarkeit werden Rollenpumpen in vielen Bereichen eingesetzt, in denen flüssige Medien dosiert oder volumetrisch gefördert werden müssen. Als Beispiele dafür sind Abfüllanlagen und Produkte in der Lebensmittelindustrie zu nennen. Aufgrund der Trennung zwischen mechanischen Teilen der Rollenpumpe und dem Fördermedium zählen Labor- und medizinische Anwendungen zu einem weiteren wichtigen Anwendungsgebiet. Zusätzlich dazu bildet die Möglichkeit Einwegschlauchmaterial zu nutzen ein wichtiges Alleinstellungsmerkmal der Schlauchpumpen gegenüber anderen Pumpprinzipien. Dadurch können Kreuzkontaminationen vermieden und Reinigungskosten reduziert werden.

### a) *In-vitro*-Kreisläufe

Ein typisches Beispiel für die Nutzung von Rollenpumpen im Laborbereich sind *in-vitro*-Kreisläufe (*in-vitro*: im Glas). Mit diesen Kreisläufen können beispielsweise Voruntersuchungen zur Biokompatibilität von implantierbaren Materialien (z. B. Stents) unter möglichst physiologischen Bedingungen durchgeführt werden [GUT00]. Auf diese Weise lassen sich Tierversuche reduzieren, da eine große Anzahl von Untersuchungen vorab möglich ist. Wie in Abschnitt 2.3 näher beschrieben, werden Rollenpumpen auch zum Fördern von Blut in verschiedenen Anwendungen genutzt.

### b) Dosieranwendungen

Rollenpumpen eignen sich aufgrund des volumetrischen Förderverhaltens besonders gut zum Dosieren von Flüssigkeiten. Aus diesem Grund werden sie beispielsweise zum Dosieren von Medikamenten wie etwa Insulin [RIC08] eingesetzt.

## 2.3 Blutpumpen

Wie bereits in Kapitel 1 beschrieben, gibt es verschiedene Anwendungen, in denen es erforderlich ist, Blut zu befördern. Aufgrund der speziellen Eigenschaften von Blut sind besondere Anforderungen an das Förderprinzip zu stellen. Aufbauend auf den Anwendungsgebieten von Blutpumpen werden im Folgenden die besonderen Eigenschaften des Blutes erläutert, spezielle Anforderungen abgeleitet und bestehende Blutpumpen vorgestellt.

### 2.3.1 Typische Anwendungsgebiete

Bei der Einteilung von Blutpumpen unterscheidet man zwischen implantierbaren Pumpen (künstliches Herz) und Pumpen zur extrakorporalen Anwendung; die folgenden beschränken sich auf den extrakorporalen Einsatz.

#### a) Extrakorporale Blutkreisläufe

In der modernen Medizin werden extrakorporale Blutkreisläufe genutzt, um den Patientenorganismus während operativer Eingriffe am Herz-Kreislauf-System mit Hilfe einer Herz-Lungen-Maschine (HLM) aufrecht zu halten. Dieses Prinzip wurde 1953 erstmalig von *Gibbon* [GIB49, BÖT06] angewendet und blieb in seinem Grundprinzip bis heute unverändert. Abbildung 2.9 zeigt den grundlegenden schematischen Aufbau eines extrakorporalen Blutkreislaufes, wie er bei Herz-Lungen-Maschinen zum Einsatz kommt. Dabei wird die Atem- und Kreislauffunktion eines Patienten vollständig übernommen. Eine Blutpumpe dient zum Befördern des Blutes und übernimmt somit die Pumpfunktion des menschlichen Herzens. Der Gasaustausch erfolgt innerhalb des Oxygenators. Auf diese Weise kann dem Blut des Patientenorganismus Sauerstoff ( $O_2$ ) hinzugeführt und Kohlenstoffdioxid ( $CO_2$ ) entzogen werden.

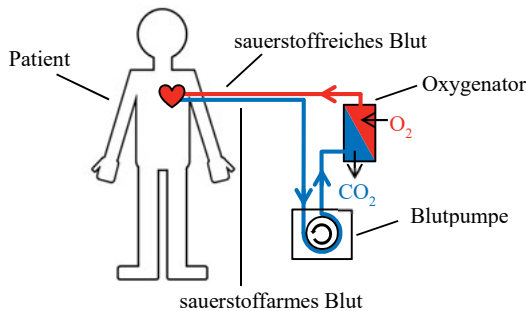


Abbildung 2.9: Schematischer Aufbau eines extrakorporalen Blutkreislaufes (nach [PEC17a]) zur Übernahme der Atem- und Kreislauffunktion des Patienten



Weitere Anwendungen derartiger Blutkreisläufe stellen extrakorporale Lebensunterstützungssysteme (ECLS) bzw. extrakorporale Membranoxygenierung (ECMO) dar [KLÜ12]. Diese Systeme dienen zur teilweisen oder vollständigen Übernahme des Bluttransports und des Gasaustauschs. Die mögliche Anwendungsdauer solcher Systeme beläuft sich laut Literatur bis auf mehrere Wochen [KLÜ12].

Je nach Anwendung und Patient werden innerhalb der extrakorporalen Kreisläufe Flüsse von  $Q = 200 \text{ ml/min}$  (Säugling) bis zu  $Q = 6 \text{ l/min}$  (Erwachsener) benötigt [LIE15]. Zum Erreichen dieser Flüsse ist ein Perfusionsdruck von  $p \approx (7 \dots 12) \text{ kPa}$  bzw.  $(50 \dots 90) \text{ mmHg}$  [KRA11] notwendig. Aufgrund der Druckabfälle durch den Oxygenator und das Schlauchsystem werden pumpenseitig Drücke bis  $\Delta p = 53 \text{ kPa}$  ( $400 \text{ mmHg}$ ) erreicht [SCH11].

### b) Organperfusion

Ein weiteres wichtiges Anwendungsgebiet extrakorporaler Blutpumpen sind Organperfusionssysteme. Abbildung 2.10 zeigt den typischen Aufbau eines Organperfuisionskreislaufes mit Blut als Perfusionsmedium. Dabei steht die Versorgung von Organen (Niere, Leber, Lunge, Herz) außerhalb des menschlichen Körpers für Transplantationen oder Organkonditionierung im Mittelpunkt.

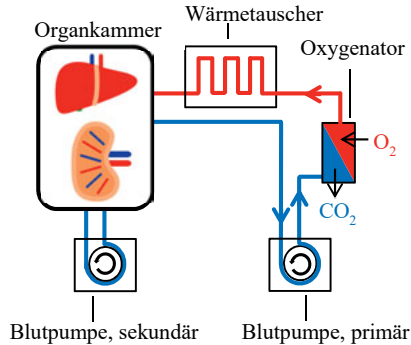


Abbildung 2.10: Schematischer Aufbau eines Organperfuisionskreislaufes

Analog zur Herz-Lungen-Maschine und zum ECLS erfolgt innerhalb des Kreislaufes die Oxygenierung des Blutes. Je nach Organ sind dabei mehrere Blutpumpen notwendig, um verschiedene Gefäßsysteme zu durchströmen. Die hydraulischen Parameter der Kreisläufe hängen stark von der Art des Organs und der Organe selbst ab. Tabelle 2.1 zeigt typische Perfusionsflüsse, welche sich an der Physiologie des menschlichen Körpers orientieren. Diese Werte sind als absolute Obergrenzen zu interpretieren, um eine Organschädigung zu vermeiden. Beispiels-

weise sind für die Nierenperfusion geringere Flüsse im Bereich von  $Q = (50 \dots 500)$  ml/min üblich [GRA17, GRA15].

Tabelle 2.1: Übersicht über physiologische Blutflüsse einzelner Organe [POL08]

Organ	physiologischer Fluss
Niere	ca. 0,625 l/min
Leber	ca. 1,5 l/min
Lunge	ca. 5 l/min
Herz	ca. 250 ml/min

Der jeweilige Perfusionsdruck ergibt sich in Abhängigkeit des Strömungswiderstandes des zu durchströmenden Organs. Im Mittel ist dabei von einem Perfusionsdruck von  $p \approx 13$  kPa (100 mmHg) auszugehen [SIL12]. Von der Blutpumpe ist zusätzlich dazu der Druckabfall des Oxygenators und des Schlauchsystems zu überwinden. Beispielsweise ist über dem Oxygenator (Typ: Compactflo Evolution, Firma Sorin) bei einem Blutfluss von  $Q = 500$  ml/min mit einem Druckabfall von  $\Delta p \approx 1,4$  kPa (10 mmHg) zu rechnen [SOR19].

c) Hämodialyse

Hämodialysesysteme stellen ein weiteres Anwendungsgebiet extrakorporaler Blutpumpen dar. Ziel dieser Anwendung ist die Behandlung von Niereninsuffizienz. Mit Hilfe eines extrakorporalen Blutkreislaufes erfolgt die Durchströmung eines Dialysators. Auf diese Weise kann das Patientenblut gereinigt werden [FAH15]. Während einer solchen Anwendung sind Blutflüsse im Bereich von  $Q = (200 \dots 400)$  ml/min üblich [GEB11]. Die verwendete Blutpumpe muss dabei eine Druckdifferenz von  $\Delta p \approx 53$  kPa (400 mmHg) bereitstellen. Diese Druckdifferenz setzt sich aus einem ansaugseitigen Unterdruck von ca. 20 kPa (150 mmHg) und einem ausgangsseitigen Überdruck von ca. 33 kPa (250 mmHg) zusammen [GEB11].

2.3.2 Bluteigenschaften

Blut ist eine Suspension und besteht beim Menschen aus ca. 55 % Blutplasma (Flüssigkeitsanteil) und 45 % Zellbestandteilen [FAH15]. Der Hämatokritgehalt  $Hct$  beschreibt den Volumenanteil der zellulären Bestandteile, welche sich aus Erythrozyten, Leukozyten und Thrombozyten zusammensetzen. Neben der Transportfunktion von Gasen und Stoffen sind die Milieu- und Pufferfunktion, die Reparaturfunktion und die Abwehrfunktion wichtige Aufgaben des Blutes im Organismus [FAH15]. Mit ca. 99 % bilden die Erythrozyten (rote Blutkörperchen) den größten Anteil aller Blutzellen [BLE15]. Dabei befinden sich in 1  $\mu$ l Blut ca.  $(4 \dots 5) \cdot 10^6$  Erythrozy-

ten [FAH15]. Mit einem mittleren Durchmesser von ca.  $7,5 \mu\text{m}$  bilden sie die Form einer bikonkaven flachen Scheibe [FAH15] (Abbildung 2.11). Im Inneren der Erythrozyten befindet sich das Hämoglobin. Dieser Proteinkomplex ist in der Lage, Sauerstoff und Kohlenstoffdioxid zu transportieren und so den Gasaustausch im Organismus durchzuführen. Die Hülle der Erythrozyten besteht aus einer flexiblen Membran, welche leicht verformbar ist. Aus diesem Grund sind rote Blutkörperchen befähigt, auch kleinste Kapillaren mit einem Innendurchmesser von ca.  $(4 \dots 5) \mu\text{m}$  zu passieren [FAH15]. Aufgrund der Verformbarkeit kann die Kontaktfläche zur Kapillare vergrößert und der Gasaustausch maximiert werden. Die typische Lebensdauer eines Erythrozyts beläuft sich auf ca. 120 Tage [FAH15].

Die Rheologie des Blutes ist durch die dynamische Viskosität  $\eta$  charakterisiert. Dabei besteht ein nichtlinearer Zusammenhang zwischen der Scherspannung  $\tau$  und der Schergeschwindigkeit  $\dot{\gamma}$ . Diese Eigenschaft ist charakteristisch für nicht-Newton'sche Flüssigkeiten. Die dynamische Viskosität  $\eta$  ergibt sich aus dem Quotienten der Änderung der Scherspannung  $\tau$  und der Änderung der Schergeschwindigkeit  $\dot{\gamma}$ :

$$\eta = \frac{d\tau}{d\dot{\gamma}} \quad (2.6)$$

Abbildung 2.12 zeigt den typischen Verlauf der dynamischen Viskosität  $\eta$  in Abhängigkeit von der Schergeschwindigkeit  $\dot{\gamma}$  bei menschlichem Blut mit einem Hämatokritanteil von 45 %. Es ist deutlich erkennbar, dass die Blutviskosität bei langsamer Strömung hoch und bei schneller Strömung niedrig ist. Nach [ARO05] zeigt die dynamische Viskosität ein asymptotisches Verhalten und nähert sich ab  $\dot{\gamma} \geq 100 \text{ s}^{-1}$  dem Bereich von  $\eta \approx (3,5 \dots 4) \text{ mPa} \cdot \text{s}$  an.

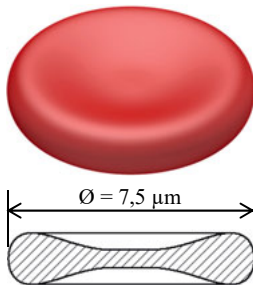


Abbildung 2.11: Bikonkave Form eines Erythrozyts, dreidimensionale Darstellung (oben) und Schnittdarstellung (unten)

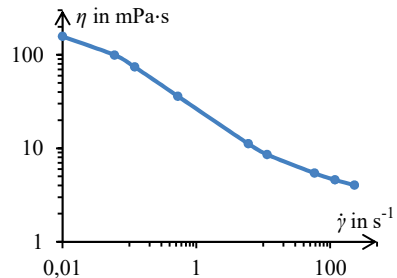


Abbildung 2.12: Abnahme der dynamischen Viskosität  $\eta$  von Blut mit zunehmender Schergeschwindigkeit  $\dot{\gamma}$  ( $Hct = 45 \%$ ) nach [CHI70, ARO05]

Neben der Verformbarkeit der Erythrozyten sind auch das Aggregationsverhalten (Anhäufung der Erythrozyten zu Stapelstrukturen) und die bevorzugte Bewegung der Blutzellen im Strömungsmittelpunkt wichtige Merkmale für das rheologische Verhalten des Blutes. Auf diese Weise treten im menschlichen Organismus abhängig vom Gefäßdurchmesser verschiedene Blutviskositäten auf, welche wiederum zu verschiedenen Durchflusswiderständen führen (*Fåhræus-Lindqvist-Effekt*) [FAH15].

### 2.3.3 Blutschädigungsmechanismen

Bedingt durch die besonderen Eigenschaften des Blutes kommt es beim Einsatz extrakorporaler Blutkreisläufe und der zugehörigen Pumpen zu einer Schädigung des Blutes und seiner Bestandteile sowie einer daraus resultierenden Belastung des Patientenorganismus. Aus diesem Grund ist die maximale Anwendungsdauer extrakorporaler Blutkreisläufe begrenzt. Im Folgenden werden die wirkenden Schädigungsmechanismen beschrieben.

#### a) Hämolyse

Neben der bereits erwähnten natürlichen Lebensdauerbegrenzung der Erythrozyten kann das Einwirken von Krankheiten oder äußeren Umständen zu einer Schädigung bzw. zu einer Zerstörung der Zellhülle führen. Dieser Vorgang wird als Hämolyse bezeichnet. Man unterscheidet dabei zwischen physiologischer Hämolyse aufgrund der natürlichen Lebensdauer der Erythrozyten und pathologischer Hämolyse. Besonders die Einwirkung von Scherspannungen führt zu einer Deformation der elastischen Hülle und letztendlich zu einer mechanischen Zerstörung der roten Blutkörperchen. In der Literatur wurde die durch Scherspannungen bedingte Hämolyse bereits mehrfach untersucht. Laut [LEV72, SCH11] ist ab Scherspannungen im Bereich von  $\tau = (80 \dots 400)$  Pa eine signifikante Hämolyse nachweisbar. Neben der Größe der Scherspannung ist zusätzlich die Einwirkungsdauer der Scherspannung von Bedeutung. Nach [PAU03] tritt für  $\tau \geq 425$  Pa ab einer Dauer von 620 ms mechanische Hämolyse auf.

Innerhalb der Erythrozyten befindet sich das Hämoglobin, welches mit Hilfe von Eisenionen in der Lage ist, Sauerstoff zu binden. Je nach Sättigungszustand weist es daher eine hellrote bis dunkelrote Farbe auf. Kommt es zu einer Zerstörung der Zellhülle, wird das Hämoglobin im Blutplasma gelöst. Dies hat eine deutliche Rotfärbung des Blutplasmas zur Folge. Der Grad der Hämolyse kann anschließend mit photometrischen Verfahren ermittelt werden. Als Indikator der Hämolyse liegt abschließend der Masseanteil des freien Hämoglobins  $f_{Hb}$  im Plasma vor (siehe dazu auch Abschnitt 7.6.3).

Zusätzlich zu mechanischen Einflüssen können außerdem osmotische, chemische und thermische Einflüsse Hämolyse verursachen [LEV72, TAK83, WEE66]. Für die Betrachtung der durch Blutpumpen verursachten Hämolyse sind allerdings hauptsächlich mechanische Einflüsse von Bedeutung.

## b) Fremdoberfläche

Ein zweiter Schädigungsmechanismus ist der Einfluss der Fremdoberfläche auf das Blut. Innerhalb des extrakorporalen Kreislaufes ist der Blutkontakt mit unphysiologischen Oberflächen, wie beispielsweise PVC (Polyvinylchlorid), Silikon oder Luft, unvermeidbar (vgl. Abschnitt 2.3.1).

Dieser Kontakt kann unter anderem zur Aktivierung der Blutgerinnung (Koagulation) und des Immunsystems sowie zur Bildung von Thromben (Blutgerinnsel) führen [SCH11]. Gelangt ein solcher Thrombus in den Patientenorganismus, können Gefäßverstopfungen, Herzinfarkt und Schlaganfall folgen. Außerdem ist das Bilden von Anhaftungsthromben im extrakorporalen Kreislauf möglich. Zur Vermeidung dieser Vorgänge werden biokompatible Oberflächen genutzt. Diese sind zusätzlich mit Heparin als Antikoagulationsmittel beschichtet [SCH11].

Zusätzlich zur Koagulation führt die Oberflächenrauheit der künstlichen Oberfläche [YAS00] zu einer Blutschädigung. Einen weiteren Einfluss haben Substanzen (z. B. Weichmacher), welche von den Fremdoberflächen abgegeben werden und so in den Blutkreislauf gelangen.

## c) Spallation

Unter Spallation versteht man die Abspaltung von kleinsten Partikeln des Schlauchmaterials [PEE00]. Herkömmlicherweise wird Silikon oder PVC als Schlauchmaterial verwendet. Während des Betriebs von Schlauchpumpen kann es infolge der periodischen mechanischen Verformung des flexiblen Schlauches zu einer Spallation von Partikeln des Schlauchmaterials kommen. Die abgespaltenen Partikel haben beispielsweise bei PVC-Schläuchen durchschnittliche Durchmesser von ca. 1  $\mu\text{m}$  [LIU17]. Gelangen diese Partikel in den Patientenorganismus, kann es zu Mikroembolien (Gefäßverstopfungen) und Einlagerungen kommen [ORE82]. Neben der Anwendungsdauer und der Pumpendrehzahl hat außerdem der Grad der Okklusion einen Einfluss auf die Anzahl der durch Spallation freigesetzten Partikel. Gemäß Literaturangaben ist nicht eindeutig geklärt, ob Silikon oder PVC besser als Schlauchmaterial geeignet ist [KIM98]. Beide Materialien führen beim Einsatz von Rollenpumpen zu Spallation, zeigen jedoch unterschiedliche Abnutzungserscheinungen.

## d) Thermische Belastung

Auch thermische Belastungen führen zu einer Veränderung der mechanischen Eigenschaften der zellulären Blutbestandteile. Ab einer Bluttemperatur von 49 °C ist laut [LEV72] eine Hämolyse nachweisbar.

### 2.3.4 Spezielle Anforderungen an Blutpumpen

Pumpen zum Fördern von Blut müssen spezielle Eigenschaften aufweisen. Diese lassen sich aus den Bluteigenschaften und den Blutschädigungsmechanismen ableiten. Wie bereits beschrieben, führt die Blutschädigung während des Pumpprozesses zu einer Begrenzung der maximalen Anwendungsdauer extrakorporaler Blutkreisläufe. Aus diesem Grund müssen im Entwurfsprozess der Pumpen sowohl die Strömungsvorgänge im Pumpeninneren als auch die mechanischen Belastungen während des Pumpprozesses besonders betrachtet werden. Nur so kann die Blutschädigung durch Hämolyse gering bleiben. Zusätzlich dazu sind Kontaktflächen zu Fremdoberflächen möglichst klein zu halten. Die vorhandenen Fremdoberflächen sind hinsichtlich Biokompatibilität (DIN EN ISO 10993-1), Wechselwirkungen mit Blut (DIN EN ISO 10993-4), Toxizität (DIN EN ISO 10993-11) und Sterilisierbarkeit (DIN EN ISO 11135) zu prüfen. Weitere wichtige Kriterien sind eine hohe Zuverlässigkeit im Betrieb sowie die Sicherheit des medizinischen Gerätes (DIN EN 60601).

### 2.3.5 Herkömmliche Blutpumpen

Je nach Anwendung werden gegenwärtig hauptsächlich Rollenpumpen (hydrostatische Pumpen) oder Zentrifugalpumpen (hydrodynamische Pumpen) für den Betrieb von extrakorporalen Blutkreisläufen eingesetzt.

#### a) Rollenpumpen

Die erste Rollpumpe wurde 1934 von *DeBakey* [DEB34] eingesetzt, um Bluttransfusionen durchzuführen. Bedingt durch den einfachen Aufbau, die einfache Handhabung und das volumetrische Förderprinzip haben sich Rollenpumpen heutzutage in vielen Bereichen der extrakorporalen Blutkreisläufe etabliert. Dazu zählen Herz-Lungen-Maschinen, Organperfusion und Dialyseanwendungen. Zum Fördern von Blut werden Rollenpumpen je nach verwendetem Schlauchdurchmesser mit Drehzahlen  $n_r \leq 250$  1/min [SCH11] betrieben. Die verwendeten Schläuche bestehen dabei hauptsächlich aus Silikon oder PVC. Aufgrund des Verdrängerprinzips sind Luftembolien und Kavitationen [SCH11] Problemstellungen, welche beim Betrieb von Rollenpumpen beachtet werden müssen. Außerdem kann ein unerwünschter Schlauchverschluss zu einem starken Anstieg des Drucks und zum Auftreten von Komplikationen führen.

Des Weiteren tritt während des Betriebs von Rollenpumpen Hämolyse auf. Die damit verbundene Blutschädigung wird vom Okklusionsgrad, der Rotordrehzahl  $n_r$ , der Rollenzahl  $z$ , dem Rollendurchmesser, dem Schlauchmaterial und dem Schlauchdurchmesser (Fremdoberfläche) beeinflusst [NOO85, BLU69, KUS63, WIL61, RAW97]. Abbildung 2.13 zeigt den Masseanteil des freien Hämoglobins  $fHb$  im Blutplasma als Indikator der Hämolyse. Es ist deutlich erkennbar, dass eine zunehmende Okklusion bzw. ein geringer werdender Restspalt  $w_{\text{gap}}$  zu einer grö-

ßeren Hämolyse führt. Außerdem steigt die Hämolyse bei Verwendung kleinerer Schlauchinnendurchmesser  $d_{\text{tube},i}$ . Dies begründet sich mit der größeren Rotordrehzahl  $n_r$ , welche bei geringeren Schlauchdurchmessern notwendig ist, um einen vergleichbaren Volumenstrom zu generieren.

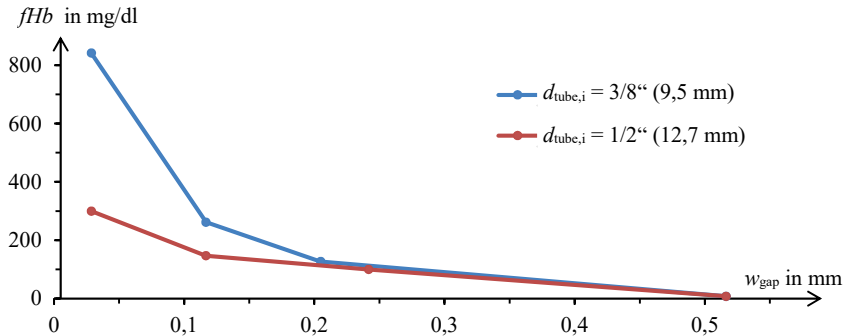


Abbildung 2.13: Abnahme des durch Hämolyse verursachten Masseanteils  $fHb$  des freien Plasmahämoglobins mit Zunahme des Restspalts  $w_{\text{gap}}$  für verschiedene Schlauchinnendurchmesser  $d_{\text{tube},i}$  bei  $Q = 4$  l/min (nach [NOO85])

Während des Einlaufs der Rollen in den Schlauch kommt es zu einer Verdrängung des Blutes innerhalb des Schlauches bis zur vollständigen Schlauchokklusion. Das Blut wird dabei aufgrund der Druckverhältnisse gezwungen, durch den immer schmäler werdenden Spalt im Pumpenschlauch zu fließen. Aus diesem Grund treten starke Scherspannungen auf, welche zur Hämolyse führen [MUL05]. Ein weiterer Hämolysemechanismus ist das direkte Zerquetschen der Erythrozyten durch die Schlauchokklusion. Eine Reduzierung der auftretenden Hämolyse kann durch die Justage der Okklusion mit Hilfe der Tropfenmethode erreicht werden [TAM97]. Dieses Prinzip beruht auf der Messung des Flusses, welcher den okkludierten Schlauch unter einem Druck von z. B. 100 mbar (100 cm Wassersäule) passiert.

Ein Nebeneffekt der nicht vollständigen Schlauchokklusion ist eine Verringerung der Pumpleistung infolge des auftretenden Rückflusses  $Q_{\text{back}}$  (vgl. Abbildung 2.7). Zusätzlich zur Hämolyse führen die durch die Rollenpumpe auf den Schlauch einwirkenden Kräfte zu einer Spallation des Schlauchmaterials und belasten somit den Patientenorganismus.

Bedingt durch den einfachen Aufbau der Rollenpumpe ist bei Stromausfall ein Handbetrieb möglich. Die Betriebskosten von Rollenpumpen umfassen lediglich die Kosten des Pumpenschlauches, welcher aus hygienischen Gründen als Einwegelement ausgeführt ist.

## b) Zentrifugalpumpen

Zentrifugalpumpen finden besonders bei Langzeitanwendungen von extrakorporalen Blutkreisläufen, wie z. B. ECLS bzw. ECMO, Anwendung. Diese Pumpen zeichnen sich durch einen kontinuierlichen Fluss aus und lassen sich mit Hilfe der Laufraddrehzahl  $n_r$  steuern. Aufgrund des hydrodynamischen Funktionsprinzips ist der Einsatz eines Flusssensors unerlässlich, um gewünschte Flussraten einzustellen. Je nach Pumpengröße sind Laufraddrehzahlen  $n_r \leq 5500$  1/min [SCH11] üblich.

Funktionsbedingt wird das Blut entlang des Laufrades beschleunigt und dabei in eine dünne Flüssigkeitsschicht umgeformt. Während dieses Vorgangs treten innerhalb der Flüssigkeit starke Geschwindigkeitsgradienten auf, welche hohe Scherspannungen und Hämolyse verursachen [FRA12]. Außerdem führt der Blutkontakt mit der Fremdoberfläche der Pumpe zu einer Schädigung. In der Literatur gibt es verschiedene Quellen hinsichtlich des Umfangs der verursachten Blutschädigung. Beispielsweise werden Zentrifugalpumpen laut [KRA11, HEI91] aufgrund der geringen Blutschädigung vorwiegend für Langzeitanwendungen eingesetzt. Andere Quellen stellen keinen signifikanten Unterschied der Blutschädigung im Vergleich zu Rollenpumpen fest [HAN99]. Eine Begründung für diese unterschiedlichen Literaturaussagen ist die Vielzahl der Parameter, welche die Blutschädigung bedingen. Außerdem spielt die Erfahrung und Routine der anwendenden Ärzte und Kardiotechniker eine wichtige Rolle bei der Wahl und Einstellung der Blutpumpen. Eine weitere mögliche Komplikation bei Langzeitanwendungen ist ein erhöhtes Thromboserisiko. Während des Betriebs von Zentrifugalpumpen treten innerhalb des Pumpenkopfes strömungsbedingt Bereiche geringer Fließgeschwindigkeit auf [FRA12]. Diese Bereiche sind besonders thrombosegefährdet.

Zentrifugalpumpen sind nicht selbstansaugend und können keine Luftblasen fördern. Letzteres senkt das Risiko einer Luftembolie. Aufgrund des hydrodynamischen Funktionsprinzips werden unerwünschte Anstiege des Durchflusswiderstandes (z. B. Schlauchverschluss) von Zentrifugalpumpen toleriert. Die Betriebskosten von Zentrifugalpumpen sind im Vergleich zu Rollenpumpen deutlich größer [KRA11]. Dies begründet sich im Pumpenkopf, welcher nach einmaliger Benutzung ersetzt werden muss. Die oft magnetisch mit dem Pumpenkopf gekoppelte Antriebseinheit ist wiederverwendbar.

## 2.4 Alternative Schlauchpumpprinzipie

Als Alternativen zu herkömmlichen Bauarten von Schlauchpumpen finden sich in der Literatur mehrere Konzepte. Im Folgenden werden zwei ausgewählte Beispiele vorgestellt, welche auf einer Teilokklusion des Pumpenschlauches aufbauen und deshalb besonders relevant für den Entwurf eines nicht-okklusiven Schlauchpumpenprinzips sind.



### 2.4.1 Impedanzpumpe

Das Prinzip der Impedanzpumpe basiert auf der Ausbreitung von Pulswellen innerhalb eines flexiblen Pumpenschlauches. Es wurde 1954 erstmalig von *Liebau* [LIE54] im Zusammenhang mit der Untersuchung der Pumpwirkung des Herz-Kreislauf-Systems erwähnt und untersucht.

Der Aufbau einer einfachen Impedanzpumpe besteht neben dem flexiblen Pumpenschlauch aus zwei starren Schlauchstücken, welche an Ein- und Ausgang des Pumpenschlauches angeordnet sind (siehe Abbildung 2.14). Im Folgenden werden die mit eins bis vier nummerierten Schritte der Funktionsweise erläutert.

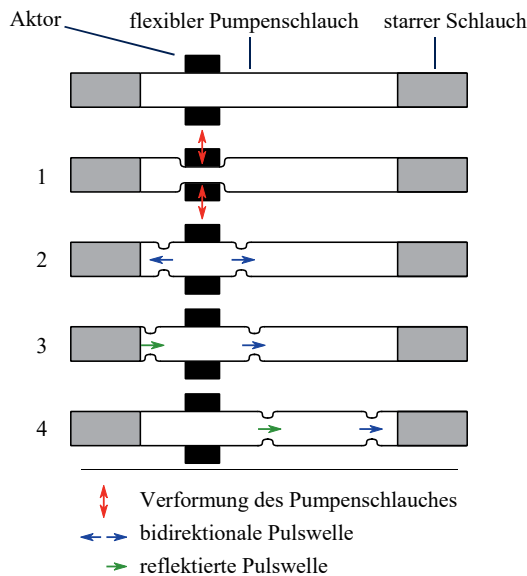


Abbildung 2.14: Schematische Darstellung des Funktionsprinzips einer Impedanzpumpe (nach [HIC05])

Mit Hilfe eines Aktors erfolgt eine periodische Volumenverdrängung durch die Verformung des Pumpenschlauches (1). Die so erregte Puls- oder Druckwelle breitet sich bidirektional innerhalb des Pumpenschlauches aus (2). Aufgrund der unterschiedlichen Entfernung der Erregungsstelle zu den Übergängen der starren Schlauchstücke erreicht die nach links laufende Puls- oder Druckwelle die Übergangsstelle zum starren Schlauchstück eher als die nach rechts laufende Puls- oder Druckwelle. Beim Übergang der Puls- oder Druckwellen vom flexiblen in das starre Schlauchstück findet aufgrund der unterschiedlichen Ausbreitungsbedingungen der verschiedenen Schläuche ein Reflexions- und Transmis-

sonsvorgang der Pulswellen statt. Auf diese Weise wird ein Teil der ursprünglich nach links laufenden Pulswelle reflektiert (3) und passiert die Erregungsstelle. Als Resultat der Reflexion und der nicht-zentrischen Anordnung der Erregungsstelle breiten sich nun zwei gleichgerichtete Pulswellen im Pumpenschlauch aus (4). Durch eine gezielte Überlagerung von Erregung, Reflexion und Transmission ist es möglich, einen gerichteten Volumenstrom zu erzeugen.

Das Pumpverhalten von Impedanzpumpen ist sehr stark von der Anregungsfrequenz [HIC06], der Anregungsform, dem Pumpmedium, dem Erregungsort sowie der Länge, Elastizität und Geometrie der verwendeten Schläuche abhängig [HIC05a]. Aufgrund der großen Parameteranzahl und der dynamischen Strömungsvorgänge im Inneren der Impedanzpumpe ist es nicht möglich, sie im Sinne der herkömmlichen Pumpen zu klassifizieren und zu berechnen. Vielmehr stellen Impedanzpumpen ein Schwingungssystem dar, welches periodisch erregt wird. Wie jedes Schwingungssystem besitzen Impedanzpumpen Eigenfrequenzen, welche durch die Pulswellenlaufzeit und die Länge des elastischen Schlauchstücks (siehe Abschnitt 5.1.3 d)) vorgegeben werden. Aus diesem Grund variiert der erzeugte Volumenstrom in seiner Größe und Richtung stark in Abhängigkeit von der Anregungsfrequenz [HIC05a].

Die Funktionsweise der Impedanzpumpe ähnelt sehr stark den physiologischen Vorgängen des menschlichen Herz-Kreislauf-Systems. Das menschliche Herz erzeugt mit seinem periodischen Volumenausstoß eine Pulswelle. Diese dehnt die Aorta, welche einen Teil des ausgestoßenen Volumens aufnimmt. Mit Hilfe des Windkessel effektes breitet sich die Pulswelle anschließend im Arteriensystem aus [SCH10, FAH15]. Infolge der Querschnittsverringerung am Übergang der großen Arterien zu den Arteriolen finden Reflexions- und Transmissionsvorgänge der Pulswelle statt. Die Überlagerung des Volumenpulses mit der reflektierten Pulswelle führt zu einer Drucküberhöhung und somit zu einer besseren Durchblutung der Kapillaren [FAH15].

Bedingt durch das ventillöse Pumpprinzip von Impedanzpumpen lässt sich nur ein begrenzter maximaler Gegendruck  $p_{\text{back}}$  erreichen. Beispielsweise wurde in Voruntersuchungen [FLA15] ein maximaler Gegendruck von  $p_{\text{back}} = 17 \text{ mbar}$  (2,3 kPa) und ein maximaler Fluss (ohne Gegendruck) von  $Q = 0,7 \text{ l/min}$  gemessen. Dabei zeigte sich außerdem, dass nur eine Erregung in Form einer vollständigen Schlauchokklusion zu einer messbaren Pumpleistung führt. Für die Anwendung als nicht-okklusive Blutpumpe stellt dies ein Ausschlusskriterium dar, da eine Blutschädigung infolge der Volloklusion zu erwarten ist.

## 2.4.2 Druschke-Pumpe

Ein weiteres Schlauchpumpenkonzept wurde in den 1980er Jahren von *Druschke* an der Akademie der Wissenschaften in Berlin untersucht. Dieses Konzept beruht auf dem herkömmlichen Schlauchpumpenprinzip. Im Unterschied dazu erfolgt die Schlauchquetschung jedoch nicht durch einen mit Rollen besetzten Rotor (vgl. Abbildung 2.6), sondern durch einen zylinderför-

migen Rotor. Dieser ist nicht radial gelagert und kann sich daher umlaufend exzentrisch bewegen, ähnlich einem Harmonic Drive. Der Pumpenschlauch befindet sich in einer Nut zwischen dem Rotor und einem spulenbesetzten Stator. Letzterer dient zum Erzeugen eines magnetischen Wanderfeldes, welches den Rotor exzentrisch bewegt. Infolgedessen rollt der Rotor auf dem Pumpenschlauch ab und verdrängt somit das im Schlauch befindliche Volumen [DRU80, BAU82]. Abbildung 2.15 und Abbildung 2.16 verdeutlichen das Funktionsprinzip der *Druschke-Pumpe* in zwei verschiedenen Betriebsarten.

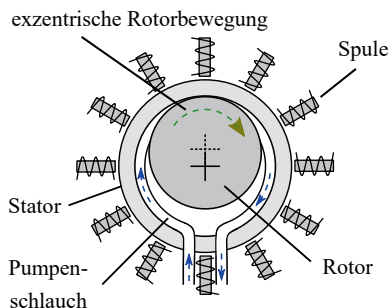


Abbildung 2.15: Schematischer Aufbau der *Druschke-Pumpe* nach [DRU80, DRU81]; Vollokklusion

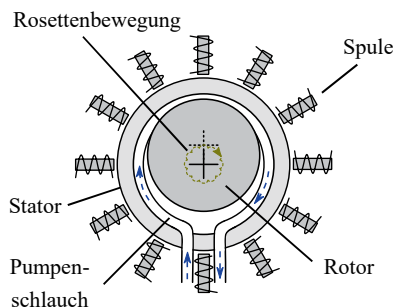


Abbildung 2.16: Schematischer Aufbau der *Druschke-Pumpe* nach [DRU80, DRU81]; Teilokklusion

Durch Variation der Amplitude des Wanderfeldes ist es möglich, den Pumpenschlauch vollständig (Abbildung 2.15) oder teilweise (Abbildung 2.16) zu okkludieren. Laut [DRU80, BAU82] folgt der Stößel im teilokklusiven Betrieb einer rosettenförmigen Bewegungskurve. Diese Kurve ist in Abbildung 2.16 schematisch dargestellt. Sie ergibt sich aus den Reluktanzkräften, welche vom fortlaufenden magnetischen Wanderfeld auf den Rotor einwirken. Infolgedessen wird der Rotor in die Richtung der aktiven Spule ausgelenkt und durch die Schlauchelastizität zurückgestoßen.

Die Steuerung der Pumpe erfolgt über die Amplitude und Frequenz des Wanderfeldes. Auf diese Weise lassen sich sowohl kontinuierliche als auch zeitlich veränderliche Volumenströme erzeugen [HOF81, BAU82].

Aufgrund der Anordnung des Pumpenschlauches zwischen Stator und Rotor ist von einer starken thermischen und magnetischen Beeinflussung des Pumpmediums auszugehen. Des Weiteren ist die Montage des Pumpenschlauches innerhalb des elektromechanischen Aktors für die medizinische Anwendung ungeeignet.

Das beschriebene Pumpprinzip wurde im Rahmen von Leber-Perfusionsexperimenten an der Berliner Charité zum Fördern von Perfusionslösung eingesetzt [HOF81, GEL88]. Während

dieser Untersuchungen konnten sehr gute Durchströmungsbedingungen der Organe nachgewiesen werden. Laut [GEL88] führen die durch das Pumpprinzip in die Perfusionslösung eingekoppelten Vibrationen zu einer homogenen Durchströmung der Organe. Diese Vibrationen sind auf die Grundfrequenz der Pumpenansteuerung zurückzuführen [GEL88].

Bedingt durch die begrenzte Quellenlage sind sehr wenig technische Eigenschaften und keine Berechnungsgrundlagen der *Druschke*-Pumpe bekannt. Es ist jedoch davon auszugehen, dass zum Betreiben der Pumpe eine höhere Anregungsfrequenz Anwendung fand, als bei herkömmlichen Rollenpumpen üblich. Laut [BAU82] wurden während der Perfusionsexperimente ein Fluss von  $Q = 400$  ml/min und Gegendruck von  $p_{\text{back}} = 10,6$  kPa verwendet. Bezüglich der vom Pumpenprinzip verursachten Blutschädigung liegen keine Untersuchungen vor. Im teilkklusiven Betrieb ist jedoch eine geringere Blutschädigung im Vergleich zu konventionellen Rollenpumpen zu erwarten.

## 2.5 Zusammenfassung

Es existiert eine Vielzahl von verschiedenen Pumpenbauformen, welche den speziellen Anforderungen ihres Anwendungsgebiets angepasst sind. Besonders beim Fördern von sensiblen Medien, wie z. B. Blut, sind neben den hydraulischen Kennwerten, wie Druck und Volumenstrom, zusätzliche Eigenschaften wichtig, um einen sicheren Transport des Pumpmediums zu gewährleisten. Typische Anwendungsfälle für Blutpumpen stellen extrakorporale Kreisläufe, wie die Herz-Lungen-Maschine, Lebensunterstützungs-, Organperfusions- und Dialysesysteme, dar.

Bestehende Blutpumpen führen aufgrund ihres Funktionsprinzips zu Hämolyse, belasten den Patientenorganismus und begrenzen dadurch die maximale Anwendungsdauer extrakorporaler Blutkreisläufe. Die Blutschädigung lässt sich hauptsächlich auf Scherspannungen im Flüssigkeitsstrom während des Pumpprozesses und auf die Okklusion von Schlauchpumpen zurückführen.

Untersuchungen haben gezeigt, dass eine Verringerung der Okklusion von Schlauchpumpen eine geringere Hämolyse zur Folge hat. Jedoch sind aktuell keine Pumpen verfügbar, welche für die Anwendung als Blutpumpe ausreichende hydraulische Parameter mit justierbarer Teilkklusion vereinen.

Die Funktionsprinzipie der Impedanzpumpe und der *Druschke*-Pumpe stellen interessante Ansätze für eine Kombination der notwendigen hydraulischen Parameter mit einem schonenden Förderprinzip dar. Besonders das auf der Ausbreitung von Pulswellen basierende Impedanzpumpenprinzip ähnelt den physiologischen Vorgängen im menschlichen Herz-Kreislauf-System und ist damit sehr gut für den Bluttransport geeignet. Aufgrund der relativ geringen Anregungsfrequenzen lassen sich nur im vollokklusiven Betrieb Pumpwirkungen erzeugen. Außerdem ist

die hydraulische Leistung des auf Reflexion und Transmission beruhenden Förderprinzips begrenzt. Mit Hilfe einer höherfrequenten Anregung ist jedoch eine deutliche Steigerung der hydraulischen Parameter in Kombination mit einem teilkklusiven Betrieb vorstellbar. Aus diesem Grund erscheint eine Verwendung der *Druschke*-Pumpe als Erreger der Impedanzpumpe gut vorstellbar, um ein schonendes und steuerbares Pumpprinzip zu entwickeln, welches die hydraulischen Anforderungen der extrakorporalen Blutkreisläufe erfüllt. Außerdem können die hygienischen Eigenschaften, der einfache Aufbau und der kostengünstige Betrieb herkömmlicher Schlauchpumpen beibehalten werden.

### 3 Präzisierung der Aufgabenstellung

Ziel dieser Arbeit ist es, ein neues Pumpprinzip auf Basis einer Schlauchpumpe zu entwickeln, mit dessen Hilfe eine Förderleistung ohne vollständige Schlauchokklusion erzeugt wird. Dadurch lässt sich die mechanische Belastung der Flüssigkeit reduzieren und somit beispielsweise bei der Anwendung als Blutpumpe eine verringerte Blutschädigung erreichen. Auf diese Weise sind eine Vergrößerung der maximalen Anwendungsdauer und bessere Therapieerfolge möglich.

Im Gegensatz zu konventionellen Schlauchpumpen soll die benötigte mechanische Energie mittels einer Oszillation in den Pumpenschlauch übertragen werden. Diese Oszillation führt zu einer Volumenverdrängung und in Folge dessen zur Ausbreitung einer Pulswelle im Pumpenschlauch. Der auf diese Weise erzeugte Volumenstrom ist über die Oszillationsamplitude  $r_{osc}$  und die Oszillationsfrequenz  $f$  statisch und dynamisch steuerbar.

Zum Erzeugen eines blutschonenden Förderprinzips ist die Größenordnung der Oszillationsamplitude  $r_{osc}$  so zu wählen, dass der Pumpenschlauch nicht vollständig okkludiert wird. Bedingt durch den Restspalt im Schlauch (Teilokklusion) ist ein Rückstrom  $Q_{back}$  unvermeidbar. Aus diesem Grund muss der durch die dynamische Schlauchanregung (Oszillationsfrequenz  $f \geq 40$  Hz) generierte Volumenstrom  $Q_{disp}$  groß genug sein, um trotz des Rückstromes  $Q_{back}$  einen positiven Volumenstrom  $Q_{out}$  bereitzustellen (vgl. Gl. (2.4)).

Folgende Forderungen (F) werden an das zu entwickelnde Pumpprinzip gestellt:

- F1) Steuerbarer Okklusionsgrad des Pumpenschlauches während des Betriebs,
- F2) dynamisch steuerbarer Volumenstrom (einstellbare Pulsation, Modulation),
- F3) keine bewegten Bauteile im direkten Kontakt mit der Flüssigkeit,
- F4) keine Ventile im Flüssigkeitsstrom,
- F5) Nutzbarkeit üblicher Schlauchpumpenschläuche (Biokompatibilität),
- F6) örtliche Trennung zwischen Antriebseinheit und Pumpeneinheit,
- F7) Volumenstrom  $Q \geq 300$  ml/min (Organperfusion),
- F8) Gegendruck  $p \geq 15$  kPa (Organperfusion),
- F9) Oszillationsfrequenz im Bereich von  $f = (40 \dots 140)$  Hz sowie
- F10) Oszillationsamplitude  $r_{osc} = (0 \dots 0,3)$  mm.

Zusätzlich zu den Forderungen ist ein zu bestehenden Schlauchpumpen vergleichbarer Bauraum von  $(220 \times 155 \times 260)$  mm<sup>3</sup> [COL19] wünschenswert.

Unter Einbeziehung der Kenntnisse aus Kapitel 2 und den Forderungen F1 bis F10 aus der Präzisierung der Aufgabenstellung ist ein Lösungskonzept zu erarbeiten.

Auf Grundlage dieses Lösungskonzeptes ist das gesamte Pumpprinzip im Rahmen der theoretischen Betrachtungen unter Anwendung verschiedener Teilmodelle zu modellieren. Das Ziel liegt dabei in der hydraulischen Auslegung des Pumpprinzips auf Basis der Oszillationserregung. Ausgehend von einer elektrisch-hydraulischen Analogie soll die hydraulische Modellierung des Pumpprinzips unter Zuhilfenahme der Simulationsumgebung *SimulationX* durchgeführt werden.

Zum Verifizieren des hydraulischen Modells wird ein Funktionsmuster der nicht-okklusiven Schlauchpumpe benötigt. Dazu ist der im Lösungskonzept gewählte Ansatz zur Oszillationserregung zu detaillieren, hinsichtlich einer konstruktiven Umsetzung und Dimensionierung zu simulieren sowie ein Funktionsmuster aufzubauen.

Auf Basis des Funktionsmusters ist im experimentellen Teil der Arbeit die Verifizierung der aufgebauten Simulationsmodelle durchzuführen. Im Anschluss daran sind die Einflüsse der Steuerparameter auf die resultierende Pumpenkennlinie innerhalb mehrerer Experimente zu untersuchen. Zum Einschätzen der durch das nicht-okklusive Pumpverfahren hervorgerufenen Blutschädigung ist eine Vergleichsmessung mit einer konventionellen Schlauchpumpe durchzuführen.

Die im Rahmen der Arbeit gewonnenen Erkenntnisse und Modelle sind abschließend als Richtlinien für die Dimensionierung und Auslegung von nicht-okklusiven Schlauchpumpen nach dem beschriebenen Funktionsprinzip zu formulieren.

In einem abschließenden Kapitel sind die Inhalte der Arbeit zusammenzufassen. Ein daran anschließender Ausblick soll als Ausgangspunkt für weitere Arbeiten auf diesem Gebiet dienen.

## 4 Entwicklung eines Lösungsansatzes

Dieses Kapitel beschreibt das Finden eines Lösungsansatzes, welcher es ermöglicht, die in Kapitel 3 beschriebenen Anforderungen zu erfüllen. Teile dieses Kapitels wurden innerhalb von [PEC17, PEC17a, PEC18, PEC19] publiziert und sind entsprechend gekennzeichnet.

Die in Abschnitt 2.4 vorgestellten alternativen Pumpprinzipie stellen einen geeigneten Ausgangspunkt für die Entwicklung einer nicht-okklusiven Schlauchpumpe dar. Aus diesem Grund ist die Ableitung eines Pumpprinzips, welches auf einer Impedanzpumpe mit Erregung in Form einer umlaufenden exzentrischen Bewegung (Oszillation) aufbaut, sehr vielversprechend. Dieser Ansatz wird im Folgenden strukturiert und präzisiert.

### 4.1 Funktionsstruktur

Aufbauend auf den Kapiteln 2 und 3 wurde nach [CON13] die in Abbildung 4.1 dargestellte Funktionsstruktur abgeleitet. Diese Art der Darstellung dient der strukturellen Abstrahierung der nicht-okklusiven Schlauchpumpe.

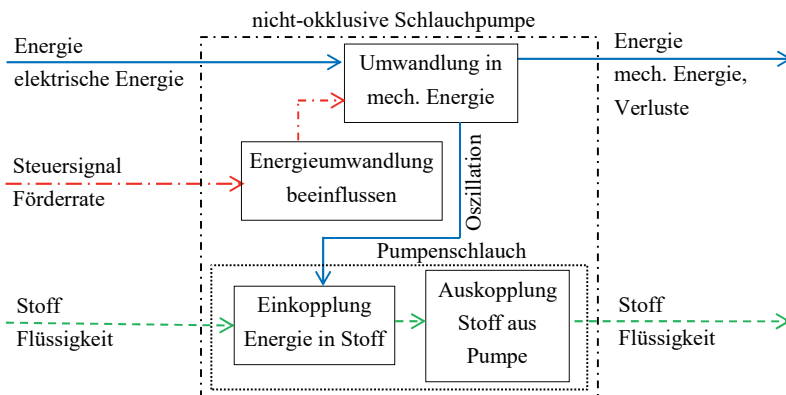


Abbildung 4.1: Funktionsstruktur der nicht-okklusiven Schlauchpumpe (nach [PEC17a]) mit Energieumwandlung und anschließender Einkopplung der Oszillation in den Pumpenschlauch

Die Funktionsstruktur gliedert sich in den Energieumsatz (blau), den Signalumsatz (rot) und den Stoffumsatz (grün). Die zugeführte elektrische Energie wird innerhalb eines Energiewandlers in mechanische Energie gewandelt. Anschließend erfolgt die Einkopplung der mechanischen Energie in Form einer Oszillation über den Pumpenschlauch in den Stoff (Flüssigkeit). Ab-



schließlich wird der Stoff aus dem Pumpenschlauch und damit aus der Pumpe ausgekoppelt. Daraus resultiert eine Pumpleistung in Form eines Stoffumsatzes. Das Beeinflussen der Energieumwandlung ermöglicht die Steuerung der Oszillation und somit auch eine Steuerung des Stoffumsatzes in Form des Volumenstromes  $Q$ . [PEC17a]

## 4.2 Lösungsansatz

Das Erarbeiten eines Lösungsansatzes erfolgt durch die Gliederung in das Pumpprinzip selbst und die Erzeugung der Oszillation zum Erregen des Pumpenschlauches.

### 4.2.1 Pumpprinzip

Entsprechen der vorgestellten Funktionsstruktur hat das Pumpprinzip die Aufgabe, den Stofftransport innerhalb des Pumpenschlauches mit Hilfe einer mechanischen Oszillation zu erfüllen. Aufgrund der erforderlichen Biokompatibilität ist die Verwendung von üblichen biokompatiblen Schlauchpumpenschläuchen für die Entwicklung des Pumpprinzips vorgesehen (vgl. F5). Auf diese Weise sind während der Entwicklung und dem Betrieb der Pumpe keine weiteren Randbedingungen bezüglich der mit dem Pumpmedium in Kontakt kommenden Fremdoberflächen zu beachten. Außerdem kommen keine bewegten mechanischen Teil in direkten Kontakt mit dem Pumpmedium (vgl. F3).

#### a) Volumenverdrängung und Rückfluss

Die Wirkungsweise des Pumpprinzips der nicht-okklusiven Schlauchpumpe resultiert aus der Überlagerung eines durch Volumenverdrängung erzeugten Volumenstromes  $Q_{\text{disp}}$  und der Rückströmung  $Q_{\text{back}}$  durch den Restspalt des teilokkludierten Schlauches (siehe Abbildung 4.2).

Die Energieeinkopplung in den Pumpenschlauch findet dabei durch eine Relativbewegung eines Koppelgliedes bezüglich des Pumpenschlauches und des darin befindlichen Pumpmediums in Form einer Volumenverdrängung statt. Gleichzeitig erfolgt eine Beschleunigung des verdrängten Volumens. Bedingt durch die Geschwindigkeit des Koppelgliedes  $v_{\text{disp}}$ , die Trägheit des Pumpmediums und die Compliance (siehe Abschnitt 5.1.3 e)) des Pumpenschlauches bildet sich vor dem Koppelglied ein Gebiet hohen Drucks  $p_{\text{max}}$  und hinter dem Koppelglied ein Gebiet niedrigen Drucks  $p_{\text{min}}$ . Abbildung 4.2 stellt die Strömungsvorgänge und die Druckverhältnisse innerhalb der nicht-okklusiven Schlauchpumpe schematisch dar. Der resultierende Volumenstrom  $Q_{\text{out}}$  ist neben der Geschwindigkeit  $v_{\text{disp}}$  des Koppelgliedes außerdem vom Grad der Okklusion abhängig. Auf diese Weise kann der Volumenstrom  $Q_{\text{out}}$  zusätzlich zu  $v_{\text{disp}}$  über den Grad der Okklusion gesteuert werden (vgl. F1 und F2).

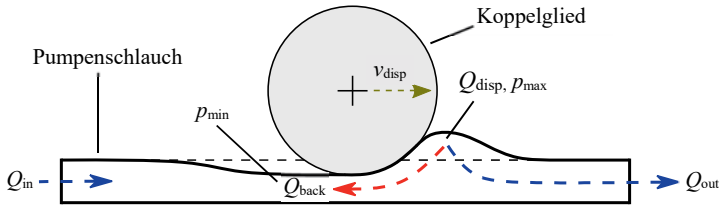


Abbildung 4.2: Schematische Darstellung der Volumenverdrängung innerhalb der nicht-okklusiven Schlauchpumpe infolge der Relativbewegung des Koppelgliedes bezüglich des Pumpenschlauches und des darin befindlichen Pumpmediums

#### b) Geometrische Anordnung

Für die technische Umsetzung des Pumpprinzips ist eine rotationssymmetrische Anordnung von Koppelglied und Pumpenschlauch zu bevorzugen [PEC17, PEC17a, PEC19]. Im Gegensatz zu einer linearen Anordnung (vgl. Abbildung 4.2) kann die gleichbleibende Umfangsgeschwindigkeit einer exzentrischen Oszillation genutzt werden, um den Pumpenschlauch zu stimulieren. Dadurch entfällt das periodische Abbremsen und Beschleunigen des Koppelgliedes. Somit kann ein energetisch günstigeres Antriebskonzept gewählt werden. Der Pumpenschlauch ist dabei spiralförmig zwischen dem Koppelglied und einem Widerlager in Form einer Schlauchwindung angeordnet. Auf diese Weise kann die vom Koppelglied übertragene Oszillation die benötigte Volumenverdrängung im Pumpenschlauch hervorrufen. Abbildung 4.3 zeigt die Anordnung von Koppelglied und Pumpenschlauch, im Folgenden Pumpeneinheit genannt, schematisch. Dabei ist hervorzuheben, dass keine Rotation des Koppelgliedes stattfindet, sondern lediglich eine umlaufende exzentrische Oszillation.

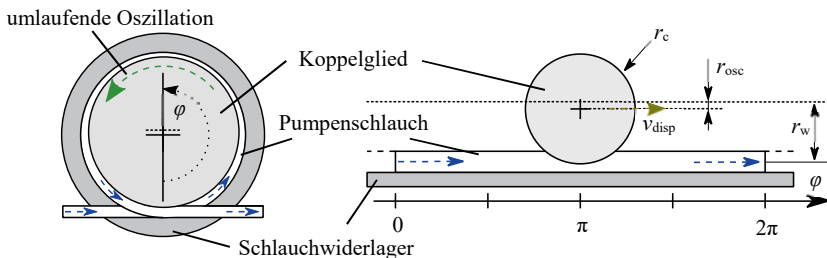


Abbildung 4.3: Schematische Darstellung der Pumpeneinheit mit rotationssymmetrischer Anordnung von Koppelglied und Pumpenschlauch sowie umlaufender Oszillation (links) (nach [PEC17]); abgerollte Darstellung einer Schlauchwindung (rechts)

Im rechten Teil ist die abgerollte Anordnung einer Schlauchwindung schematisch dargestellt. Zur besseren Verdeutlichung ist dabei das Verhältnis zwischen dem mittleren Radius  $r_w$  der Schlauchwindung und dem Radius  $r_c$  des Koppelgliedes verzerrt abgebildet. In der Realität gilt jedoch  $r_c \approx r_w$  (vgl. Abbildung 4.3, links). Der Winkel  $\varphi$  beschreibt dabei den Umlaufwinkel der Oszillation. Aufgrund der rotationssymmetrischen Anordnung entspricht die Relativgeschwindigkeit  $v_{\text{disp}}$  der mittleren Umfangsgeschwindigkeit der Oszillation. Sie ergibt sich aus dem mittleren Radius  $r_w$  der Schlauchwindung und der Oszillationsfrequenz  $f$ :

$$v_{\text{disp}} = f \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_w. \quad (4.1)$$

Zusätzlich zur Oszillationsfrequenz  $f$  beeinflusst die radiale Oszillationsamplitude  $r_{\text{osc}}$  den Grad der Okklusion und somit den Volumenstrom  $Q$  der nicht-okklusiven Schlauchpumpe (vgl. F1 und F2).

### c) Pulswellenausbreitung

Die umlaufende Oszillation des Koppelgliedes führt zusätzlich zur bereits beschriebenen Volumenverdrängung in Form eines Volumenimpulses mit der Geschwindigkeit  $v_{\text{disp}}$  zum Ausbreiten einer Pulswelle innerhalb des Pumpenschlauches.

Die Ausbreitung der Pulswelle erfolgt mit der Pulswellengeschwindigkeit  $v_{\text{pulse}}$ . Bei dieser spezifischen Ausbreitungsgeschwindigkeit handelt es sich um die Geschwindigkeit, mit der sich Druckwellen ohne erzwungene Anregung innerhalb des Schlauchsystems vorzugsweise ausbreiten. Der Parameter  $v_{\text{pulse}}$  ist also mit einer Art Eigenfrequenz des Schlauchsystems vergleichbar. Die Größe der Pulswellengeschwindigkeit  $v_{\text{pulse}}$  ist von der Geometrie des Schlauches, dessen Elastizitätsmodul und den Eigenschaften des Pumpmediums abhängig (siehe Abschnitt 5.1.2 d) [SCH10]. Abbildung 4.4 zeigt die Ausbreitung der Pulswelle schematisch in abgerollter Darstellung. Zur besseren Veranschaulichung wurde in der Abbildung auf den Volumenimpuls infolge der Volumenverdrängung verzichtet.

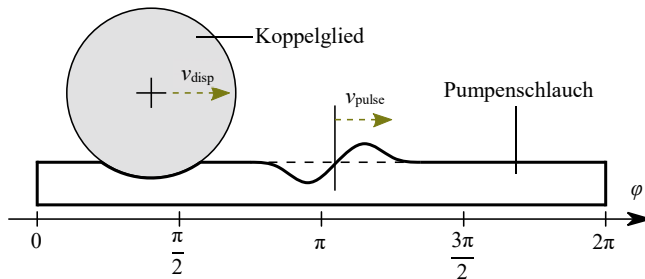


Abbildung 4.4: Schematische Darstellung der Pulswellenausbreitung innerhalb der nicht-okklusiven Schlauchpumpe

Das Auslösen der Pulswelle geschieht beim Einlaufen des Koppelgliedes in die Schlauchwindung bei  $\varphi = 0$  (vgl. Abbildung 4.3). Die dadurch erregte Pulswelle breitet sich anschließend mit  $v_{\text{pulse}}$  innerhalb der Schlauchwindung aus.

Der Pumpenschlauch und die darin befindliche Flüssigkeit können der Oszillationsanregung des Koppelgliedes nur bis zum Erreichen der Pulswellengeschwindigkeit  $v_{\text{pulse}}$  folgen. Erfährt die Schlauchwindung eine Anregung mit  $v_{\text{disp}} > v_{\text{pulse}}$ , so ist der Pumpenschlauch nicht mehr in der Lage, während des Zeitfensters einer Periode ( $1/f$ ) genügend Flüssigkeit anzusaugen und auszustoßen. Aus diesem Grund kommt es für  $v_{\text{disp}} > v_{\text{pulse}}$  zu einer Begrenzung der Funktionsweise des Pumpprinzips, da der durch die Volumenverdrängung erzeugte Volumenstrom  $Q_{\text{disp}}$  nur noch anteilig erreicht werden kann.

Entsprechend Gl. (4.1) lässt sich für  $v_{\text{disp}} = v_{\text{pulse}}$  anhand des mittleren Radius  $r_w$  der Schlauchwindung eine Grenzfrequenz  $f_c$  der Oszillation berechnen:

$$f_c = \frac{v_{\text{pulse}}}{2 \cdot \pi \cdot r_w}. \quad (4.2)$$

Bei dieser Frequenz entspricht die Relativgeschwindigkeit  $v_{\text{disp}}$  des Koppelgliedes der Pulswellengeschwindigkeit  $v_{\text{pulse}}$ .

#### d) Auskopplung

Am Ende des Pumpprozesses erfolgt die Auskopplung der Flüssigkeit aus der Schlauchwindung. Aufgrund des nicht-okklusiven Pumpenbetriebs und der damit verbundene Volumenverdrängung  $Q_{\text{disp}}$  kommt es neben der Rückströmung  $Q_{\text{back}}$  im inneren Teil der Pumpe zu einem oszillierenden Volumenstromanteil  $Q_{\text{osc}}$  am Pumpenausgang. Dieser Volumenstrom resultiert aus der periodischen Volumenverdrängung und der damit verbundenen periodischen lokalen Vergrößerung und Verkleinerung des Schlauchvolumens (vgl. Abbildung 4.4). Kommt es durch die umlaufende Oszillation des Koppelgliedes zu einer lokalen Vergrößerung des Schlauchvolumens, ist die Flüssigkeit in diesem Bereich bestrebt, das frei werdende Volumen zu füllen. Für den Winkel  $\varphi = 2\pi$  (vgl. Abbildung 4.4) befindet sich das Koppelglied genau am Übergang vom Ende der Schlauchwindung zum Anfang der Schlauchwindung. Somit findet an dieser Stelle gerade der Übergang vom lokalen Volumenminimum zum Volumenmaximum des Pumpenschlauches statt. Im darauf folgenden Winkel  $\varphi = 2\pi + \Delta\varphi$  folgt eine Volumenvergrößerung am Ende der Schlauchwindung und somit am Pumpenausgang. In diesem Fall strömt ein Teil des bereits aus der Schlauchwindung herausgepumpten Volumens zurück in die Schlauchwindung. Dieses Verhalten führt zu einem periodisch alternierenden Volumenstrom  $Q_{\text{osc}}$  und mindert dadurch den Wirkungsgrad des Pumpprinzips.

Ähnliche Vorgänge treten im menschlichen Herz-Kreislauf-System auf. Jedoch führt dort die Elastizität der Aorta und der Arterien im Zusammenhang mit den Herzklappen zu einer Gleich-

richtung und Glättung des Volumenstromes [FAH15]. Wie in Forderung F4 festgelegt, ist jedoch auf Ventile im Flüssigkeitsstrom zu verzichten. Aus diesem Grund ist eine dynamische Drosselvorrichtung, welche passiv auf den Pumpenschlauch einwirkt und den Durchflusswiderstand in Abhängigkeit des im Schlauch herrschenden Drucks verändert, wünschenswert. Auf diese Weise können auch die Forderungen F3 und F4 eingehalten werden.

Eine einfache technische Umsetzung dieser Funktion stellt eine flexible Schlauchverengung am Pumpenausgang (nachfolgend Resistor genannt) dar [PEC19]. Mit Hilfe eines Feder-Masse-Schwingers erfolgt das dynamische Verengen und Erweitern der wirksamen Schlauchbreite  $w_{\text{res}}$  in Abhängigkeit des im Schlauch herrschenden Drucks  $p$ . Abbildung 4.5 zeigt den schematischen Aufbau und die Funktionsweise eines solchen Resistors für verschiedene Drücke.

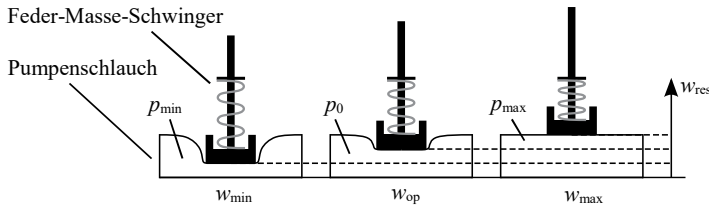


Abbildung 4.5: Schematischer Aufbau und Funktionsweise des Resistors; zunehmender Druck  $p$  innerhalb des Pumpenschlauches vergrößert die wirksame Schlauchbreite  $w_{\text{res}}$

Die Einstellung der Schlauchbreite  $w_{\text{op}}$  im Arbeitspunkt erfolgt bei Normaldruck  $p_0$ . Während des Pumpbetriebes periodisch auftretende Druckspitzen  $p_{\text{max}}$  führen zu einer Auslenkung des Resistors und erweitern die Schlauchbreite zu ihrem Maximum  $w_{\text{max}}$ . Auf diese Weise kann das vom Pumpprinzip periodisch verdrängte Volumen durch den verringerten Durchflusswiderstand mit geringen Verlusten ausgekoppelt werden. Für den Winkel  $\varphi = 2\pi + \Delta\varphi$  (siehe oben) führt die lokale Volumenvergrößerung am Pumpenausgang zu einem verminderten Druck  $p_{\text{min}}$  im Schlauch. Aufgrund der wirkenden Federkraft des Feder-Masse-Schwingers folgt eine Verengung der Schlauchbreite zu ihrem Minimum  $w_{\text{min}}$ . Der dadurch resultierende vergrößerte Durchflusswiderstand mindert den oszillierenden Volumenstromanteil  $Q_{\text{osc}}$  und trägt somit zur Gleichrichtung des resultierenden Volumenstromes  $Q_{\text{out}}$  bei.

Neben der dynamischen Drosselwirkung erfüllt der Resistor zusätzlich die Funktion eines Speicherelementes. Während des Übergangs von  $p_{\text{min}}$  zu  $p_{\text{max}}$  nimmt der verengte Schlauch infolge der Auslenkung des Feder-Masse-Schwingers ein Volumen auf. Kommt es anschließend zum Übergang von  $p_{\text{max}}$  zu  $p_{\text{min}}$ , wird dieses Volumen abgegeben. Auf diese Weise findet eine Glättung des resultierenden Volumenstromes  $Q_{\text{out}}$  statt.

Bei der mechanischen Auslegung des Resistors ist die Dynamik des Feder-Masse-Schwingers wichtig, um die beschriebene Funktion sicherzustellen. Aus diesem Grund sind dessen kon-

strukture Größen auf den verwendeten Pumpenschlauch und den Betriebsbereich der Oszillationsfrequenz  $f$  abzustimmen.

#### 4.2.2 Oszillationserregung

Die Erregung der Oszillation ist in der Funktionsstruktur (vgl. Abbildung 4.1) durch die Umwandlung von elektrischer in mechanische Energie beschrieben. Die Steuerung erfolgt dabei durch Beeinflussung dieser Energieumwandlung. In der Gerätetechnik wird häufig das Prinzip der elektromagnetischen Wandlung eingesetzt, um eine mechanische Bewegung mit Hilfe eines elektrischen Stromes zu generieren. Dieses Prinzip eignet sich auch zum Erzeugen der exzentrischen Oszillation. Eine solche Oszillationsbewegung kann beispielsweise mit Hilfe eines rotatorischen Antriebs in Kombination mit einem Exzenter generiert werden. Gemäß Kapitel 3 ist von der nicht-okklusiven Schlauchpumpe eine Steuerbarkeit der Okklusion (vgl. F1) und eine dynamische Steuerung des Volumenstromes  $Q_{\text{out}}$  (vgl. F2) gefordert. Diese Forderungen lassen sich mit einem rotatorischen Antrieb mit gekoppeltem Exzenter nicht erfüllen, da die Oszillationsamplitude konstruktiv festzulegen ist und somit während des Betriebs nicht verändert werden kann.

Durch den Einsatz eines Schwingankerantriebs sind die Forderungen jedoch leicht umzusetzen. Schwingankerantriebe beruhen auf dem Prinzip der elektromagnetischen Kopplung eines beweglichen Ankers mit einem Erregermagnetkreis. Abbildung 4.6 zeigt den schematischen Aufbau eines Schwingankerantriebs zum Erzeugen einer linearen Oszillation mit Feder-Masse-Schwinger. Dieser Aufbau findet beispielsweise in Membranpumpen Anwendung.

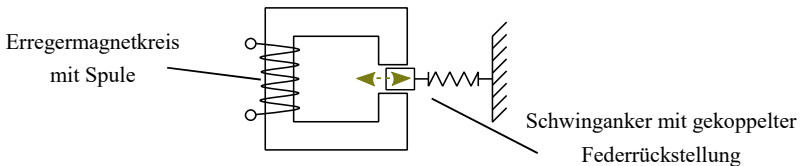


Abbildung 4.6: Schematischer Aufbau eines Schwingankerantriebs zum Erzeugen einer linearen Oszillation (grüner Pfeil) (nach [KUD04])

Hervorgerufen von einem Strom durch die Spule des Erregermagnetkreises bewegt sich der Schwinganker aufgrund der wirkenden Reluktanzkräfte in den Luftspalt hinein. Diese Bewegung führt zu einem Anstieg der Federkraft. Beim Abschalten des Erregerstromes zieht die ausgelenkte Feder den Schwinganker zurück. Ein periodisches Bestromen des Erregerkreises hat somit die lineare Oszillation des Schwingankers zur Folge. Die Steuerung der Oszillationsamplitude kann mit Hilfe des Erregerstromes umgesetzt werden.

Für die Erzeugung einer umlaufenden Oszillation sind mehrere radial angeordnete Erregerspulen notwendig [BOD58]. Abbildung 4.7 zeigt die Querschnittsdarstellung eines solchen Systems. Im Zentrum der Erregerspulen ist der Schwinganker angeordnet. Um einen besseren Wirkungsgrad zu erreichen, sind die Erregerspulen mit Hilfe eines Eisenrückschlusses gekoppelt. Durch umlaufende Bestromung der Erregerspulen kann eine exzentrische Oszillation des Schwingankers erzeugt werden.

Die Rückstellung des Schwingankers erfolgt unter Zuhilfenahme eines Biegestabes. Dabei handelt es sich um ein zylindrisches Element, welches durch die Oszillation des Schwingankers aus seinem Ruhepunkt ausgelenkt wird. Diese Verformung führt zu einer Rückstellkraft und entspricht der Federrückstellung aus Abbildung 4.6. Zur Verdeutlichung sind die wirkenden intrinsischen Federelemente des Biegestabes in Abbildung 4.7 grau dargestellt.

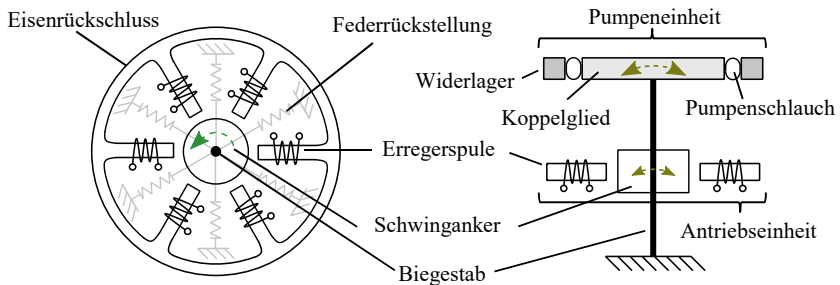


Abbildung 4.7: Schematische Querschnittsdarstellung eines Schwingankerantriebs zum Erzeugen einer umlaufenden Oszillation (grün)

Abbildung 4.8: Schematische Längsschnittsdarstellung des Gesamtaktors zum Erzeugen einer umlaufenden Oszillation (grün) (nach [PEC17, PEC18])

Abbildung 4.8 zeigt den schematischen Aufbau des Gesamtaktors im Längsschnitt. Im unteren Teil befindet sich die Antriebseinheit, welche aus dem Schwingankerantrieb mit den Erregerspulen und dem Schwinganker besteht. Die aus dem Koppelglied, dem Widerlager und dem Pumpenschlauch bestehende Pumpeneinheit ist im oberen Teil des Aktors angeordnet. Der Biegestab dient zur mechanischen Kopplung der Antriebseinheit mit der Pumpeneinheit. Auf diese Weise kann die im Schwingankerantrieb generierte Oszillationsbewegung in den Pumpenschlauch eingekoppelt werden. Außerdem erfüllt der Biegestab die Funktion eines Kraft-Weg-Umformers. Durch die Einspannung des Biegestabs am Grund des Gehäuses (Kipppunkt) lässt sich die Oszillationsamplitude des Schwingankerantriebes hin zur Pumpeneinheit vergrößern. Diese Vergrößerung geht allerdings mit einer Verringerung der Radialkraft einher. Aus diesem Grund ist die geometrische Auslegung des Biegestabs und der daran befestigten Elemente hin-

sichtlich der für das Pumpprinzip benötigten Kräfte und Oszillationsamplituden  $r_{osc}$  im Konstruktionsprozess gesondert zu betrachten.

Während der Auslegung des Schwingungssystems (Schwinganker, Biegestab, Pumpeneinheit) ist es außerdem möglich, dessen Eigenfrequenz auf eine für das Pumpprinzip typische Oszillationsfrequenz  $f$  abzustimmen. Somit kann beim Betrieb des Aktors ein hoher Wirkungsgrad erzielt werden.

Wie bereits im voranstehenden Abschnitt 4.2.1 b) beschrieben, ist für das Anregen des Pumpprinzips lediglich eine exzentrische Oszillation des Koppelgliedes, jedoch keine Rotation notwendig. Dieses Konzept findet sich in der starren Kopplung zwischen Schwinganker, Biegestab und Koppelglied wieder. Die starre Kopplung vereinfacht den mechanischen Aufbau des Gesamtktors und verringert dessen Komplexität im Vergleich zu herkömmlichen Rollenpumpen erheblich, da auf Radiallager jeglicher Art verzichtet werden kann. Somit ist ein kostengünstiger und robuster Pumpenaufbau umsetzbar.

Die Steuerung der Oszillationsamplitude  $r_{osc}$  erfolgt über die Stromstärke der Erregerspulen. Auf diese Weise sind eine Steuerung des Volumenstromes  $Q_{out}$  sowie eine Vorgabe des Okklusionsgrades sichergestellt (vgl. F1 und F2). Aufgrund der direkten mechanischen Kopplung von Antriebseinheit und Pumpeneinheit entspricht die Umlauffrequenz des Schwingankerantriebs der Oszillationsfrequenz  $f$ , welche den Pumpenschlauch stimuliert. Somit lässt sich die Beeinflussung der Energieumwandlung, welche in der Funktionsstruktur (vgl. Abbildung 4.1) beschrieben wurde, in Form einer elektrischen Schaltung mit entsprechendem Ansteuerungsprogramm umsetzen.

Durch eine Modulierung des Erregerstromes ist es außerdem möglich, einen dynamisch steuerbaren (pulsatilen) Volumenstrom zu generieren. Diese Funktion ist beispielsweise in Hinblick auf Materialtests in physiologischen Umgebungsbedingungen sehr interessant, da diese aktuell nur mit konstanten Volumenströmen bzw. pulsatil mit sehr aufwändigen Apparaturen möglich sind.

### 4.3 Zusammenfassung

Die Funktionsstruktur der nicht-okklusiven Schlauchpumpe besteht aus den Unterfunktionen Energieumwandlung, Beeinflussung der Energieumwandlung und dem Pumpprinzip selbst. Das Pumpprinzip wird innerhalb des Pumpenschlauches umgesetzt. Es beruht auf der Überlagerung periodischer Volumenverdrängung mit Rückfluss, rotationssymmetrischer Anordnung von Koppelglied und Pumpenschlauch, Pulswellenausbreitung und Auskopplung mit Hilfe eines Resistors.



Das Erzeugen der umlaufenden exzentrischen Oszillation erfolgt durch einen radial symmetrischen Schwingankerantrieb. Auf diese Weise kann die benötigte Oszillation innerhalb der Antriebseinheit erzeugt und mittels Biegestab auf das Koppelglied bzw. die Pumpeneinheit übertragen werden. Durch den Einsatz eines Steuergerätes ist die dynamische Steuerung der Oszillationsamplitude  $r_{\text{osc}}$  und der Oszillationsfrequenz  $f$  möglich. Somit kann der Okklusionsgrad des Pumpenschlauches (vgl. F1) und der erzeugte Volumenstrom (vgl. F2) während des Betriebs gesteuert werden.

Die Nutzung von üblichen Schlauchpumpenschläuchen, der Verzicht auf Ventile im Flüssigkeitsstrom und das Vermeiden von einem Kontakt der Flüssigkeit mit mechanischen Konstruktionselementen stellt einen biokompatiblen Betrieb sicher. Außerdem findet aufgrund der konstruktiven Trennung von Antriebseinheit und Pumpeneinheit eine thermische und elektromagnetische Entkopplung statt. Dadurch ist eine Beeinflussung des Pumpmediums durch die Pumpe selbst ausgeschlossen. Das Lösungskonzept erfüllt somit die im Kapitel 3 aufgestellten qualitativen Forderungen F3, F4, F5 und F6. Innerhalb des anschließenden Kapitels 5 erfolgen die theoretische Betrachtung und die Modellierung des Pumpprinzips, um den quantitativen Forderungen hinsichtlich des benötigten Volumenstromes (vgl. F7) und des zu erbringenden Drucks (vgl. F8) im vorgegebenen Betriebsbereich der Oszillationsfrequenz  $f$  (vgl. F9) und der Oszillationsamplitude  $r_{\text{osc}}$  (vgl. F10) zu entsprechen.

Aufgrund der speziellen Anforderungen (vgl. F1, F3, F4, F5, F6), welche an das Pumpprinzip zu stellen sind, wurde ein Lösungskonzept gewählt, das durch eine Teilokklusion des Pumpenschlauches die auf die Flüssigkeit wirkenden Scherbelastungen reduziert. Bei den Strömungsverhältnissen innerhalb des teilokkludierten Schlauches handelt es sich sowohl um dynamische Vorgänge als auch um volumetrische Volumenverdrängung. Aus diesem Grund lässt sich das beschriebene Pumpprinzip weder in die Klasse der hydrostatischen noch in die der hydrodynamischen Pumpen einordnen. Das beschriebene Pumpprinzip bietet die Möglichkeit, sensible Medien im nicht-okklusiven Betrieb schonend zu fördern. Somit ist es möglich, die Hämolyse rate im Vergleich zu konventionellen Schlauchpumpen zu senken.

Dieser Vorteil geht jedoch mit einem Kompromiss bezüglich des hydraulischen Verhaltens der Pumpe einher. Im Gegensatz zu konventionellen Schlauchpumpen ist die nicht-okklusive Schlauchpumpe nicht selbstansaugend, und der Volumenstrom  $Q_{\text{out}}$  ist abhängig von der angeschlossenen hydraulischen Last. Deshalb ist im folgenden Kapitel 5 zu untersuchen, ob mit dem nicht-okklusiven Pumpprinzip ein ausreichender Volumenstrom (vgl. F7) und ein ausreichender Druck (vgl. F8) erzeugt werden können.

## 5 Theoretische Betrachtungen zum Pumpprinzip

Inhalt dieses Kapitels ist die Berechnung und Modellierung des im vorangegangenen Kapitel 4 erläuterten Lösungskonzeptes. Teile der Ergebnisse wurden bereits in [PEC17, PEC19] veröffentlicht und sind entsprechend gekennzeichnet.

Aufbauend auf den Einflussparametern, welche eine maßgebliche Auswirkung auf das hydraulische Verhalten der Pumpe haben, folgt in diesem Kapitel die Einführung der elektrisch-hydraulischen Analogie mit dem Ziel, ein einfaches Ersatzschaltbild des Pumpprinzips zu entwickeln. Auf diesem Modell basierend werden anschließend Berechnungen charakteristischer hydraulischer Kennwerte, die mechanische Modellierung des Resistors und die Vereinigung zu einem hydraulischen Gesamtmodell durchgeführt. Dieses Gesamtmodell dient unter Berücksichtigung der Steuerparameter Oszillationsamplitude  $r_{osc}$  und Oszillationsfrequenz  $f$  zum Simulieren des hydraulischen Verhaltens der nicht-okklusiven Schlauchpumpe.

### 5.1 Theoretische Vorbetrachtungen

Für die Auslegung der nicht-okklusiven Schlauchpumpe sind neben der geometrischen Auslegung der Pumpeneinheit das Pumpmedium und die Schlaucheigenschaften von Bedeutung. Die dazu notwendigen theoretischen Vorbetrachtungen werden in den folgenden Abschnitten behandelt.

#### 5.1.1 Pumpeneinheit

Der schematische Aufbau der Pumpeneinheit wurde bereits in Abbildung 4.3 gezeigt. Die Grundlage für die in Abschnitt 5.3 durchgeführte Berechnung des durch Teilokklusion erzeugten Volumenstromes bilden die in Abbildung 5.1 dargestellten Radien  $r_c$  und  $r_h$ .

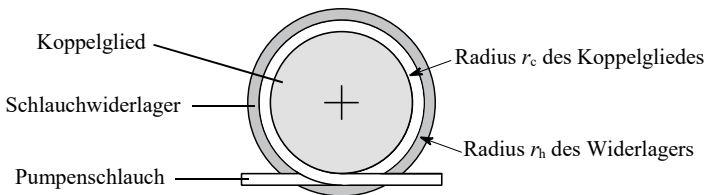


Abbildung 5.1: Anordnung des Pumpenschlauches in Nut zwischen Koppelglied und Schlauchwiderlager mit grundlegenden Parametern der Pumpeneinheit nach [PEC17]

Bei dem Radius  $r_c$  handelt es sich um den des Koppelglieds, mit dessen Hilfe die umlaufende exzentrische Oszillation in den Pumpenschlauch eingekoppelt wird. Das Schlauchwiderlager umschließt das Koppelglied und den in Form einer Schlauchwindung angeordneten Pumpenschlauch. Das Schlauchwiderlager besitzt den Innenradius  $r_h$ . Der Pumpenschlauch befindet sich in der Nut zwischen Koppelglied und Widerlager. Die initiale Nutbreite  $w_{g0}$  ( $r_{osc} = 0$ ) ergibt sich aus der Differenz der beiden Radien  $r_h$  und  $r_c$ :

$$w_{g0} = r_h - r_c. \quad (5.1)$$

### 5.1.2 Pumpmedium

Für weitere Berechnungen und zum Erstellen des Simulationsmodells der nicht-okklusiven Schlauchpumpe sind die physikalischen Eigenschaften des Pumpmediums von Bedeutung. Wie bereits im Abschnitt 2.3.2 beschrieben, handelt es sich bei Blut um eine nicht-Newton'sche Flüssigkeit, welche durch einen nichtlinearen Zusammenhang zwischen der Scherspannung  $\tau$  und der Schergeschwindigkeit  $\dot{\gamma}$  charakterisiert ist. Diese Eigenschaft führt in Verbindung mit den zellulären Bestandteilen zu einem komplexen Strömungsverhalten. Nur durch genaue Kenntnis der Bluteigenschaften können präzise Modelle des Strömungsverhaltens aufgestellt werden [GIJ99]. Die Bluteigenschaften variieren jedoch sehr stark (vgl. Abschnitt 2.3.2) und sind schwer zu bestimmen [SAN04]. Wie in der Literatur üblich, wird deshalb im Rahmen dieser Arbeit in erster Näherung von einem homogenen Medium mit Newton'schem Verhalten ( $\tau \sim \dot{\gamma}$ ) ausgegangen [SAN04]. Um eine Vergleichbarkeit der Berechnungs- und Simulationsergebnisse mit den experimentellen Untersuchungen zu gewährleisten, wird Wasser ( $H_2O$ ) als Pumpmedium gewählt. Diese Vereinfachung ist für die Verifizierung der erarbeiteten Simulationsmodelle und das Untersuchen des Wirkprinzips der nicht-okklusiven Schlauchpumpe mit vertretbarem experimentellen Aufwand notwendig. Des Weiteren sind Verifizierungsmessungen mit menschlichem Blut aufgrund von hygienischen und ethischen Gründen im Rahmen dieser Arbeit nicht möglich. Für alle weiteren Berechnungen wird daher Wasser mit einer Temperatur  $\vartheta = 20^\circ C$ , einer Dichte  $\rho_{H_2O} \approx 1000 \text{ kg/m}^3$  und einer dynamischen Viskosität  $\eta_{H_2O} = 1 \text{ mPa}\cdot\text{s}$  zugrunde gelegt.

Für die abschließende Validierung des Konzepts der nicht-okklusiven Schlauchpumpe dient ein Vergleichsexperiment zur Gegenüberstellung der mechanischen Hämolyse einer konventionellen Rollenpumpe mit der der nicht-okklusiven Schlauchpumpe (siehe Abschnitt 7.6). Wie in Blutschädigungsuntersuchungen üblich, wird dafür Schweineblut als Pumpmedium genutzt [TAM97, PAU03]. Im Rahmen des Experiments erfolgt außerdem ein Prüfen des Pumpverhaltens mit einem viskoserem Medium am Beispiel von Schweineblut ( $\eta \approx 3,5 \cdot \eta_{H_2O}$ ) (siehe Abschnitt 7.6.4).

### 5.1.3 Schlaucheigenschaften

Neben dem Verformungsmodell des flexiblen Pumpenschlauches sind für die Auslegung und Funktionsweise der nicht-okklusiven Schlauchpumpe außerdem die mechanischen Eigenschaften des Schlauches von Bedeutung.

Aufgrund der geforderten Biokompatibilität wurde für alle Betrachtungen ein in der Medizintechnik üblicher Silikonschlauch (Typ: ECC-SIK, Firma Raumedie) [RAU19] zugrunde gelegt (vgl. F5). Mit einem Innendurchmesser  $d_{\text{tube},i} = 3/16'' (\approx 4,8 \text{ mm})$  und einer Wanddicke  $w_{\text{tube}} = 1/16'' (\approx 1,6 \text{ mm})$  entspricht dieser Schlauch den in der Organperfusion genutzten Dimensionen. Außerdem sind Silikonschläuche im Vergleich zu PVC-Schläuchen in der Lage, der dynamischen Oszillation des Koppelglieds besser zu folgen und somit im Pumpenbetrieb eine größere Oszillationsfrequenz  $f$  zu ermöglichen. Dieses Verhalten liegt in den viskoelastischen Eigenschaften der Kunststoffe begründet. Viskoelastische Stoffe reagieren auf Wechselbelastungen mit einer Kombination aus spontaner Deformation und Kriechen [SCH18]. Silikon weist im Vergleich zu PVC eine geringere Kriech-Zeitkonstante auf, um vom verformten Zustand in den Ursprungszustand zurückzukehren. Es ist somit besser geeignet, um den dynamischen Verformungen während des Pumpbetriebs zu folgen.

#### a) Geometrische Verformung des Schlauches

Innerhalb der Pumpeneinheit ist der Schlauch in der Nut zwischen dem Koppelglied und dem Widerlager angeordnet. Während des Pumpenbetriebs variiert die Nutbreite aufgrund der umlaufenden exzentrischen Oszillation periodisch. Abbildung 5.2 zeigt die maximale Nutbreite, welche während des Betriebs auftritt.

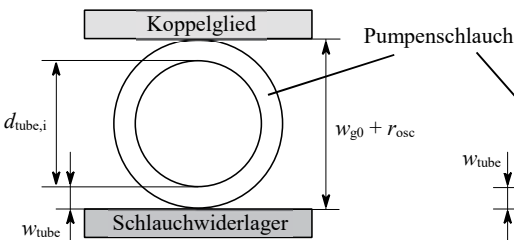


Abbildung 5.2: Schematische Darstellung des Schlauchquerschnitts im Betriebszustand mit maximaler Nutbreite  $w_{g0} + r_{osc}$

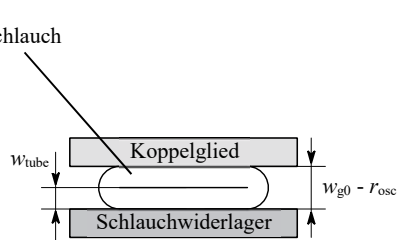


Abbildung 5.3: Schematische Darstellung des Schlauchquerschnitts im Betriebszustand mit minimaler Nutbreite  $w_{g0} - r_{osc}$

Um ein Herausspringen des Pumpenschlauches während des Betriebs zu vermeiden, gilt für die initiale Nutbreite  $w_{g0}$  deshalb die Bedingung (vgl. Abbildung 5.2):

$$w_{g0} < d_{\text{tube},i} + 2 \cdot w_{\text{tube}} - r_{\text{osc}}. \quad (5.2)$$

Der Pumpenschlauch ist somit im eingelekten Zustand vorgequetscht. Zum Absichern des nicht-okklusiven Pumpenbetriebs darf die Nutbreite während des Betriebs einen unteren Grenzwert nicht unterschreiten. Abbildung 5.3 veranschaulicht diesen Betriebszustand, welcher zur vollständigen Okklusion des Pumpenschlauches führen würde. Um diesen Zustand zu vermeiden, gilt die Bedingung (vgl. Abbildung 5.3):

$$w_{g0} > 2 \cdot w_{\text{tube}} + r_{\text{osc}}. \quad (5.3)$$

Entsprechend des gewählten Schlauches und der angestrebten maximalen Oszillationsamplitude  $r_{\text{osc}} = 0,3 \text{ mm}$  (vgl. F10) muss die Nutbreite nach Gl. (5.2) und Gl. (5.3) im Bereich von  $w_{g0} = (3,5 \dots 7,7) \text{ mm}$  liegen.

Für alle weiteren Betrachtungen zur Schlauchverformung werden folgende Annahmen getroffen:

- Das Material des Pumpenschlauches ist inkompressibel, d. h. die Wanddicke  $w_{\text{tube}}$  des Schlauchmaterials ist konstant,
- der innere Umfang  $u_{\text{tube},i}$  des Schlauchquerschnitts ist konstant und
- der Schlauch befindet sich stets in Kontakt mit dem Koppelglied und dem Widerlager, d. h. ein Ablösen des Schlauches ist ausgeschlossen.

Als Verformungsmodell wird anhand von Voruntersuchungen und nach [HOF16] eine Kombination aus einer Kreisgeometrie und einem Rechteck (Form eines Langloches) zugrunde gelegt. Abbildung 5.4 zeigt das Verformungsmodell beim Einlegen des Pumpenschlauches im die Nut zwischen Koppelglied und Schlauchwiderlager im Ruhezustand ( $r_{\text{osc}} = 0$ ).

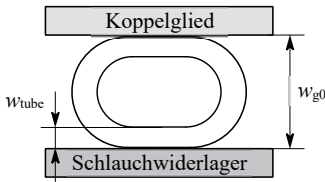


Abbildung 5.4: Verformung des Schlauches zur Form eines Langloches beim Einlegen in Nut der Breite  $w_{g0}$  im Ruhezustand ( $r_{\text{osc}} = 0$ )

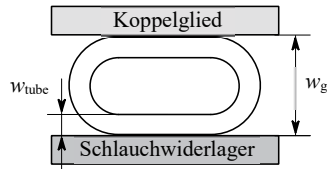


Abbildung 5.5: Verengung der Nut zwischen Koppelglied und Schlauchwiderlager zur Breite  $w_g$  im Betriebszustand ( $r_{\text{osc}} \neq 0$ )

Die Nutbreite  $w_{g0}$  im Ruhezustand ergibt sich in diesem Fall nach Gl. (5.1). Während des Pumpenbetriebs erfolgt eine zusätzliche Schlauchverformung aufgrund der umlaufenden exzentrischen Oszillation. Daraus resultiert die Nutbreite  $w_g$  während des Betriebs der Pumpe. Abbildung 5.5 zeigt das Verformungsmodell im Betriebszustand  $r_{osc} \neq 0$ .

Basierend auf dieser Geometrie kann die innere Schlauchquerschnittsfläche  $A_{tube}$  in Abhängigkeit der Parameter  $d_{tube,i}$ ,  $w_{tube}$  und  $w_g$  allgemein berechnet werden (Herleitung siehe Anhang A):

$$A_{tube}(w_g) = \frac{\pi}{4} \cdot \left( d_{tube,i}^2 - (d_{tube,i} + 2 \cdot w_{tube} - w_g)^2 \right). \quad (5.4)$$

Dieser nichtlineare Zusammenhang wird in Abschnitt 5.3 verwendet, um den durch die Teilokklusion erzeugten Volumenstrom zu berechnen. Die minimale Schlauchquerschnittsfläche  $A_{tube,min}$  lässt sich in Abhängigkeit der Nutbreite  $w_{g0}$  und der Oszillationsamplitude  $r_{osc}$  berechnen:

$$A_{tube,min}(w_g = w_{g0} - r_{osc}) = \frac{\pi}{4} \cdot \left( d_{tube,i}^2 - (d_{tube,i} + 2 \cdot w_{tube} - w_{g0} + r_{osc})^2 \right). \quad (5.5)$$

Abbildung 5.6 zeigt  $A_{tube,min}$  in Abhängigkeit der Oszillationsamplitude  $r_{osc}$  für verschiedene Nutbreiten  $w_{g0}$ . Zur besseren Vergleichbarkeit sind die Graphen auf die Querschnittsfläche des ungequetschten Schlauches normiert dargestellt.

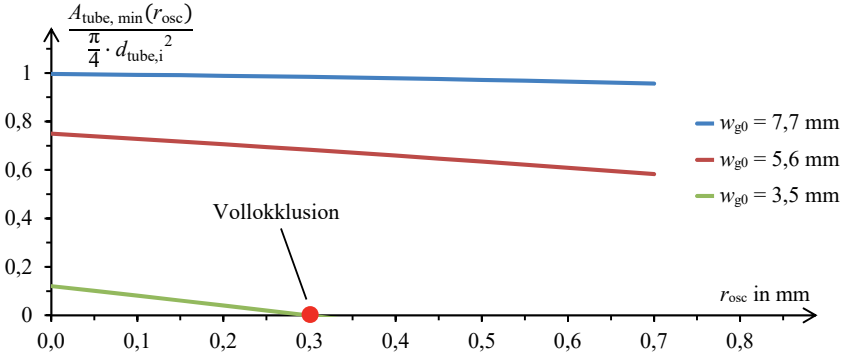


Abbildung 5.6: Abnahme der normierten minimalen Schlauchquerschnittsfläche  $A_{tube,min}$  mit zunehmender Oszillationsamplitude  $r_{osc}$  für verschiedene Nutbreiten  $w_{g0}$

Es ist deutlich erkennbar, dass die durch  $r_{osc}$  verursachte relative Änderung der Querschnittsfläche  $A_{tube,min}$  und als Folge dessen auch der erreichbare Volumenstrom mit abnehmender Nutbreite  $w_{g0}$  ansteigen. Beispielsweise ist die relative Änderung von  $A_{tube,min}$  für  $r_{osc} \leq 0,3$  mm bei  $w_{g0} = 7,7$  mm marginal (ca. 1 %), wobei die Änderung bei  $w_{g0} = 3,5$  mm mit ca. 12 % deutlich

ersichtlich ist. Außerdem führt eine Oszillationsamplitude von  $r_{\text{osc}} = 0,3 \text{ mm}$  bei  $w_{g0} = 3,5 \text{ mm}$  zur Volloklusion. Dieser Punkt entspricht dem in Gl. (5.3) beschriebenen Grenzwert.

### b) Rückstellkraft

Für die Auslegung der Antriebseinheit und des Resistors ist die Kraft-Weg-Kennlinie der Rückstellkraft  $F_{\text{tube}}$  des Pumpenschlauches von Bedeutung. Die Rückstellkraft beruht für kleine Auslenkungen hauptsächlich auf der Verformung der Schlauchgeometrie. Dadurch steigt die Kraft-Weg-Kennlinie linear an. Erst für Auslenkungen, welche im Bereich der Volloklusion auftreten, kommt es bedingt durch den gegenseitigen Kontakt der Schlauchinnenflächen zu einem sprunghaften Anstieg von  $F_{\text{tube}}$ . Dieser Bereich wird jedoch während des Betriebs der nicht-okklusiven Schlauchpumpe nicht erreicht. Abbildung 5.7 zeigt die Rückstellkraft  $F_{\text{tube}}$  in Abhängigkeit der normierten Schlauchquetschung  $s/d_{\text{tube},i}$ . Diese Kennlinie wurde mit einer Linearprüfmaschine (Typ: Zwick / Roell Z2.5 TN1P) aufgenommen und entspricht dem quasi-statischen Belastungsfall. Für die Messung wurde die Deckelfläche eines Zylinders (Durchmesser 10 mm) als Kontaktfläche verwendet (siehe Skizze in Abbildung 5.7). Im Kurvenverlauf ist der anfänglich kontinuierliche lineare Anstieg deutlich erkennbar. Ab dem Kontakt zwischen den Schlauchwandungen ( $s/d_{\text{tube},i} \geq 1$ ) steigt der Gradient von  $F_{\text{tube}}$  deutlich an. Im linearen Bereich zeigt die quasi-statische Rückstellkraft eine mittlere Steigung von  $c_{\text{tube},s} = 3,54 \text{ N/mm}$  auf. Dieser Parameter entspricht der Federsteife einer Feder, welche sich analog zum linearen Bereich der Kraft-Weg-Kennlinie des Schlauches verhält.

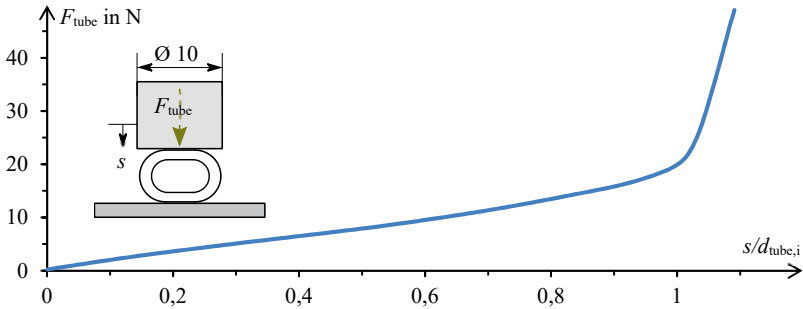


Abbildung 5.7: Rückstellkraft  $F_{\text{tube}}$  des gewählten Pumpenschlauches für quasi-statische Belastungen in Abhängigkeit der normierten Schlauchquetschung  $s/d_{\text{tube},i}$  mit starkem Anstieg ab vollständiger Okklusion ( $s/d_{\text{tube},i} \geq 1$ )

Während des Pumpenbetriebs kommt es bedingt durch die Oszillationsbewegung des Koppelgliedes und den dadurch verursachten Druckimpulsen innerhalb des Pumpenschlauches zu einer dynamischen Verformung desselben. In diesem Belastungsfall weist der Pumpenschlauch aufgrund von viskoelastischen Effekten eine erhöhte Steife auf.

Zur Charakterisierung dieses Effektes wurde die dynamische Ersatzfedersteife  $c_{\text{tube},d}$  in Abhängigkeit der normierten Schlauchquetschung  $s/d_{\text{tube},i}$  im Frequenzbereich von  $f = (5 \dots 140)$  Hz gemessen. Zu diesem Zweck wurde der Pumpenschlauch mit der Deckelfläche eines Zylinders (Durchmesser 10 mm) kontaktiert und mit Hilfe eines Schwingungserregers (Typ: ESE221 TYP11077, RFT Messelektronik) mit einer sinusförmigen mechanischen Schwingung dynamisch erregt (siehe Skizze in Abbildung 5.8). Das Erfassen der Messwerte erfolgte mit Hilfe einer Abstandsmessung gekoppelt mit einer Kraftmessdose. Der Parameter  $c_{\text{tube},d}$  ist dabei durch den Quotienten aus der Kraftänderung  $\Delta F_{\text{tube}}$  und der Wegänderung  $\Delta s$  definiert. Abbildung 5.8 zeigt den Verlauf von  $c_{\text{tube},d}$  für verschiedene Schlauchquetschungen. Jeder Messpunkt entspricht dem Mittelwert der gemessenen dynamischen Ersatzfedersteife  $c_{\text{tube},d}$  innerhalb des Frequenzbereiches. Die mit Hilfe der Fehlerbalken dargestellten Standardabweichungen spiegeln die Variation von  $c_{\text{tube},d}$  innerhalb des betrachteten Frequenzbereiches wider.

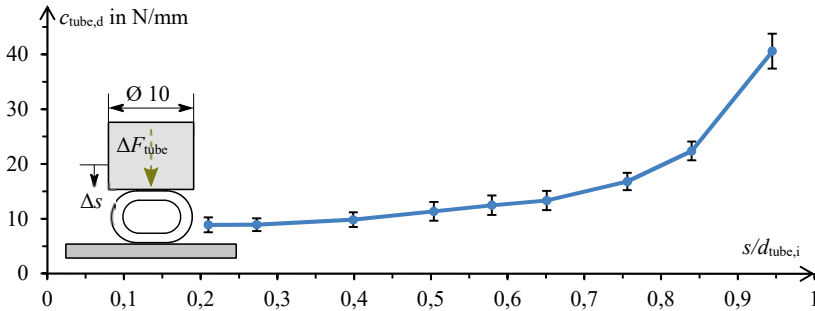


Abbildung 5.8: Dynamische Ersatzfedersteife  $c_{\text{tube},d}$  des Pumpenschlauches in Abhängigkeit der normierten Schlauchquetschung  $s/d_{\text{tube},i}$  bei sinusförmiger mechanischer Erregung

Beim Betrachten von Abbildung 5.8 ist analog zu Abbildung 5.7 ein signifikanter Anstieg der Federsteife für größere Schlauchquetschungen zu erkennen. Die dynamische Ersatzfedersteife  $c_{\text{tube},d}$  ist jedoch im gesamten Verlauf deutlich größer als die quasi-statisch ermittelte Federsteife  $c_{\text{tube},s}$ . Für die weiteren Betrachtungen ist daher zwischen dem quasi-statischen und dem dynamischen Belastungsfall zu unterscheiden. Anhand der geringen Standardabweichung der über den Frequenzbereich gemittelten Messwerte lässt sich außerdem erkennen, dass nur eine geringe Frequenzabhängigkeit von  $c_{\text{tube},d}$  vorhanden ist. Aus diesem Grund wird die dynamische Ersatzfedersteife für nachfolgende Betrachtungen als frequenzunabhängig angenommen.

### c) Elastizitätsmodul

Der Elastizitätsmodul (E-Modul)  $E_{\text{tube}}$  des Schlauchmaterials (Silikon) charakterisiert den linearen Zusammenhang zwischen Dehnung und mechanischer Spannung des Materials beim Verformen. Dieser Kennwert hat einen wichtigen Einfluss auf die Ausbreitung der Pulswellen und



deren Ausbreitungsgeschwindigkeit  $v_{\text{pulse}}$  (siehe Abschnitt d)). Abbildung 5.9 zeigt den im Zugversuch (Linearprüfmaschine, Typ: Zwick / Roell Z2.5 TN1P) ermittelten Verlauf von  $E_{\text{tube}}$  in Abhängigkeit der relativen Dehnung  $\Delta l/l_0 = (0 \dots 10) \%$  mit den Extremwerten  $E_{\text{tube,max}}$  und  $E_{\text{tube,min}}$ . Der dargestellte Dehnungsbereich bildet die während der Pulswellenausbreitung typischen Schlauchverformungen ab. Aufgrund der kleinen relativen Dehnung ( $\leq 10 \%$ ) wurde eine konstante Querschnittsfläche der Zugprobe des Pumpenschlauches angenommen.

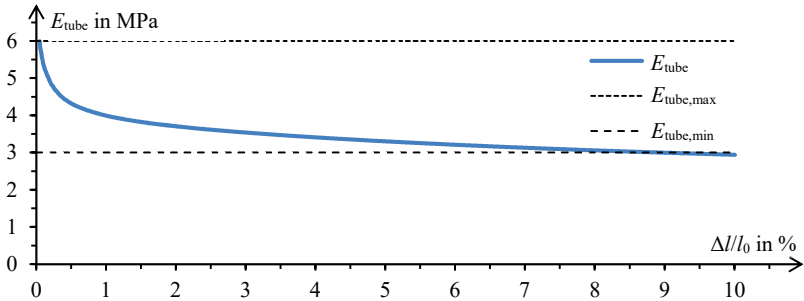


Abbildung 5.9: Abnahme des gemessenen E-Moduls  $E_{\text{tube}}$  vom Schlauchmaterial mit ansteigender relativen Dehnung  $\Delta l/l_0$

Der gemessene E-Modul zeigt den für Elastomere typischen nichtlinearen Verlauf. Für sehr kleine Dehnungen herrscht ein großer E-Modul vor. Dieser Effekt beruht auf der reversiblen verknäulten Anordnung der Polymerketten innerhalb des Materials. Mit zunehmender Dehnung nimmt der E-Modul ab. Bei der durchgeführten Zugprobe handelt es sich um eine quasi-statische Messung des E-Moduls. Aus diesem Grund kann sie nur als eine grobe Abschätzung des dynamischen Schlauchverhaltens genutzt werden. Deshalb wird für alle weiteren Berechnungen ein E-Modul im Bereich von  $E_{\text{tube}} \approx (3 \dots 6) \text{ MPa}$  zugrunde gelegt. Für die darauf aufbauenden Berechnungsgrößen, wie die Compliance und Pulswellengeschwindigkeit (siehe Abschnitt d) und e)), erfolgt jeweils eine separate Messung.

#### d) Pulswellenausbreitung

Wie bereits im Abschnitt 4.2.1 beschrieben, ist die Pulswellengeschwindigkeit  $v_{\text{pulse}}$  innerhalb des Pumpenschlauches für die Funktionsweise des Pumpprinzips und die Dimensionierung der Pumpeneinheit von Bedeutung. Sie beschreibt die Ausbreitungsgeschwindigkeit einer Druckwelle innerhalb einer mit einem Medium gefüllten elastischen Rohrleitung.

Die Pulswellengeschwindigkeit  $v_{\text{pulse}}$  ist neben den Schlauchparametern  $E_{\text{tube}}$ ,  $w_{\text{tube}}$  und  $d_{\text{tube,i}}$  von der Dichte  $\rho_{\text{H}_2\text{O}}$  des Mediums innerhalb des Schlauches abhängig. Die theoretische Berechnungsgrundlage nach [KOR78, PIE17] lautet:

$$v_{\text{pulse}} = \sqrt{\frac{E_{\text{tube}} \cdot w_{\text{tube}}}{d_{\text{tube,i}} \cdot \rho_{\text{H}_2\text{O}}}}. \quad (5.6)$$

Auf Grundlage des gemessenen E-Moduls  $E_{\text{tube}} \approx (3 \dots 6) \text{ MPa}$  ergibt sich nach Gl. (5.6) eine Pulswellengeschwindigkeit von  $v_{\text{pulse}} \approx (31,6 \dots 44,7) \text{ m/s}$ .

Das Verifizieren der berechneten Pulswellengeschwindigkeit erfolgt mit Hilfe einer Laufzeitmessung. Abbildung 5.10 zeigt den Aufbau einer solchen Messung. Mit Hilfe von zwei Drucksensoren ( $p_1$  und  $p_2$ ) wird das Zeitintervall  $\Delta t$  gemessen, welches die initial erregte Druckwelle benötigt, um die Messstrecke  $\Delta l$  zurückzulegen. Das Berechnen von  $v_{\text{pulse}}$  erfolgt aus dem Quotienten von  $\Delta l$  und  $\Delta t$ :

$$v_{\text{pulse}} = \frac{\Delta l}{\Delta t}. \quad (5.7)$$

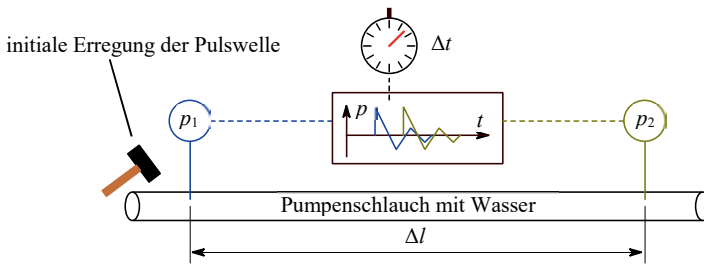


Abbildung 5.10: Versuchsaufbau zum Ermitteln der Pulswellengeschwindigkeit mittels Laufzeitmessung nach initialer Erregung der Druckwelle

Bei einer Messstrecke  $\Delta l = 1 \text{ m}$  beträgt die mittlere Laufzeit  $\Delta t = 24,89 \text{ ms}$  mit einer Standardabweichung von  $0,47 \text{ ms}$  (20 Einzelmessungen). Nach Gl. (5.7) ergibt sich eine mittlere Pulswellengeschwindigkeit  $v_{\text{pulse}} = 40,19 \text{ m/s}$  mit einer Standardabweichung von  $0,76 \text{ m/s}$ .

Die im Rahmen der Laufzeitmessung ermittelte Pulswellengeschwindigkeit liegt innerhalb der Grenzen des theoretisch ermittelten Bereiches. Aus diesem Grund ist die Plausibilität der theoretischen Berechnungsvorschrift der Pulswellengeschwindigkeit nach Gl. (5.6) nachgewiesen. Jedoch entspricht die mit Hilfe der Laufzeitmessung ermittelte Geschwindigkeit den im Pumpenbetrieb vorherrschenden dynamischen Vorgängen besser, da die theoretisch berechnete Pulswellengeschwindigkeit auf der quasi-statischen Messung des E-Moduls basiert und daher nur als Abschätzung genutzt werden kann.

Durch die Anordnung des Pumpenschlauches in der Nut zwischen Koppelglied und Schlauchwiderlager wird der Pumpenschlauch in seiner dynamischen Verformbarkeit behindert. Aus

diesem Grund ist in Abhängigkeit der konkreten gewählten Nutbreite mit einer Erhöhung der Pulswellengeschwindigkeit zu rechnen. Für alle weiteren Berechnungen wird daher die durch die Laufzeitmessung ermittelte Pulswellengeschwindigkeit  $v_{\text{pulse}} = 40,19 \text{ m/s}$  als Dimensionierungsgrundlage genutzt. Im Rahmen der in Abschnitt 7.3 durchgeführten Messungen erfolgt das Erfassen der tatsächlich vorliegenden Pulswellengeschwindigkeit.

#### e) Compliance

Die Compliance  $C$  beschreibt die elastische Volumendehnbarkeit eines abgeschlossenen Volumens und ist besonders für die hydraulische Modellierung des Pumpenschlauches innerhalb des hydraulischen Modelles wichtig. Die Definition der Compliance  $C$  erfolgt durch das Verhältnis der Volumenänderung  $\Delta V$  zur Druckänderung  $\Delta p$ :

$$C = \frac{\Delta V}{\Delta p}. \quad (5.8)$$

Neben dem statischen Verhalten des Pumpenschlauches beeinflusst die Compliance außerdem das dynamische Verhalten. Kommt es beispielsweise zu einer Druckpulsation, kompensiert die Compliance diese durch eine periodische Volumenaufnahme und Volumenabgabe. Der dabei auftretende Schwingungszustand steht daher im direkten Zusammenhang mit der Pulswellengeschwindigkeit  $v_{\text{pulse}}$ . Gl. (5.9) beschreibt diese Abhängigkeit nach [SCH10]. Diese Gleichung orientiert sich am Gefäßmodell und der Ausbreitungen von Pulswellen innerhalb des Herz-Kreislauf-Systems. Die Compliance  $C$  ist neben der Pulswellengeschwindigkeit  $v_{\text{pulse}}$  ebenfalls von der Dichte  $\rho_{\text{H}_2\text{O}}$  des Medium innerhalb des Schlauches und dessen Volumen  $V$  abhängig. Durch Einsetzen von Gl. (5.6) in Gl. (5.9) folgt Gl. (5.10). Diese ermöglicht das Berechnen der Compliance  $C_{\text{tube}}$  des Pumpenschlauches auf Grundlage der bereits bekannten Schlauchparameter  $E_{\text{tube}}$ ,  $w_{\text{tube}}$  und  $d_{\text{tube},i}$ . Zur Verallgemeinerung wird an dieser Stelle die auf die Schlauchlänge  $l$  normierte Compliance  $C'_{\text{tube}}$  eingeführt (siehe Gl. (5.11)). Diese ermöglicht die Berechnung der Compliance für definierte Schlauchstücke in weiteren Betrachtungen:

$$C_{\text{tube}} = \frac{V}{v_{\text{pulse}}^2 \cdot \rho_{\text{H}_2\text{O}}}, \quad (5.9)$$

$$C_{\text{tube}} = \frac{V \cdot d_{\text{tube},i}}{E_{\text{tube}} \cdot w_{\text{tube}}} = \frac{\frac{\pi}{4} \cdot d_{\text{tube},i}^3 \cdot l}{E_{\text{tube}} \cdot w_{\text{tube}}}, \quad (5.10)$$

$$C'_{\text{tube}} = \frac{C_{\text{tube}}}{l} = \frac{\frac{\pi}{4} \cdot d_{\text{tube},i}^3}{E_{\text{tube}} \cdot w_{\text{tube}}}. \quad (5.11)$$

Auf Grundlage des gemessenen E-Moduls  $E_{\text{tube}} \approx (3...6) \text{ MPa}$  ergibt sich nach Gl. (5.11) eine längenbezogenen Compliance von  $C'_{\text{tube}} \approx (0,89...1,78) \text{ ml/bar/m}$ .

Das Verifizieren der Compliance erfolgt durch Messen der Druckänderung  $\Delta p$  pro Volumenänderung  $\Delta V$ . Abbildung 5.11 zeigt den Versuchsaufbau des durchgeführten Experiments. Mit Hilfe einer Spritzenpumpe wird das Volumen eines abgeschlossenen Schlauchstückes ( $l = 0,98$  m) schrittweise um  $\Delta V = 0,2$  ml erhöht. Ein Drucksensor misst die dadurch verursachte Druckänderung  $\Delta p$ . Auf diese Weise kann  $C_{\text{tube}}$  nach Gl. (5.8) berechnet werden.

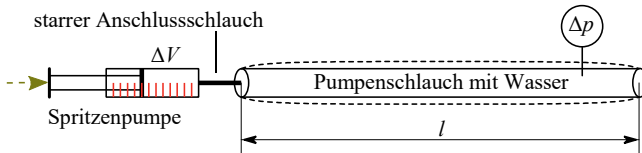


Abbildung 5.11: Versuchsaufbau zum Ermitteln der Compliance  $C_{\text{tube}}$  des Pumpenschlauches durch Erfassen der Druckänderung  $\Delta p$  pro Volumenänderung  $\Delta V$

Abbildung 5.12 zeigt den gemessenen Zusammenhang zwischen der Volumenänderung  $\Delta V$  und dem zugehörigen Druck  $p$  im Schlauchsegment (Messpunkte und blaue Kurve). Dieser Messung liegen drei Messkurven mit je 21 Einzelwerten zugrunde. Außerdem ist der Verlauf der nach Gl. (5.8) berechneten Compliance  $C_{\text{tube}}$  (rote Kurve) dargestellt.

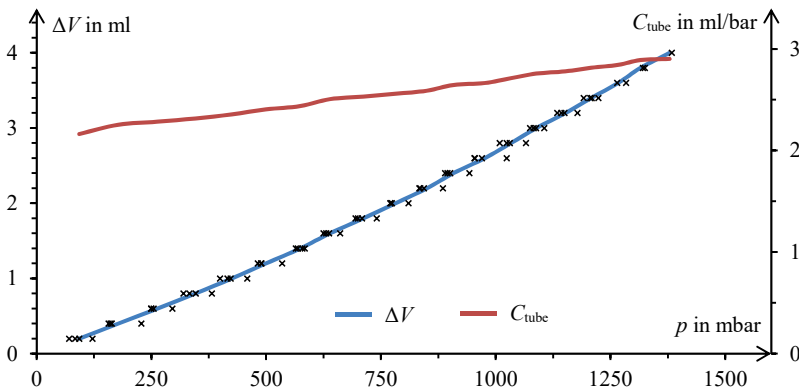


Abbildung 5.12: Zunahme der gemessenen Volumenänderung  $\Delta V$  und der daraus ermittelten Compliance  $C_{\text{tube}}$  eines Schlauchstückes der Länge  $l = 0,98$  m mit ansteigendem Druck

Zum Verifizieren der theoretisch berechneten Compliance wird ein gemittelter Wert genutzt. Im gemessenen Bereich liegt die Compliance im Mittel bei  $C_{\text{tube}} = 2,57$  ml/bar. Dieser Wert ergibt nach Gl. (5.11) mit der Schlauchlänge  $l = 0,98$  m eine längenbezogenen Compliance von  $C'_{\text{tube}} = 2,64$  ml/bar/m.

Die im Rahmen der Verifizierungsmessung ermittelte längenbezogene Compliance  $C'_{\text{tube}}$  liegt oberhalb des theoretisch ermittelten Bereiches ( $C'_{\text{tube}} = (0,89 \dots 1,78) \text{ ml/bar/m}$ ). Diese Abweichung ist auf Gl. (5.9) zurückzuführen, welche von einer konstanten mechanischen Spannung innerhalb der Schlauchwandung ausgeht. Bei der vorliegenden Schlauchwanddicke  $w_{\text{tube}}$  ist diese Annahme nur bedingt gültig, da mit einer nicht konstanten mechanischen Spannung innerhalb der Schlauchwandung zu rechnen ist. Eine genauere Berechnung der Compliance ist mit Hilfe einer FEM-Simulation (Finite-Elemente-Methode) des Schlauchsegmentes möglich. Auf diese Weise können die in der Schlauchwandung auftretenden mechanischen Spannungsverläufe berechnet und die Compliance genauer bestimmt werden. Für die Abschätzung der Modellierungsrandbedingungen der nicht-okklusiven Schlauchpumpe ist jedoch die messtechnisch ermittelte Compliance ausreichend genau. Für alle im Rahmen dieser Arbeit folgenden Berechnungen wird deshalb die nach Abbildung 5.12 messtechnisch ermittelte mittlere längenbezogene Compliance von  $C'_{\text{tube}} = 2,64 \text{ ml/bar/m}$  zugrunde gelegt.

## 5.2 Elektrisches Ersatzschaltbild

Der in Kapitel 4 erarbeitete Lösungsansatz der nicht-okklusiven Schlauchpumpe lässt sich in die Teilfunktionen Volumenverdrängung, Rückfluss und Auskopplung untergliedern. Das zu entwerfende Simulationsmodell soll das Zusammenwirken dieser Teilfunktionen in einer Gesamtfunktion abbilden und als Berechnungsgrundlage für die Auslegung der Pumpe dienen. Die Strukturierung der Gesamtfunktion erfolgt mit Hilfe der elektrisch-hydraulischen Analogie. Auf diese Weise kann die Funktion der nicht-okklusiven Schlauchpumpe durch ein Netzwerk aus hydraulischen Elementen dargestellt werden.

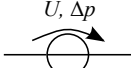
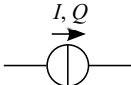
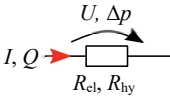
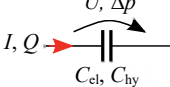
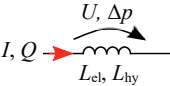
### 5.2.1 Beschreibung der elektrisch-hydraulischen Analogie

Die elektrisch-hydraulische Analogie beschreibt den Zusammenhang zwischen den Fluss- und Potentialgrößen der beiden Domänen „Elektrizität“ und „Hydraulik“. Nach dieser Analogie ist die elektrische Spannung  $U$  mit dem Druck  $p$  bzw. der Druckdifferenz  $\Delta p$  als Potentialgrößen vergleichbar. Die jeweiligen Flussgrößen sind durch den elektrischen Strom  $I$  und den Volumenstrom (Fluss)  $Q$  bestimmt. Das Verhältnis der Fluss- und Potentialgrößen zueinander ist für unterschiedliche Bauelemente verschieden definiert. Tabelle 5.1 zeigt die Grundelemente der elektrisch-hydraulischen Analogie mit ihrer jeweiligen Definition, dem Schaltsymbol und der Berechnungsvorschrift.

Neben den aktiven Elementen „Druck-“ und „Flussquelle“ bilden die Elemente „Flusswiderstand“, „Compliance“ und „Trägheit“ die passiven hydraulischen Elemente ab. Der hydraulische Widerstand  $R_{\text{hy}}$  beschreibt den Druckabfall  $\Delta p$ , welcher durch den Volumenstrom  $Q$  beim Durchströmen eines Hohlkörpers (z. B. Rohr) verursacht wird. Das hydraulische Ersatzelement

der elektrischen Kapazität  $C_{el}$  ist die Compliance, oder auch hydraulische Kapazität  $C_{hy}$  genannt (vgl. Abschnitt 5.1.3 e)). Die dynamische Änderung des Flusses  $Q$  verursacht aufgrund der Trägheit des strömenden Mediums einen Druckabfall  $\Delta p$ . Die hydraulische Induktivität  $L_{hy}$  (Trägheit) beschreibt diesen Zusammenhang.

Tabelle 5.1: Übersicht über die Grundelemente der elektrisch-hydraulischen Analogie, nach [DAN16, GRO15]

Element	Symbol	Elektrotechnik	Hydraulik
Spannungsquelle, Druckquelle		$U = \text{const.}$	$\Delta p = \text{const.}$
Stromquelle, Volumenstromquelle		$I = \text{const.}$	$Q = \text{const.}$
Elektr. Widerstand, Flusswiderstand		$U = R_{el} \cdot I$	$\Delta p = R_{hy} \cdot Q$
Kapazität, Compliance		$I = C_{el} \cdot \frac{dU}{dt}$	$Q = C_{hy} \cdot \frac{d\Delta p}{dt}$
Induktivität, Trägheit		$U = L_{el} \cdot \frac{dI}{dt}$	$\Delta p = L_{hy} \cdot \frac{dQ}{dt}$

Aus Gründen der Übersichtlichkeit werden die hydraulischen Elemente im Folgenden ohne zusätzliches Indizes verwendet ( $R_{hy} = R$ ,  $C_{hy} = C$  und  $L_{hy} = L$ ).

5.2.2 Elektrisches Ersatzschaltbild der Pumpe

Abbildung 5.13 zeigt das elektrische Ersatzschaltbild der nicht-okklusiven Schlauchpumpe (linker Teil), des Schlauches am Pumpenausgang (mittlerer Teil) und der hydraulischen Last am Ende des Schlauches (rechter Teil).

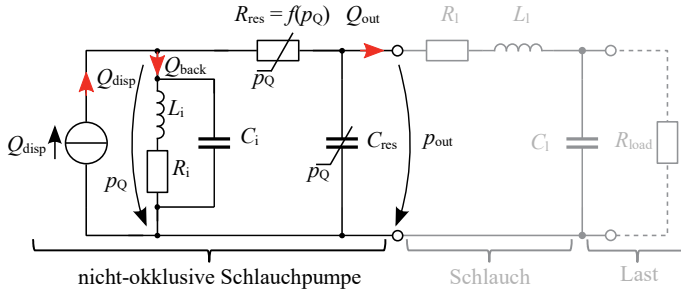


Abbildung 5.13: Elektrisches Ersatzschaltbild der nicht-okklusiven Schlauchpumpe (schwarz) inklusive Schlauch am Pumpenausgang und hydraulischer Last am Ende des Schlauches (grau)

Das Modell der nicht-okklusiven Schlauchpumpe besteht aus den bereits eingeführten Teilfunktionen Volumenverdrängung, Rückfluss und Auskopplung. Der Volumenstrom  $Q_{\text{disp}}$  entspricht dem durch die Teilokklusion hervorgerufenen Volumenstrom. Die Elemente  $R_i$ ,  $L_i$  und  $C_i$  bilden den Pfad des Rückflusses  $Q_{\text{back}}$  innerhalb des Restspaltes ab. Neben dem reinen Strömungswiderstand  $R_i$  ist die Trägheit des strömenden Mediums durch  $L_i$  und die Compliance des Pumpenschlauches durch  $C_i$  berücksichtigt. Vor dem Pumpenausgang ( $Q_{\text{out}}$ ,  $p_{\text{out}}$ ) befinden sich die Elemente  $R_{\text{res}}$  und  $C_{\text{res}}$ . Dabei handelt es sich um die Ersatzelemente des druckabhängigen Durchflussresistors, welche vom Druck  $p_Q$  im Schlauch abhängig sind. Die hydraulische Kapazität  $C_{\text{res}}$  bildet die Volumenauf- und -abnahme infolge der dynamischen Schlauchverengung und -erweiterung ab. Rechts davon ist ein Schlauchstück angeordnet, welches die Last in Form des hydraulischen Widerstandes  $R_{\text{load}}$  mit dem Pumpenausgang verbindet. Die Modellierung des Verbindungsschlauches erfolgt durch die Elemente  $R_1$ ,  $L_1$  und  $C_1$ .

Ein Großteil der beschriebenen Elemente der nicht-okklusiven Schlauchpumpe weist eine direkte oder indirekte Abhängigkeit zu den Steuergrößen  $f$  und  $r_{\text{osc}}$  und der Geometrie der Pumpeneinheit auf. Außerdem sind die Elemente  $R_{\text{res}}$  und  $C_{\text{res}}$  neben dem Druck  $p_Q$  vom eingestellten Arbeitspunkt des Resistors abhängig.

### 5.2.3 Charakteristische Druck-Volumenstrom-Kennlinie

Untersuchungen haben gezeigt, dass die zu erwartende Druck-Volumenstrom-Kennlinie ( $p_{\text{out}} = f(Q_{\text{out}})$ ) der nicht-okklusiven Schlauchpumpe in erster Näherung durch einen linearen Zusammenhang abgebildet werden kann. Abbildung 5.14 zeigt eine exemplarische Kennlinie mit einer linearen Trendlinie.

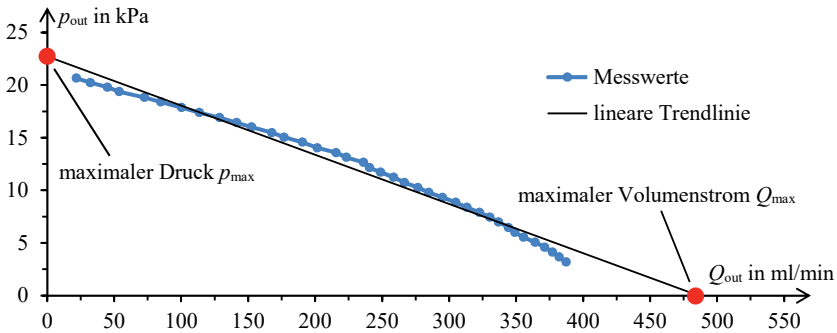


Abbildung 5.14: Exemplarische Druck-Volumenstrom-Kennlinie einer nicht-okklusiven Schlauchpumpe mit linearem Verlauf (erste Näherung)

Mit Hilfe der linearen Näherung ist es möglich, die Kennlinie anhand der Achsenschnittpunkte  $p_{\text{max}}$  und  $Q_{\text{max}}$  zu charakterisieren. Das Bestimmen dieser Extremwerte erfolgt mit Hilfe der im Folgenden dargestellten Betriebszustände in Analogie zur Zweipoltheorie elektrischer Schaltkreise. Dabei handelt es sich um Abstraktionen, welche lediglich zum Erfassen der komplexen Vorgänge im Pumpeninneren dienen. Auf Basis dieser Betrachtungen wird im Abschnitt 5.5 das hydraulische Modell der nicht-okklusiven Schlauchpumpe erarbeitet. Zum Verdeutlichen der wirksamen Zusammenhänge beschränken sich die dargestellten elektrischen Ersatzschaltbilder der nicht-okklusiven Schlauchpumpe auf die Volumenstromquelle  $Q_{\text{disp}}$  und die Flusswiderstände  $R_i$  und  $R_{\text{res}}$ . Zum besseren Verständnis wird an dieser Stelle auf die Compliance- und Trägheitselemente verzichtet.

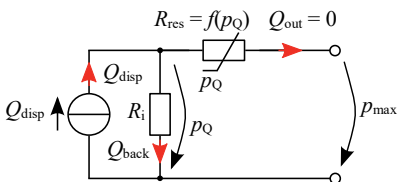


Abbildung 5.15: Elektrisches Ersatzschaltbild im Leerlauf zum Bestimmen des maximalen Drucks  $p_{\text{max}}$

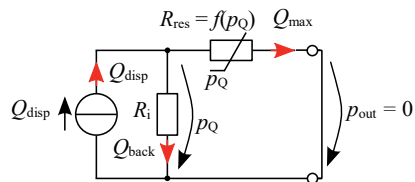


Abbildung 5.16: Elektrisches Ersatzschaltbild im Kurzschlussfall zum Bestimmen des maximalen Volumenstromes  $Q_{\text{max}}$

Abbildung 5.15 zeigt das elektrische Ersatzschaltbild für den Leerlauf ( $Q_{\text{out}} = 0$ ). Der Druck  $p_{\text{max}}$  entspricht dem maximal am Pumpenausgang erreichbaren Druck und ist somit anhand der elektrisch-hydraulischen Analogie äquivalent zur Leerlaufspannung. In diesem Fall fließt der



komplette Volumenstrom  $Q_{\text{disp}}$  über den Rückflusspfad (vgl. Gl.(2.4)). Der dabei erreichte Druck  $p_{\text{max}}$  ist unabhängig vom Flusswiderstand des Resistors  $R_{\text{res}}$  und berechnet sich wie folgt:

$$p_{\text{max}} = p_{\text{out}}(Q_{\text{out}} = 0) = p_{\text{out}}(Q_{\text{back}} = Q_{\text{disp}}) = Q_{\text{disp}} \cdot R_i. \quad (5.12)$$

Das in Abbildung 5.16 dargestellte elektrische Ersatzschaltbild zeigt die nicht-okklusive Schlauchpumpe im Falle eines hydraulischen Kurzschlusses am Pumpenausgang ( $p_{\text{out}} = 0$ ). In diesem Betriebszustand teilt sich der Volumenstrom  $Q_{\text{disp}}$  entsprechend der Stromteilerregel in  $Q_{\text{back}}$  und  $Q_{\text{out}} = Q_{\text{max}}$  auf. Der maximale Volumenstrom  $Q_{\text{max}}$  berechnet sich nach:

$$Q_{\text{max}} = Q_{\text{out}}(p_{\text{out}} = 0) = Q_{\text{disp}} \cdot \frac{R_i}{R_i + R_{\text{res}}}. \quad (5.13)$$

Der wirksame hydraulische Innenwiderstand  $R_i^*$  der nicht-okklusiven Schlauchpumpe entspricht dem Anstieg der  $p$ - $Q$ -Kennlinie und ergibt sich aus:

$$R_i^* = \frac{p_{\text{max}}}{Q_{\text{max}}} = R_i + R_{\text{res}}. \quad (5.14)$$

Beim Betrachten der Gleichungen (5.12), (5.13) und (5.14) ist erkennbar, dass der Resistor den wirksamen hydraulischen Innenwiderstand  $R_i^*$  um  $R_{\text{res}}$  erhöht. Daraus folgt einerseits ein Begrenzen des maximal möglichen Flusses  $Q_{\text{max}}$  am Pumpenausgang und andererseits ein Desensibilisieren des Pumpenausgangs gegenüber größeren hydraulischen Lasten. Letzteres ist durch die Funktionsweise des Resistors bedingt. Bei dem hydraulischen Widerstand  $R_{\text{res}}$  handelt es sich um einen von  $p_Q$  abhängigen Flusswiderstand, welcher sich während des Pumpbetriebs dynamisch verändert. Angeregt durch den oszillierenden Fluss  $Q_{\text{disp}}$  führt der Resistor eine Schwingung um seinen Arbeitspunkt aus, welche den periodisch generierten Volumenstrom  $Q_{\text{disp}}$  passieren lässt und anschließend zu einer Verengung des Pumpenschlauches führt. Dadurch kann ein Rückströmen des bereits geförderten Fluidvolumens gemindert und somit ein größerer Druck am Pumpenausgang erreicht werden.

Die beschriebenen komplexen dynamischen Vorgänge während des Pumpprozesses lassen sich mit Hilfe der vorgestellten Zweipoltheorie nur begrenzt abbilden. Aus diesem Grund ist es notwendig, ein hydraulisches Modell zu erarbeiten, welches die dynamischen Vorgänge im Pumpeninneren abbildet.

### 5.3 Durch Teilokklusion theoretisch erzeugter Volumenstrom $Q_{\text{disp}}$

Als Grundlage des hydraulischen Modells ist der durch das nicht-okklusive Pumpprinzip theoretisch erzeugte Volumenstrom  $Q_{\text{disp}}$  zu berechnen. Diese charakteristische Größe resultiert aus der Geometrie der Pumpeneinheit und kann mathematisch erfasst werden. Für die Berechnung

von  $Q_{\text{disp}}$  werden zusätzlich zu den in Abschnitt 5.1.3 a) getroffenen Annahmen folgende Randbedingungen festgelegt:

- Der Pumpenschlauch ist in einer vollständigen Schlauchwindung in die Nut zwischen Koppelglied und Widerlager eingelegt und
- das Medium innerhalb des Schlauches ist inkompressibel.

Die im Abschnitt 5.1.3 hergeleitete Gl. (5.4) zum Berechnen der Schlauchquerschnittsfläche  $A_{\text{tube}}$  bildet den Ausgangspunkt der folgenden Betrachtungen. Die analytische Berechnung von  $Q_{\text{disp}}$  erfolgt nach dem in Gl. (5.15) beschriebenen Ansatz. Demzufolge ergibt sich  $Q_{\text{disp}}$  aus der Differenz der Schlauchquerschnittsflächen  $A_{\text{tube}}$  und  $A_{\text{stat}}$  mit Hilfe eines Linienintegrals und dem Wegelement  $ds$  entlang der jeweiligen Flächenmitte:

$$Q_{\text{disp}} = \left( \oint A_{\text{tube}} ds - \oint A_{\text{stat}} ds \right) \cdot f. \quad (5.15)$$

Abbildung 5.17 verdeutlicht den genutzten Ansatz mit Hilfe einer Projektion der Schlauchquerschnittsflächen ( $A_{\text{tube,p}}$  und  $A_{\text{stat,p}}$ ) in die Draufsicht auf die Pumpeneinheit. Der Winkel  $\varphi$  beschreibt dabei den Umlaufwinkel der Oszillation. Während des Pumpenbetriebs ( $r_{\text{osc}} \neq 0$ ) ist die Nutbreite  $w_g$  abhängig von diesem Winkel.

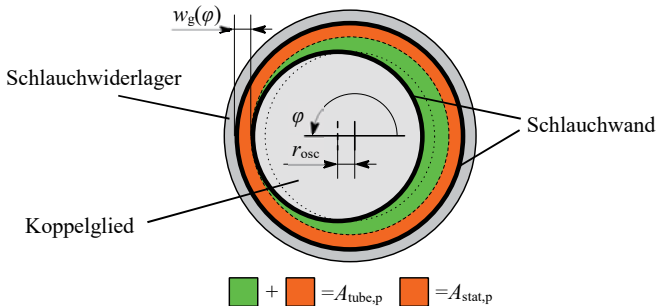


Abbildung 5.17: Projektion der Schlauchquerschnittsflächen in die Draufsicht der Pumpeneinheit mit unverändertem (rot) und dem für Volumenverdrängung wirksamen Anteil (grün)

Die gesamte Schlauchquerschnittsfläche  $A_{\text{tube}}$  wird dabei in zwei Teile untergliedert. Sie ist in der Projektion durch den grün und rot markierten Bereich repräsentiert. Der rot markierte Anteil stellt die Projektion der Schlauchquerschnittsfläche  $A_{\text{stat}}$  dar. Dieser Bereich ist ein Teil der gesamten Schlauchquerschnittsfläche  $A_{\text{tube}}$  und entspricht zusätzlich dem Anteil, welcher beim exzentrischen Umlaufen des Koppelglieds unverändert bleibt. Deshalb trägt  $A_{\text{stat}}$  nicht zur Volumenverdrängung bei. Durch die Differenz von  $A_{\text{tube}}$  und  $A_{\text{stat}}$  kann somit die für die Volumenverdrängung wirksame Schlauchquerschnittsfläche (grün) berechnet werden. Folgende

Gl. (5.16) beschreibt die Querschnittsfläche  $A_{\text{stat}}$ . Diese entspricht der minimalen Schlauchquerschnittsfläche (vgl. Gl. (5.5)). Durch Einsetzen von Gl. (5.16) in Gl. (5.15) folgt Gl. (5.17):

$$A_{\text{stat}} = A_{\text{tube}}(w_g = w_{g0} - r_{\text{osc}}) = A_{\text{tube, min}}, \quad (5.16)$$

$$Q_{\text{disp}} = \left( \oint A_{\text{tube}}(w_g(\varphi)) \, ds - \oint A_{\text{tube}}(w_g = w_{g0} - r_{\text{osc}}) \, ds \right) \cdot f. \quad (5.17)$$

Die weitere Berechnung des Volumenstromes  $Q_{\text{disp}}$  wird numerisch ausgeführt. Die grundlegende Herangehensweise zur mathematischen Beschreibung der Geometrie und des Integrationsweges ist in Anhang B beschrieben. Gl. (5.18) ist das Ergebnis dieser Herleitung. Sie beschreibt die Berechnungsvorschrift von  $Q_{\text{disp}}$  in Polarkoordinaten. Der Radius  $r_i(\varphi)$  entspricht dabei dem Integrationsweg des Kurvenintegrals (siehe Anhang B):

$$\begin{aligned} Q_{\text{disp}} = & \int_0^{2\pi} A_{\text{tube}}(w_g(\varphi)) \cdot \sqrt{r_i(\varphi)^2 + \left( \frac{\partial r_i(\varphi)}{\partial \varphi} \right)^2} \cdot d\varphi \cdot f, \\ & - \int_0^{2\pi} A_{\text{tube}}(w_g = w_{g0} - r_{\text{osc}}) \cdot \sqrt{r_i(\varphi)^2 + \left( \frac{\partial r_i(\varphi)}{\partial \varphi} \right)^2} \cdot d\varphi \cdot f. \end{aligned} \quad (5.18)$$

Auf Grundlage der gezeigten Berechnungsvorschriften kann die hydraulische Modellierung des Pumpprinzips erfolgen. In Vorbereitung dafür sind jedoch die geometrischen Randbedingungen der Pumpeneinheit festzulegen.

## 5.4 Bestimmung geometrischer Parameter zur Auslegung der Pumpeneinheit

Tabelle 5.2 fasst die Parameter, welche in die Berechnung von  $Q_{\text{disp}}$  einfließen, zusammen. Neben den beiden Steuerparametern  $f$  und  $r_{\text{osc}}$  haben die Nutbreite  $w_{g0}$  im Ruhezustand und der Radius  $r_c$  des Koppelgliedes einen direkten Einfluss auf  $Q_{\text{disp}}$ . Der Wertebereich von  $w_{g0}$  folgt aus den Annahmen, welche im Abschnitt 5.1.3 über Gl. (5.2) und Gl. (5.3) getroffen wurden.

Während des Pumpenbetriebs erzeugt die Oszillationsbewegung des Koppelgliedes eine Pulsweite innerhalb des Pumpenschlauches. Für die Dimensionierung der nicht-okklusiven Schlauchpumpe ist die Relativgeschwindigkeit  $v_{\text{disp}}$  des Koppelgliedes an die Pulswellengeschwindigkeit  $v_{\text{pulse}}$  anzupassen. Auf Grundlage der im Abschnitt 5.1.3 gemessenen Pulswellengeschwindigkeit  $v_{\text{pulse}}$  und der Grenzfrequenz  $f_c$  aus Gl. (4.2) folgt Gl. (5.19). Gl. (5.20) beschreibt den mittleren Radius  $r_w$  der Schlauchwindung. Beim Einsetzen von Gl. (5.20) in Gl. (5.19) folgt mit der maximalen Oszillationsfrequenz  $f_{\text{max}} = 140 \text{ Hz}$  (vgl. F9) Gl. (5.21). Somit kann der Wertebereich

reich von  $r_c$  eingegrenzt werden. Gl. (5.21) bildet die Grundlage für den in Tabelle 5.2 gezeigten Wertebereich von  $r_c$ .

Tabelle 5.2: Parameterübersicht zum Berechnen von  $Q_{\text{disp}}$

Parameter	Einfluss auf $Q_{\text{disp}}$	Wertebereich	gewählter Wert
$f$	linear	(0 ... 140) Hz	(0 ... 140) Hz
$r_{\text{osc}}$	nichtlinear	(0 ... 0,3) mm	(0 ... 0,3) mm
$w_{g0}$	nichtlinear	(3,7 ... 7,5) mm	6,2 mm
$r_c$	nichtlinear	$\leq 45,7 \text{ mm} - w_{g0}/2$	40,8 mm

$$f \leq f_c = \frac{v_{\text{pulse}}}{2 \cdot \pi \cdot r_w}, \quad (5.19)$$

$$r_w = r_c + \frac{w_{g0}}{2}, \quad (5.20)$$

$$r_c \leq \frac{v_{\text{pulse}}}{f_{\text{max}} \cdot 2\pi} - \frac{w_{g0}}{2}. \quad (5.21)$$

Die gewählten Werte erfüllen die in Tabelle 5.2 beschriebenen Bedingungen und bilden die Grundlage für die weitere Berechnung des durch Teilokklusion erzeugten Volumenstromes  $Q_{\text{disp}}$  sowie die darauf folgende Modellierung des Pumpprinzips.

Auf Grundlage der gewählten Nutbreite  $w_{g0}$  im Ruhezustand und der maximalen Oszillationsamplitude  $r_{\text{osc}} = 0,3 \text{ mm}$  ergibt sich nach Gl. (5.22) die minimale Breite  $w_{g,i,\text{min}} \approx 2,7 \text{ mm}$  der Spaltöffnung des Pumpenschlauches im Betriebszustand. Dieser Wert entspricht nach Gl. (5.23) einer relativen Okklusion von  $o \approx 43,75 \%$ :

$$w_{g,i,\text{min}} = w_{g0} - 2 \cdot w_{\text{tube}} - r_{\text{osc}}, \quad (5.22)$$

$$o = \frac{d_{\text{tube},i} - w_{g,i,\text{min}}}{d_{\text{tube},i}} \cdot 100 \%. \quad (5.23)$$

Auf Basis der gewählten Parameter kann der durch die Teilokklusion generierte Volumenstrom berechnet werden. Abbildung 5.18 zeigt die Abhängigkeit des Parameters  $Q_{\text{disp}}$  von der Oszillationsfrequenz  $f$  für verschiedene Oszillationsamplituden  $r_{\text{osc}}$ . Es ist deutlich zu erkennen, dass durch die Steuerung der Parameter  $r_{\text{osc}}$  und  $f$  ein weiter Flussbereich abgedeckt werden kann.

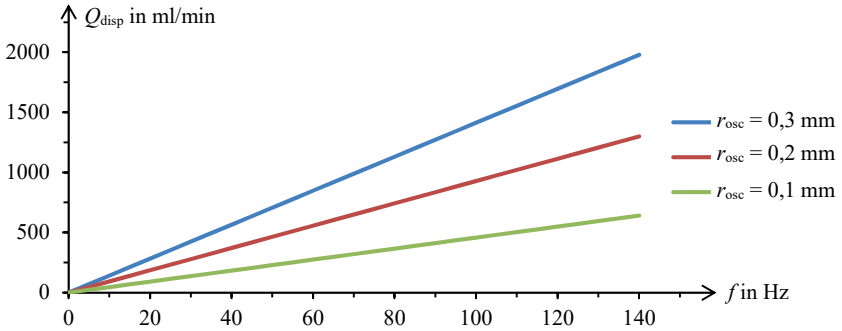


Abbildung 5.18: Lineare Anhängigkeit des theoretisch erzeugten Volumenstromes  $Q_{\text{disp}}$  von der Oszillationsfrequenz  $f$  für verschiedene Oszillationsamplituden  $r_{\text{osc}}$

Die gezeigten Graphen stellen den über eine komplette Schlauchwindung gemittelten Volumenstrom dar. Dabei ist jedoch zu beachten, dass es sich um den maximalen theoretisch möglichen Volumenstrom  $Q_{\text{disp}}$  handelt. Dieser Volumenstrom wird am Pumpenausgang aufgrund des Rückflusses während des Pumpenbetriebs nicht erreicht (vgl. Abschnitt 5.2.3). Er dient lediglich als Hilfsgröße zum Beschreiben der Volumenstromquelle beim Erstellen des hydraulischen Modells. Außerdem kann es während des Pumpbetriebs infolge des ansaugseitig herrschenden Unterdrucks zu Kavitationen (Dampfblasenbildung) und zum teilweise Kollabieren des Ansaugschlauches kommen. Diese Vorgänge begrenzen  $Q_{\text{disp}}$  im praktischen Versuch ebenfalls.

Für das zu entwickelnde hydraulische Modell und die abzubildenden Schwingungsvorgänge ist der Verlauf des Volumenstrom  $Q_{\text{disp}}$  in Abhängigkeit des Umlaufwinkels  $\varphi$  von Bedeutung. Auf Basis von Gl. (5.18) kann dieser Verlauf für diskrete Winkel (siehe Gl. (5.25)) berechnet werden. Die Berechnungsvorschrift von  $Q_{\text{disp}}(\varphi)$  ergibt sich in Abhängigkeit des Umlaufwinkels  $\varphi$  über das pro Zeiteinheit  $\Delta t$  verdrängte Volumen  $\Delta V$  nach:

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{disp}}(\varphi) &= \frac{\Delta V}{\Delta t} = \frac{\Delta V}{\Delta \varphi} \cdot \frac{\Delta \varphi}{\Delta t} = \frac{\Delta V}{1^\circ} \cdot \frac{360^\circ}{1} \cdot \frac{1}{f} = \frac{\Delta V}{1^\circ} \cdot f \cdot 360^\circ, \\
 &= 360 \cdot f \cdot \int_{\frac{\varphi-1^\circ}{360^\circ} \cdot 2\pi}^{\frac{\varphi}{360^\circ} \cdot 2\pi} A_{\text{tube}}(w_g(\varphi)) \cdot \sqrt{r_i(\varphi)^2 + \left(\frac{\partial r_i(\varphi)}{\partial \varphi}\right)^2} \cdot d\varphi \\
 &\quad - 360 \cdot f \cdot \int_{\frac{\varphi-1^\circ}{360^\circ} \cdot 2\pi}^{\frac{\varphi}{360^\circ} \cdot 2\pi} A_{\text{tube}}(w_g = w_{g0} - r_{\text{osc}}) \cdot \sqrt{r_i(\varphi)^2 + \left(\frac{\partial r_i(\varphi)}{\partial \varphi}\right)^2} \cdot d\varphi,
 \end{aligned} \tag{5.24}$$

$$\varphi = n \cdot 1^\circ \text{ mit } n = (1, 2, 3 \dots 360). \quad (5.25)$$

Abbildung 5.19 zeigt den Verlauf des durch Verdrängung erzeugten Volumenstromes  $Q_{\text{disp}}(\varphi)$  für ausgewählte Oszillationsamplituden in Abhängigkeit des Umlaufwinkels  $\varphi$ . Dabei ist ein vollständiger Umlauf des Koppelgliedes bei einer Oszillationsfrequenz von  $f = 100$  Hz dargestellt.

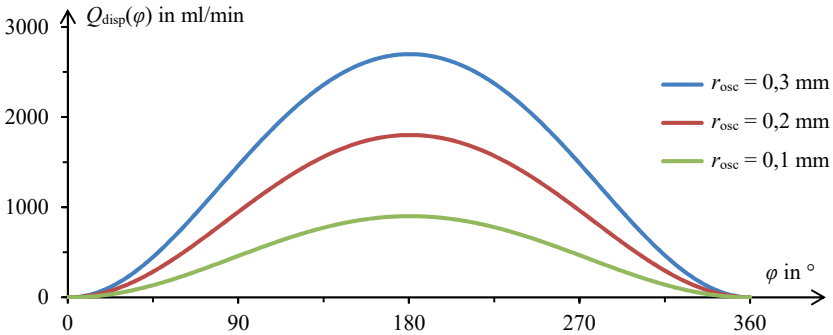


Abbildung 5.19: Erzeugter Volumenstrom  $Q_{\text{disp}}(\varphi)$  in Abhängigkeit des Umlaufwinkels  $\varphi$  für ausgewählte Oszillationsamplituden  $r_{\text{osc}}$  bei  $f = 100$  Hz

Beim direkten Vergleich von Abbildung 5.18 mit Abbildung 5.19 fallen bei gleichen Randbedingungen (z. B.  $r_{\text{osc}} = 0,3$  mm,  $f = 100$  Hz) Unterschiede in der Quantität des berechneten Flusses auf. Im Gegensatz zu Abbildung 5.19 handelt es sich in Abbildung 5.18 um Volumenströme, welche über eine Schlauchwindung gemittelt sind. Abbildung 5.19 zeigt hingegen die Momentanwerte für die entsprechende Position des Koppelgliedes in Abhängigkeit von  $\varphi$ . Infolgedessen entsprechen die in Abbildung 5.18 dargestellten Werte dem Mittelwert der jeweiligen Kurve aus Abbildung 5.19.

## 5.5 Aufbau der hydraulischen Modellierung des Pumpprinzips

Der Umlaufwinkel-abhängige Volumenstrom  $Q_{\text{disp}}(\varphi)$  bildet die Grundlage für die hydraulische Modellierung des Pumpprinzips. Ziel dieser Modellierung ist die Simulation des Verhaltens der nicht-okklusiven Schlauchpumpe in Abhängigkeit von  $r_{\text{osc}}$  und  $f$ . Zur Entwicklung dieses Simulationsmodells wird die Software *SimulationX* (Version 3.8 Professional Edition) der Firma ESI ITI GmbH genutzt. Diese Simulationsumgebung bietet die Möglichkeit, ein domänenübergreifendes transientes Modell bestehend aus hydraulischen und mechanischen Komponenten zu erstellen. Auf diese Weise kann neben den hydraulischen Vorgängen des Pumpprinzips außerdem die mechanische Interaktion des Resistors simuliert und untersucht werden.

Die Grundlage für die Struktur des Simulationsmodells bildet das in Abschnitt 5.2.2 beschriebene elektrische Ersatzschaltbild der nicht-okklusiven Schlauchpumpe inklusive Resistor. Die im Rahmen von Abschnitt 5.1 durchgeführten theoretischen Vorbetrachtungen und die mathematischen Berechnungen aus Abschnitt 5.3 werden genutzt, um die Randbedingungen des Simulationsmodells zu erstellen. Abbildung 5.20 zeigt die Strukturansicht des hydraulischen Modells. Zur besseren Übersicht ist das Modell in mehrere Teilbereiche untergliedert, welche in den folgenden Abschnitten näher betrachtet werden.

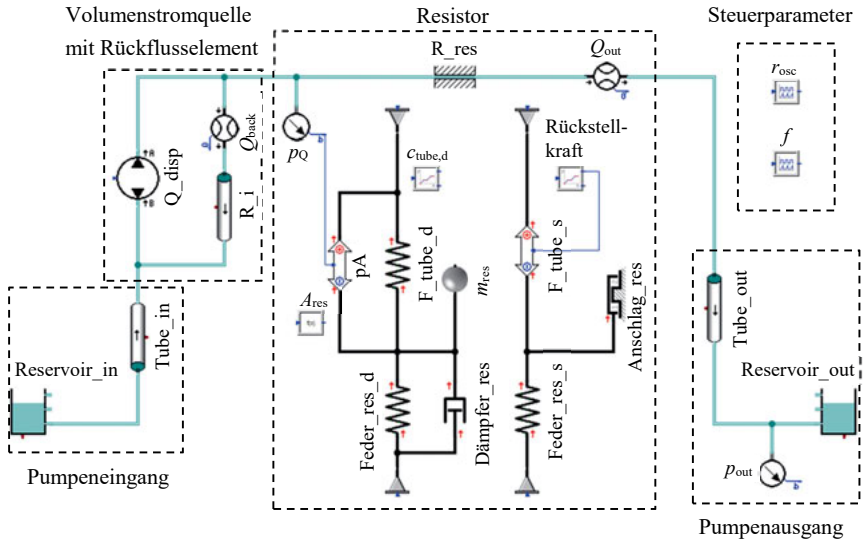


Abbildung 5.20: Strukturansicht des hydraulischen Pumpenmodells inklusive mechanischer Modellierung des Resistors

Beim Vergleich des hydraulischen Modells mit dem elektrischen Ersatzschaltbild (Abbildung 5.13) fällt auf, dass die Compliance- und Trägheitselemente im *SimulationX*-Modell nicht separat aufgeführt sind. Innerhalb des hydraulischen Modells können die Trägheit des Fluids und die Compliance der durchströmten Elemente mit Hilfe der verwendeten Leitungselemente, z. B. „R\_i“, modelliert werden. Die dafür notwendigen Parameter, wie z. B.  $C'_{tube}$ ,  $w_{tube}$ , und die Fluideigenschaften entsprechen den in Abschnitt 5.1.2 beschriebenen Werten. Aufgrund dieser Funktionenintegration der durch die Simulationsumgebung bereitgestellten Elemente ist die Struktur des hydraulischen Modells deutlich übersichtlicher als das elektrische Ersatzschaltbild. Außerdem können die während des Pumpprozesses auftretenden dynamischen Effekte, wie z. B. die Interaktion des Resistors mit dem Druck innerhalb des Pumpenschlauches, mit Hilfe des hydraulischen Modells abgebildet werden.

### 5.5.1 Volumenverdrängung

Die Erregung des Pumpprinzips erfolgt im Simulationsmodell mit Hilfe der gesteuerten Volumenstromquelle „ $Q_{\text{disp}}$ “. Diese Volumenstromquelle erzeugt in Abhängigkeit der Oszillationsamplitude  $r_{\text{osc}}$  und der Oszillationsfrequenz  $f$  einen pulsierenden Volumenstrom. Dieser ist nach Gl. (5.24) eine Funktion des Umlaufwinkels  $\varphi$  und entspricht dem in Abbildung 5.19 exemplarisch dargestellten Verlauf von  $Q_{\text{disp}}(\varphi)$ . Auf diese Weise kann der vom nicht-okklusiven Pumpprinzip erzeugte theoretische Volumenstrom in das hydraulische Netzwerk eingeleitet werden. Abbildung 5.21 zeigt den generierten Volumenstrom  $Q_{\text{disp}}$  und den Umlaufwinkel  $\varphi$  in Abhängigkeit der Simulationszeit  $t_{\text{sim}}$ .

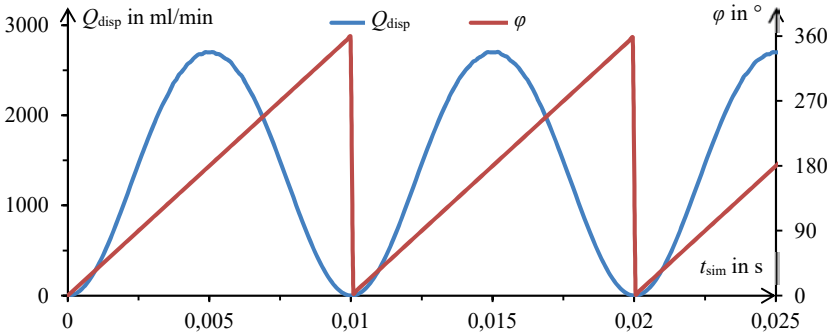


Abbildung 5.21: Exemplarischer Verlauf des generierten Volumenstromes  $Q_{\text{disp}}$  und des Umlaufwinkels  $\varphi$  in Abhängigkeit der Simulationszeit  $t_{\text{sim}}$  für  $r_{\text{osc}} = 0,3 \text{ mm}$  und  $f = 100 \text{ Hz}$

### 5.5.2 Rückfluss

Das Rückflusselement bildet analog zum Flusswiderstand  $R_i$  den Pfad des Rückflusses  $Q_{\text{back}}$  innerhalb des nicht vollständig okkludierten Schlauches ab. Im Simulationsmodell wird das Rückflusselement durch das Leitungselement „ $R_i$ “ modelliert. Die Geometrie des Rückflussspaltes ergibt sich auf Grundlage der im Anhang B beschriebenen Betrachtungen. Die Länge  $l_i$  des Schlauchsegments kann folgendermaßen berechnet werden:

$$l_i = \int_0^{2\pi} \cdot \sqrt{r_i(\varphi)^2 + \left( \frac{\partial r_i(\varphi)}{\partial \varphi} \right)^2} \cdot d\varphi. \quad (5.26)$$

Der Parameter  $l_i$  entspricht der Länge des Integrationsweges entlang des Radius  $r_i(\varphi)$  (siehe Anhang B), welcher zum Berechnen des verdrängten Volumens genutzt wurde und bildet somit die Länge einer vollständigen Schlauchwindung ab.



In der Simulationsumgebung werden nur Leitungselemente mit runder Querschnittsfläche und konstantem Innendurchmesser unterstützt. Das Rückflusselement besitzt jedoch aufgrund der Verformung des Pumpenschlauches die Form eines Langloches. Laut Literatur [BÖS12] ist es mittels Gl. (5.27), dem Umfang  $u$  und der Querschnittsfläche  $A$  des nichtkreisförmigen Querschnittes möglich, den nicht kreisförmigen Rohrquerschnitt in einen adäquaten hydraulischen Ersatzdurchmesser  $d_h$  in Form einer Kreisquerschnittsfläche umzurechnen.

$$d_h = 4 \cdot \frac{A}{u}. \quad (5.27)$$

Mit Hilfe dieses Zusammenhangs kann nun der Durchmesser  $d_i$  des Rückflusselementes berechnet werden:

$$d_i = 4 \cdot \frac{A}{u} = \frac{2 \cdot [A_{\text{tube}}(w_g = w_{g0} - r_{\text{osc}}) + A_{\text{tube}}(w_g = w_{g0} + r_{\text{osc}})]}{\pi d_{\text{tube},i}}. \quad (5.28)$$

Dabei handelt es sich um den entsprechenden Kreisdurchmesser  $d_i$ , welcher aus dem Mittelwert der minimalen Schlauchquerschnittsfläche  $A_{\text{tube}}(w_g = w_{g0} - r_{\text{osc}})$  und der maximalen Schlauchquerschnittsfläche  $A_{\text{tube}}(w_g = w_{g0} + r_{\text{osc}})$  gebildet wird. Zusammen mit  $l_i$  entspricht die Geometrie des Rückflusselementes somit den über eine vollständige Schlauchwindung gemittelten geometrischen Eigenschaften des nicht vollständig okkludierten Schlauches.

Die beiden Größen  $l_i$  und  $d_i$  sind jeweils von der Oszillationsamplitude  $r_{\text{osc}}$  abhängig und im Simulationsmodell mit Hilfe eines Datensatzes hinterlegt. Auf diese Weise können alle Betriebszustände während der Simulation abgebildet werden.

### 5.5.3 Resistor

Wie bereits in Abschnitt 4.2.1 beschrieben, ist der Resistor durch einen Feder-Masse-Schwinger umgesetzt. Die durch den Druck  $p_Q$  im Pumpeninneren angeregte Schwingung führt zu einer dynamischen Verengung des Schlauches am Pumpenausgang [PEC19]. Innerhalb des hydraulischen Modells findet die Simulation dieser dynamischen Bewegung in Form eines gekoppelten mechanischen Modells statt. Dadurch ist es möglich, das passive Verhalten des Resistors in Abhängigkeit von den hydraulischen Vorgängen im Pumpeninneren abzubilden. Der prinzipielle Aufbau des Resistors ist in Abbildung 5.22 schematisch dargestellt. Er besteht hauptsächlich aus einer vorgespannten geführten Feder, welche auf den Schlauch einwirkt. Innerhalb des Schlauches befindet sich das Pumpmedium mit dem Druck  $p_Q$ . Der Arbeitspunkt des Resistors kann über den Vorspannweg der Feder justiert werden.

Demgegenüber zeigt Abbildung 5.23 das hydraulisch-mechanische Modell des Resistors in der Strukturansicht der Simulationsumgebung. Der Modellaufbau orientiert sich am prinzipiellen Aufbau des Resistors (siehe Abbildung 5.22). Das Modell besteht aus der Resistorfeder

„Feder\_res\_d“, dem Dämpfungselement „Dämpfer\_res“ und der Masse  $m_{res}$  der bewegten Teile des Resistors. Es unterscheidet zwischen der Arbeitspunkteinstellung des Resistors (quasi-statisches Verhalten) und dem dynamischen Verhalten des Feder-Messe-Schwingers. Diese Unterscheidung ist aufgrund des unterschiedlichen Schlauchverhaltens notwendig (vgl. Abschnitt 5.1.3 b)). Zu Beginn jeder Simulationsrechnung erfolgt das Einstellen des Arbeitspunktes auf Grundlage der Kraft-Weg-Kennlinie der Rückstellkraft des Pumpenschlauches (Element „F\_tube\_s“) und der Resistorfeder (Element „Feder\_res\_s“). Anschließend bildet das Federelement „F\_tube\_d“ auf Basis des Arbeitspunktes das dynamische Verhalten des Pumpenschlauches mit Hilfe der dynamischen Ersatzfedersteife  $c_{tube,d}$  (vgl. Abschnitt 5.1.3 b)) ab.

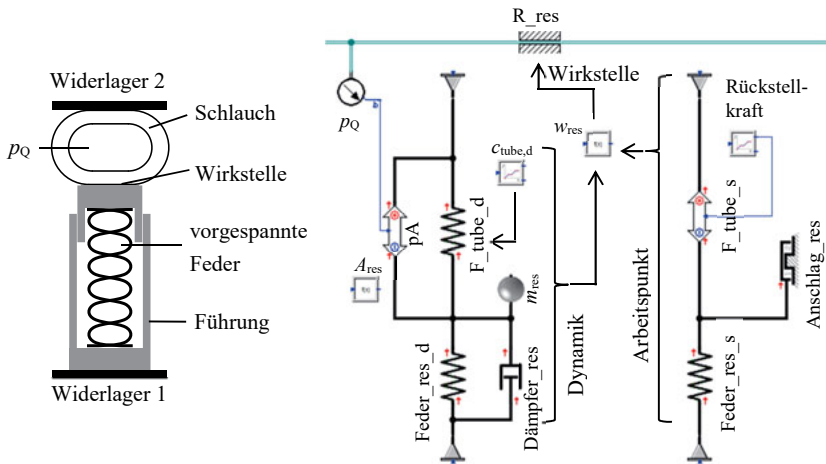


Abbildung 5.22: Schematischer Aufbau des auf den Schlauch einwirkenden Resistors

Abbildung 5.23: Hydraulisch-mechanisches Modell des Resistors zum Modellieren der Arbeitspunkteinstellung und des dynamischen Verhaltens

Das bereits in Abschnitt 5.1.3 eingeführte Schlauchverformungsmodell bildet die Berechnungsgrundlage für das Resistormodell. Abbildung 5.24 zeigt die geometrischen Parameter, welche zum Beschreiben der Schlauchquetschung  $s$  an der Resistorwirkstelle genutzt werden.

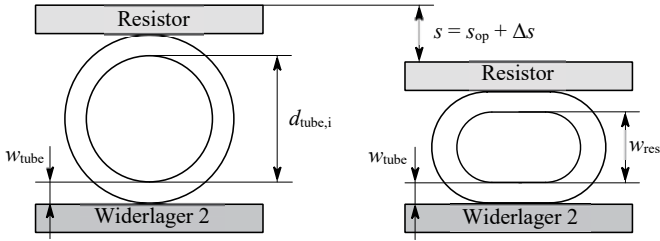


Abbildung 5.24: Schematische Darstellung der Schlauchverformung an der Resistorwirkstelle mit grundlegenden geometrischen Parametern

Die Arbeitspunkteinstellung des Resistors erfolgt auf Basis des Kräftegleichgewichts aus der Rückstellkraft  $F_{\text{tube}}(s_{\text{op}})$  des Schlauches und der Federkraft:

$$F_{\text{tube}}(s_{\text{op}}) = c_s \cdot (l_{s,0} - l_{s,\text{op}}). \quad (5.29)$$

Die Federkraft ist durch die Federsteife  $c_s$ , die Federlänge  $l_{s,0}$  im ungespannten Zustand und die Federlänge  $l_{s,\text{op}}$  im eingestellten Arbeitspunkt definiert. Die Schlauchverformung im Arbeitspunkt ( $p_Q = 0$ ) ist durch  $s_{\text{op}}$  definiert.

Im dynamischen Betriebszustand ist die Bewegung des an das hydraulische System gekoppelten Resistors durch folgende Differentialgleichung definiert:

$$c_{\text{tube,d}}(s_{\text{op}}) \cdot \Delta s + p_Q \cdot A_{\text{res}} = c_s \cdot (l_{s,0} - l_{s,\text{op}} - \Delta s) + d \cdot \frac{d\Delta s}{dt} + m_{\text{res}} \cdot \frac{d^2\Delta s}{dt^2}. \quad (5.30)$$

Neben den bereits bekannten Größen wird Gl. (5.30) außerdem von der dynamischen Auslenkung  $\Delta s$  des Resistors um seinen Arbeitspunkt (vgl. Abbildung 5.24), der Wirkfläche  $A_{\text{res}}$ , der Dämpfungskonstanten  $d$  und der Masse  $m_{\text{res}}$  der bewegten Teile des Resistors beeinflusst. Die Größe der Dämpfungskonstanten resultiert aus den Dämpfungseigenschaften des Schlauches. Im Rahmen von Voruntersuchungen wurde eine Dämpfungskonstante  $d = 4 \text{ N} \cdot \text{s}/\text{m}$  ermittelt. Die Wirkfläche  $A_{\text{res}}$  entspricht der Kontaktfläche des Resistors mit dem Pumpenschlauch. Sie ist äquivalent zur Kontaktfläche, welche bereits im Abschnitt 5.1.3 b) verwendet wurde. Aus diesem Grund kann die dort eingeführte dynamische Ersatzfedersteife  $c_{\text{tube,d}}$  verwendet werden. Die wirksame Spaltbreite  $w_{\text{res}}$  des verformten Schlauches wird gemäß Abbildung 5.24 wie folgt berechnet:

$$w_{\text{res}} = d_{\text{tube,i}} - 2 \cdot w_{\text{tube}} - (s_{\text{op}} + \Delta s). \quad (5.31)$$

Das Element „R\_res“ bildet den durch den Einfluss des Resistors verformten Schlauch im hydraulischen Modell ab. Dabei handelt es sich um einen Spalt mit der Weite  $w_{\text{res}}$ . Die Länge und die Breite des Spaltes ergeben sich aus der Wirkfläche des Resistors.

Innerhalb der Simulationsumgebung werden die beschriebenen Zusammenhänge durch die Verknüpfung der einzelnen Elemente miteinander und mit Hilfe des dargestellten Signalfusses umgesetzt (siehe Pfeile in Abbildung 5.23). Die Kopplung der hydraulischen Domäne mit der Mechanik des Resistors erfolgt über das Kraftelement „pA“. Mit Hilfe der Fläche  $A_{\text{res}}$  und dem im Pumpenschlauch wirkenden Druck  $p_Q$  kann somit die Interaktion der hydraulischen Vorgänge im Pumpeninneren mit der mechanischen Bewegung des Resistors sichergestellt werden.

### 5.5.4 Randbedingungen

Der Ansaugbehälter „Reservior\_in“, der Zielbehälter „Reservoir\_out“ und die beiden Leitungselemente „Tube\_in“ und „Tube\_out“ bilden die hydraulischen Randbedingungen des Simulationsmodells (vgl. Abbildung 5.20). Die Leitungselemente bestehen aus dem verwendeten Pumpenschlauch und haben eine Länge von jeweils 30 cm. Sie dienen dem Anschluss der nicht-okklusiven Schlauchpumpe an die Behälter und sind notwendig, um die Druck- und Volumenstrommesstechnik im praktischen Versuch zu integrieren (siehe Kapitel 7). Die beiden Behälter sind offen zur Atmosphäre, wodurch das darin befindliche Pumpmedium stets dem Umgebungsluftdruck von 101,325 kPa ausgesetzt ist. Die Grundfläche des Ansaugbehälters ist deutlich größer als die Grundfläche des Zielbehälters. Auf diese Weise kann der Ansaugdruck während des Pumpens konstant gehalten werden. Gleichzeitig bildet sich im Zielbehälter eine Wassersäule aus. Dadurch steigt der Druck  $p_{\text{out}}$  am Pumpenausgang relativ zum Umgebungsluftdruck an und die  $p$ - $Q$ -Kennlinie kann innerhalb der laufenden Simulationsrechnung bestimmt werden.

## 5.6 Grundsätzliches Verhalten des hydraulischen Modells

Das transiente Verhalten des hydraulischen Modells der nicht-okklusiven Schlauchpumpe spiegelt die in den Abschnitten 5.2.2 und 5.2.3 beschriebenen Zusammenhänge der elektrisch-hydraulischen Analogie wider. Zusätzlich zur erarbeiteten Zweipoltheorie gibt das Modell jedoch außerdem einen Einblick in die dynamischen Vorgänge während des Pumpenbetriebs. Im Folgenden wird die Funktionsweise des Simulationsmodells anhand von drei Beispielen erläutert. Die in Abschnitt 5.4 gewählten Geometrieparameter bilden die Grundlage dafür.

### 5.6.1 Volumenstrom

Der durch die Teilokklusion theoretisch erzeugte Volumenstrom  $Q_{\text{disp}}$  bildet den Ausgangspunkt des hydraulischen Modells. Innerhalb der Pumpe teilt sich  $Q_{\text{disp}}$  in den Rückfluss  $Q_{\text{back}}$  und den Fluss am Pumpenausgang  $Q_{\text{out}}$  auf. Abbildung 5.25 zeigt die auf den Spitzenwert  $Q_{\text{peak}}$  von  $Q_{\text{disp}}$  normierte Verteilung der Teilflüsse.

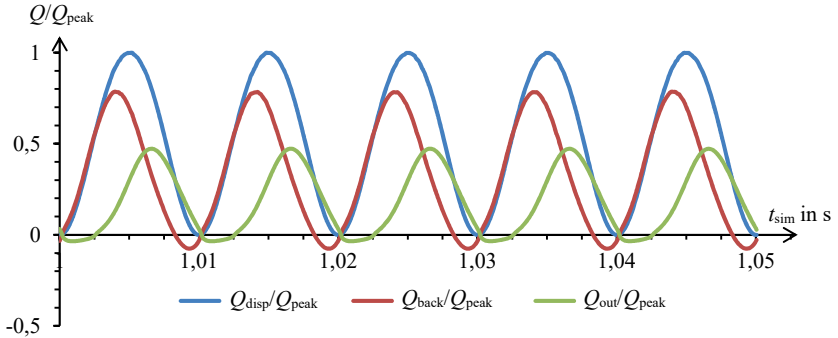


Abbildung 5.25: Exemplarische Verteilung der Flüsse  $Q_{\text{disp}}$ ,  $Q_{\text{back}}$  und  $Q_{\text{out}}$  im hydraulischen Modell; normiert auf  $Q_{\text{peak}}$  für  $r_{\text{osc}} = 0,3 \text{ mm}$  und  $f = 100 \text{ Hz}$

Bei Betrachten des Zeitverlaufes ist zu erkennen, dass der Rückfluss  $Q_{\text{back}}$  deutlich größer als der Fluss  $Q_{\text{out}}$  am Pumpenausgang ist. Dies begründet sich mit der nicht-okklusiven Betriebsart der Schlauchpumpe. Der ausgangsseitige Volumenstrom  $Q_{\text{out}}$  beträgt im gewählten Beispiel ca. 50 % des durch die Teilokklusion theoretisch erzeugten Volumenstromes  $Q_{\text{disp}}$ . Der erkennbare Phasenversatz zwischen  $Q_{\text{out}}$  und  $Q_{\text{disp}}$  resultiert aus dem dynamischen Druckaufbau im Pumpenschlauch. Dieser wird durch die hydraulischen Kapazitäten (Compliance des Pumpenschlauches) und die Trägheit des Pumpmediums beeinflusst.

### 5.6.2 Resistor

Die Funktionsweise des Resistors beruht ebenfalls auf dem dynamischen Druckaufbau innerhalb des Pumpenschlauches. Hervorgerufen durch  $Q_{\text{disp}}$  erfolgt in Kombination mit dem Rückflusselement ein periodischer Druckverlauf  $p_Q$  am Ausgang der Schlauchwindung. Abbildung 5.26 zeigt die transienten Signalverläufe der beiden Größen im eingeschwungenen Zustand mit deutlich erkennbarem Phasenversatz.

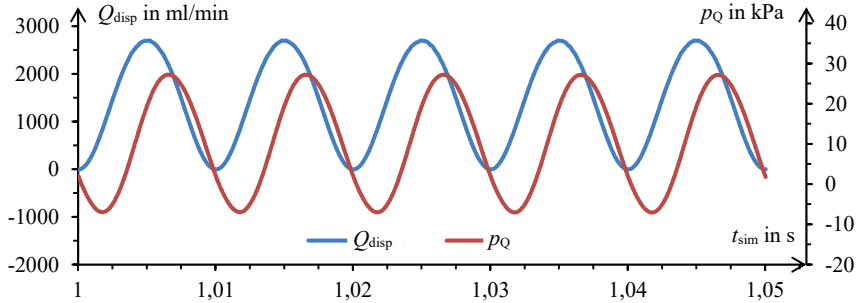


Abbildung 5.26: Exemplarischer Verlauf des Drucks  $p_Q$  am Ausgang der Schlauchwindung infolge des durch Teilokklusion theoretisch erzeugten Volumenstromes  $Q_{\text{disp}}$  für  $r_{\text{osc}} = 0,3 \text{ mm}$  und  $f = 100 \text{ Hz}$

Die Einwirkung des Drucks  $p_Q$  auf den Resistor führt zu dessen Auslenkung, wodurch eine periodische Schwingung um seinen Arbeitspunkt resultiert. Diese mechanische Schwingung führt zu einer dynamischen Veränderung des Schlauchquerschnittes an der Resistorwirkstelle. Ausgehend vom eingestellten Arbeitspunkt  $s_{\text{op}}$  variiert die Schlauchquetschung  $s$  dabei um  $\Delta s$ . Abbildung 5.27 zeigt die Abhängigkeit der Schlauchquetschung  $s$  (vgl. Abbildung 5.24) vom Druck  $p_Q$  für einige Pumpperioden.

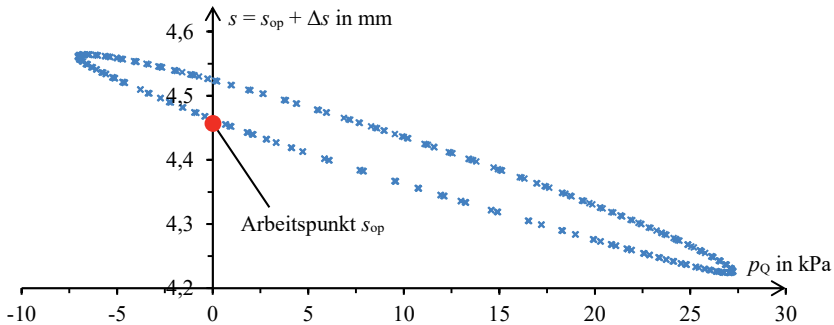


Abbildung 5.27: Exemplarischer Verlauf der Schlauchquetschung  $s$  in Abhängigkeit des Drucks  $p_Q$  am Ausgang der Schlauchwindung für einige Pumpperioden bei  $r_{\text{osc}} = 0,3 \text{ mm}$  und  $f = 100 \text{ Hz}$

Es ist deutlich zu erkennen, dass die Schlauchquetschung  $s$  mit zunehmendem Druck  $p_Q$  abnimmt. Im gezeigten Beispiel befindet sich der eingestellte Arbeitspunkt bei  $s_{\text{op}} = 4,45 \text{ mm}$ . Der Mittelwert von  $s$  liegt mit  $4,4 \text{ mm}$  jedoch unterhalb von  $s_{\text{op}}$ , da der positive Anteil von  $p_Q$

überwiegt. Die Fläche innerhalb des Kennlinienverlaufes spiegelt die mechanischen Verluste der Resistorbaugruppe in Verbindung mit dem Pumpenschlauch wider.

### 5.6.3 Druck-Volumenstrom-Kennlinie

Die Druck-Volumenstrom-Kennlinie ( $p_{\text{out}} = f(Q_{\text{out}})$ , Pumpenkennlinie) stellt das Betriebsverhalten einer Pumpe allgemein dar. Wie bereits in Abschnitt 5.5.4 beschrieben, kann diese Kennlinie im hydraulischen Modell über die gewählten Randbedingungen erzeugt werden. Abbildung 5.28 zeigt eine mit Hilfe des Modells berechnete Kennlinie.

Zusätzlich zur Pumpenkennlinie sind im Diagramm außerdem der mittlere maximale Fluss  $Q_{\text{max}}$  und der mittlere maximale Gegendruck  $p_{\text{max}}$  dargestellt. Speziell im unteren Bereich der Kennlinie ist ein deutliches Einschwingverhalten des Flusses  $Q_{\text{out}}$  des hydraulischen Systems erkennbar. Mit fortschreitender Simulationszeit und ansteigendem Gegendruck  $p_{\text{out}}$  wird das Einschwingverhalten aufgrund der Reibungseffekte und der Dämpfung des Systems gemindert. Dabei findet stets eine geringe Pulsation des Flusses  $Q_{\text{out}}$  infolge der periodischen Volumenverdrängung des nicht-okklusiven Schlauchpumpenprinzips statt (vgl. Abbildung 5.26). Diese Pulsation zeigt sich im breiten Verlauf der Kennlinie.

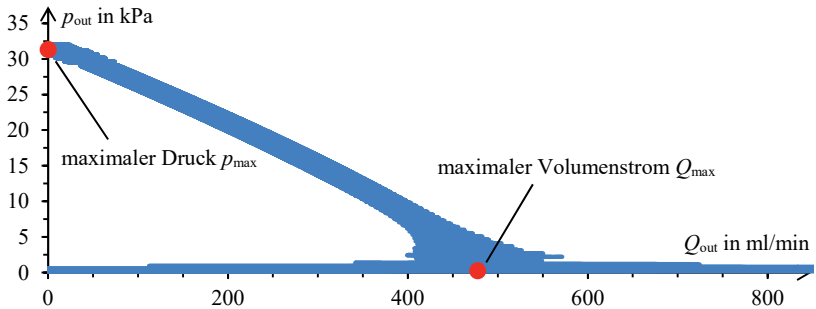


Abbildung 5.28: Exemplarische Druck-Volumenstrom-Kennlinie der nicht-okklusiven Schlauchpumpe für  $r_{\text{osc}} = 0,3 \text{ mm}$  und  $f = 100 \text{ Hz}$

Der Anstieg der  $p$ - $Q$ -Kennlinie spiegelt entsprechend der Zweipoltheorie der elektrisch-hydraulischen Analogie den wirksamen hydraulischen Innenwiderstand  $R_i'$  der Schlauchpumpe wider. Beim Betrachten der Kennlinie ist deutlich zu erkennen, dass sich der Anstieg mit zunehmendem Gegendruck  $p_{\text{out}}$  verringert. Dies entspricht einer Abnahme von  $R_i'$  mit zunehmendem Gegendruck. Die Ursache für dieses Verhalten liegt in einem Anstieg des pumpeninternen Rückflusses und der Funktionsweise des Resistors begründet.

Mit ansteigendem Gegendruck  $p_{\text{out}}$  findet eine Arbeitspunktverschiebung des Resistors statt. Dadurch verringert sich die Schlauchquetschung  $s$  an der Wirkstelle des Resistors. Infolgedessen sinkt der Strömungswiderstand des Resistors und somit auch der wirksame hydraulische Innenwiderstand  $R_i^*$  der nicht-okklusiven Schlauchpumpe (vgl. Gl. (5.14)).

Abbildung 5.29 zeigt die Drift der Schlauchquetschung  $s$  bei ansteigendem Gegendruck  $p_{\text{out}}$  in Abhängigkeit der Simulationszeit  $t_{\text{sim}}$ . Bei den gezeigten Graphen von  $s$  handelt es sich um das dynamische Signal (blau-transparent) und dessen gleitenden Mittelwert (blau) aus jeweils 25 Simulationspunkten. Im gezeigten Beispiel befindet sich der eingestellte Arbeitspunkt des Resistors zum Start der Simulation bei  $s_{\text{op}} = 4,45$  mm. Wie auch in Abbildung 5.27 erkennbar, führt der dynamische Druck  $p_Q$  zu einer Verkleinerung des Mittelwertes von  $s$ . Aus diesem Grund beginnt der Graph des gleitenden Mittelwertes von  $s$  in Abbildung 5.29 unterhalb des eingestellten Arbeitspunktes  $s_{\text{op}}$  bei ca. 4,4 mm.

Bereits nach sehr kurzer Zeit sinkt  $s$  infolge des ansteigenden Gegendrucks deutlich ab, was die in Abbildung 5.28 gezeigte und im Anschluss beschriebene Verringerung des wirksamen hydraulischen Innenwiderstandes  $R_i^*$  nach sich zieht.

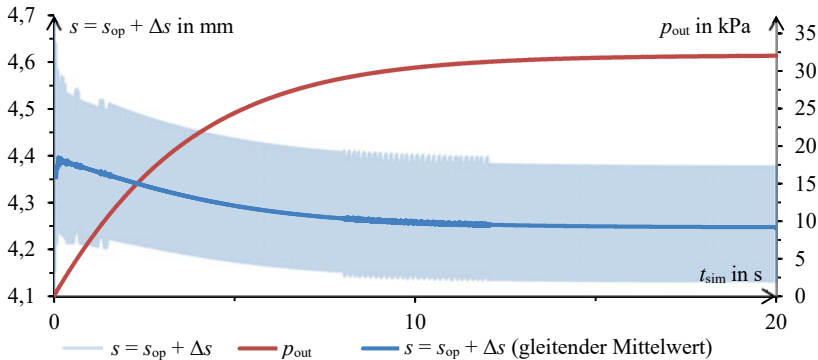


Abbildung 5.29: Exemplarische Drift der Schlauchquetschung  $s$  am Resistor als Folge des ansteigenden Gegendrucks  $p_{\text{out}}$  für  $r_{\text{osc}} = 0,3$  mm und  $f = 100$  Hz

## 5.7 Zusammenfassung

Für den Entwurf eines hydraulischen Simulationsmodells der nicht-okklusiven Schlauchpumpe sind genaue Kenntnisse über die Geometrie der Pumpeneinheit, die Eigenschaften des Pumpmediums und die Eigenschaften des flexiblen Pumpenschlauches notwendig. Auf Grundlage dieser Parameter kann das Pumpverhalten mit Hilfe der Zweipoltheorie der elektrisch-hydraulischen Analogie in ein elektrisches Ersatzschaltbild überführt werden.



Das durch die Teilokklusion theoretisch verdrängte Volumen stellt in Verbindung mit dem internen Rückfluss den Kern des Pumpprinzips dar. Unter Einsatz von mehreren geometrischen Berechnungen auf Basis der Geometrie der Pumpeneinheit können der theoretisch erzeugte Volumenstrom  $Q_{\text{disp}}$  und die Geometrie des Rückflusselements bestimmt werden. Bei der Berechnung dieser Größen wird deutlich, dass die Parameter  $r_{\text{osc}}$  und  $f$ , wie im Lösungskonzept vorgesehen, zum Steuern der nicht-okklusiven Schlauchpumpe genutzt werden können.

Die Struktur der hydraulischen Modellierung orientiert sich am elektrischen Ersatzschaltbild des Pumpprinzips. Die Hauptbestandteile des Modells sind eine Volumenstromquelle, das Rückflusselement und der Resistor. Die Integration des Resistors erfolgt durch Kopplung einer mechanischen Struktur an das hydraulische Pumpenmodell. Im Gegensatz zum elektrischen Ersatzschaltbild ist es dadurch möglich, die Interaktion der hydraulischen Vorgänge innerhalb des Pumpenschlauches mit der Funktion des Resistors zu verknüpfen. Auf diese Weise führen die durch die Volumenstromquelle erzeugten Druckschwankungen zur dynamischen Verengung und Erweiterung des Schlauchquerschnittes an der Resistorwirkstelle.

Anhand von mehreren Beispielen kann die in Kapitel 4 vorgestellte Funktionsweise der nicht-okklusiven Schlauchpumpe mit Hilfe des hydraulischen Modells nachgewiesen werden. Die im Abschnitt 5.4 auf Basis der Schlaucheigenschaften und der Pulswellengeschwindigkeit  $v_{\text{pulse}}$  gewählten Geometrieparameter der Pumpeneinheit bilden die Grundlage für diese Simulationsergebnisse. Die in Abbildung 5.28 dargestellte berechnete Pumpenkennlinie entspricht den im Kapitel 3 aufgeführten Forderungen F7 und F8 nach einem Volumenstrom  $Q \geq 300$  ml/min bei einem Gegendruck von  $p \geq 15$  kPa. Deshalb können die gewählten Geometrieparameter der Pumpeneinheit als Ausgangspunkt für den Entwurf einer konstruktiven Umsetzung der nicht-okklusiven Schlauchpumpe und der dafür notwendigen Aktorik genutzt werden.

## 6 Entwurf eines Aktors zum Betreiben der Pumpe

Im Rahmen dieses Kapitels erfolgen die Modellierung und der Entwurf eines Aktors zum Betreiben der nicht-okklusiven Schlauchpumpe. Teile dieses Kapitels wurden in [PEC17, PEC18] publiziert und sind entsprechend gekennzeichnet.

Wie bereits in Kapitel 4 beschrieben, lässt sich das Pumpprinzip durch eine umlaufende exzentrische Oszillation anregen. Der dafür benötigte Aktor dient dem Erzeugen und Einkoppeln dieser Oszillation in den Pumpenschlauch. Für die Simulation des Aktorverhaltens sind mehrere Teilmodelle zu erstellen und zu verknüpfen. Abbildung 6.1 zeigt die für die Gesamtsimulation genutzte Modellstruktur.

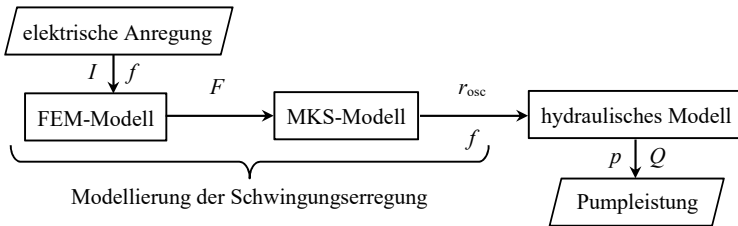


Abbildung 6.1: Gesamte Modellstruktur zum Simulieren des Aktorverhaltens inkl. Schnittstelle zum hydraulischen Modell

Die elektrische Anregung durch einen Strom  $I$  mit der Oszillationsfrequenz  $f$  bildet die Grundlage für die Schwingungserregung und deren Modellierung. Im Schwingungserreger erfolgt das Umwandeln der elektrischen Energie in mechanische Energie in Form einer Erregerkraft  $F$ . Im Rahmen der Modellierung wird diese durch den Einsatz eines FEM-Modells (Finite-Elemente-Methode) auf Basis von  $I$  berechnet. Ein MKS-Modell (Mehrkörpersimulation) ermöglicht im nächsten Schritt die Simulation des Schwingungsverhaltens des Gesamtaktors. Auf diese Weise lassen sich die Bewegungskurve (Trajektorie) und somit auch die Oszillationsamplitude  $r_{osc}$  des Koppelgliedes auf Grundlage der elektrischen Stromstärke  $I$  berechnen. Zusammen mit  $f$  bildet  $r_{osc}$  die Schnittstelle zum bereits aufgebauten hydraulischen Modell (vgl. Abschnitt 5.5). Dadurch vereint das Gesamtmodell die Teilmodelle der FEM, MKS und Hydraulik zu einer Gesamtstruktur, welche es ermöglicht, die Pumpleistung auf Grundlage der elektrischen Anregung zu simulieren.

## 6.1 Gesamtsystem

Der Aktor der nicht-okklusiven Schlauchpumpe besteht in Analogie zur Funktionsstruktur (vgl. Abschnitt 4.1) aus den in Abbildung 6.2 beschriebenen Teilfunktionen. Diese drei Teilfunktionen spiegeln sich ebenfalls in dem in Abbildung 4.8 eingeführten gestapelten Aufbau von Antriebseinheit, Kopplung und Pumpeneinheit wider.

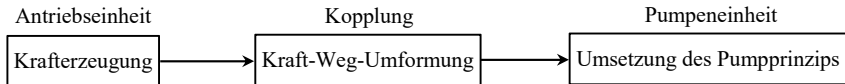


Abbildung 6.2: Struktur des Aktors zum Betreiben der nicht-okklusiven Schlauchpumpe

Ein radial symmetrischer Schwingankerantrieb dient zur Krafterzeugung. Mit Hilfe eines Biegestabes erfolgt anschließend die Kraft-Weg-Umformung der Oszillationsbewegung. Auf diese Weise lässt sich die für das Pumpprinzip benötigte Oszillationsamplitude in der Pumpeneinheit bereitstellen. Im Folgenden werden die Teilfunktionen des Aktors erläutert und entsprechende Dimensionierungsgrundlagen und Teilmodelle erarbeitet.

## 6.2 Antriebseinheit

Für die Funktionsweise und Modellierung der Antriebseinheit ist neben dem elektromechanischen Wandler selbst auch dessen Ansteuerung von Bedeutung. Die folgenden Abschnitte erläutern schrittweise alle für den Aufbau des FEM-Modells notwendigen Voraussetzungen.

### 6.2.1 Elektromechanischer Wandler

Das Erregen des radial symmetrischen Schwingankertriebs erfolgt mit Hilfe eines elektromechanischen Wandlers mit mehreren radial angeordneten Spulen (vgl. Abbildung 4.7). Der Aufbau dieses Wandlers besteht hauptsächlich aus einem mit Spulen besetzten Stator und einem Schwinganker. Diese bilden den Magnetkreis, welcher zum Erzeugen der notwendigen Kräfte genutzt wird. Abbildung 6.3 zeigt die schematische Darstellung des Wandlers mit sechs Spulen und Eisenrückschluss. Bei dem zur Verfügung stehenden Stator handelt es sich um den einer Asynchronmaschine. Aus diesem Grund sind die sechs Spulen in je vier Wickelfenster aufgeteilt. Der Schwinganker befindet sich im Zentrum des Stators und ist durch den Biegestab gelagert. Zur besseren Übersicht wurde in Abbildung 6.3 auf die Darstellung der Verbindung des Biegestabes mit dem Schwinganker verzichtet. Analog zum Eisenrückschluss ist der Schwinganker geblecht ausgeführt. Auf diese Weise können Wirbelströme und dadurch verursachte Verluste, welche infolge des magnetischen Wechselfeldes auftreten, gemindert werden. Der Luft-

spalt zwischen Schwinganker und Stator bildet den Arbeitsraum des elektromechanischen Wandlers. Infolge des aus der Bestromung der Statorspulen resultierenden magnetischen Flusses innerhalb des Magnetkreises treten Reluktanzkräfte auf, welche den am Biegestab gelagerten Schwinganker aus seiner Ruhelage im Zentrum des Stators auslenken.

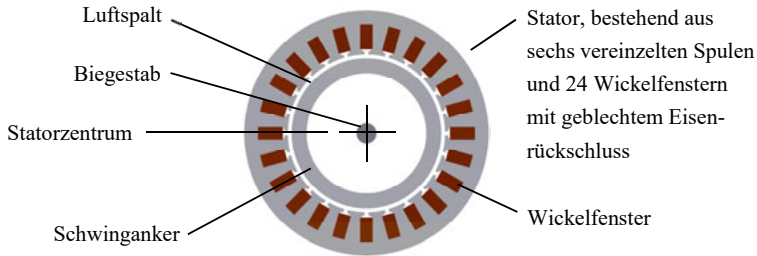


Abbildung 6.3: Schematische Darstellung des elektromechanischen Wandlers

## 6.2.2 Ansteuerung

Durch Einsatz des radial-symmetrischen elektromagnetischen Wandlers kann das Steuersignal in Form des elektrischen Stromes in einen auf den Schwinganker wirkenden Radialkraftvektor  $F$  umgewandelt werden. Zum Erzeugen der umlaufenden exzentrischen Oszillation ist ein bezüglich des Statorzentrums umlaufender Kraftvektor notwendig. Aus diesem Grund werden die einzelnen Statorspulen mit phasenverschobenen Strömen gespeist. Dadurch lässt sich ein den Stator radial umlaufendes Magnetfeld, auch Wanderfeld genannt, erzeugen. Abbildung 6.4 zeigt die für die folgenden Betrachtungen eingeführte Nomenklatur, bestehend aus der Spuleneinteilung und dem in Richtung des Wanderfeldwinkels  $\omega$  gerichteten Radialkraftvektor  $F$ .

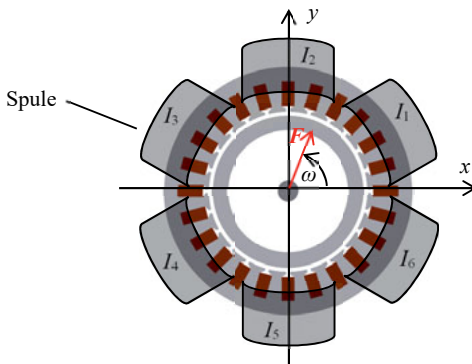


Abbildung 6.4: Einteilung des elektromagnetischen Wandlers in sechs Spulen mit Radialkraftvektor  $F$

Die zur besseren Übersicht schematisch dargestellten Spulen werden vom jeweiligen Spulenstrom  $I_1$  bis  $I_6$  durchflossen. Abbildung 6.5 zeigt die vom Wanderfeldwinkel  $\omega$  abhängigen Verläufe der phasenversetzten Spulenströme (nach [DRU81]). Dabei sind die Ströme bezüglich ihres Spitzenwertes  $I_{\text{peak}}$  normiert dargestellt. Die Stromverläufe setzen sich aus drei um  $120^\circ$  phasenverschobenen Sinussignalen zusammen. Beim Betrachten von Abbildung 6.5 fällt auf, dass für jeden Winkel  $\omega$  stets genau drei Spulen gleichzeitig bestromt sind. Die vorzeichenrichtige Summe dieser drei Spulenströme ergibt außerdem stets Null. Zusammen mit der gewählten Spulenordnung im Stator ist dadurch immer ein gerichteter magnetischer Fluss innerhalb des Magnetkreises sichergestellt.

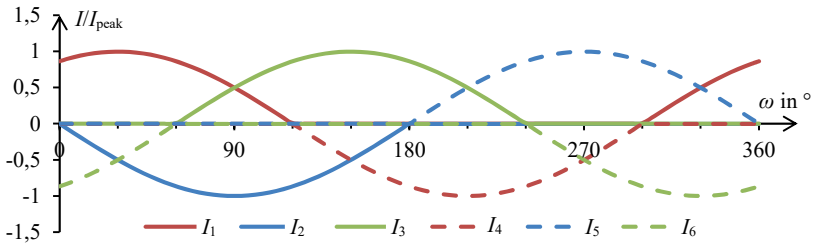


Abbildung 6.5: Winkelabhängiger Verlauf der normierten phasenversetzten Spulenströme mit jeweils drei gleichzeitig bestromten Spulen

Der aus der Spulenbestromung resultierende Reluktanzkraftvektor  $\mathbf{F}$  besitzt eine  $x$ - und eine  $y$ -Komponente und ist vom Wanderfeldwinkel  $\omega$  der Spulenbestromung und des daraus resultierenden Magnetfeldes abhängig:

$$\mathbf{F} = F_x(\omega) \cdot \vec{e}_x + F_y(\omega) \cdot \vec{e}_y. \quad (6.1)$$

$\mathbf{F}$  ist, wie in Abbildung 6.4 dargestellt, stets in Richtung des Winkels  $\omega$  ausgerichtet. Der Betrag  $F$  des Kraftvektors  $\mathbf{F}$  ergibt sich aus den Einzelkomponenten  $F_x$  und  $F_y$ :

$$F = |\mathbf{F}| = \sqrt{F_x(\omega)^2 + F_y(\omega)^2}. \quad (6.2)$$

### 6.2.3 FEM-Simulation

Für die Simulation des Gesamtaktors ist eine Modellierung des elektromechanischen Wandlers notwendig. Mit Hilfe einer FEM-Simulation können die auf den Schwinganker einwirkenden Kräfte in Abhängigkeit der Schwingankerposition berechnet werden. Durch den Einsatz von Postprocessing- und Interpolationsschritten lassen sich die berechneten Kräfte in 3D-Kennlinienfelder überführen. Diese Felder stellen die Schnittstelle zum Anregen des MKS-Modells dar. Die Struktur der Simulation ist in Abbildung 6.6 dargestellt.

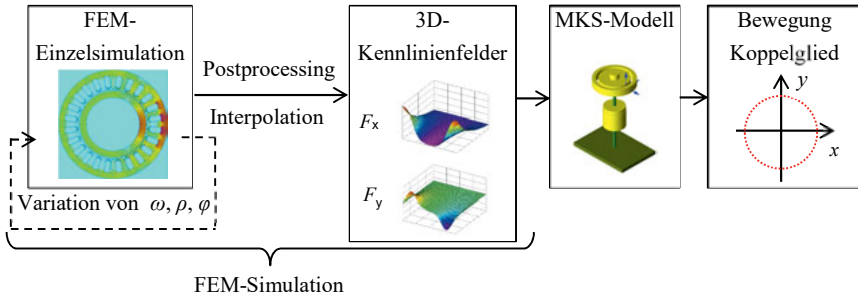


Abbildung 6.6: Simulationsstruktur zur Berechnung der Oszillationsamplitude (nach [PEC18])

Die in Abbildung 6.3 gezeigte Geometrie des elektromechanischen Wandlers bildet die Grundlage für den Aufbau des FEM-Modells. Für die Modellierung wird die Software *femm* (Version 4.2) zusammen mit der Skriptsprache *Lua* als Simulationsumgebung genutzt.

Die wirkende Reluktanzkraft ist neben dem Wanderfeldwinkel  $\omega$  und der Größe der Spulenströme  $I$  außerdem von der Position des Schwingankers im Stator abhängig. Diese Relativposition verändert sich während des Schwingankerbetriebs dynamisch. Zur vollständigen Modellierung des elektromechanischen Wandlers ist es deshalb notwendig, zusätzlich im Wanderfeldwinkel  $\omega$  die Position des Schwingankers zu variieren und die jeweiligen Reluktanzkräfte zu berechnen. Die Variation der Schwingankerposition erfolgt im Polarkoordinatensystem mit Hilfe des Radius  $\rho$  und des Winkels  $\varphi$ . Auf diese Weise ergibt sich für die Kraftkomponenten  $F_x$  und  $F_y$  jeweils ein 3D-Kennlinienfeld. Diese Kennlinienfelder bilden anschließend die Schnittstelle zum Stimulieren des MKS-Modells. Abbildung 6.7 zeigt die für die FEM-Simulation genutzten Parameter.

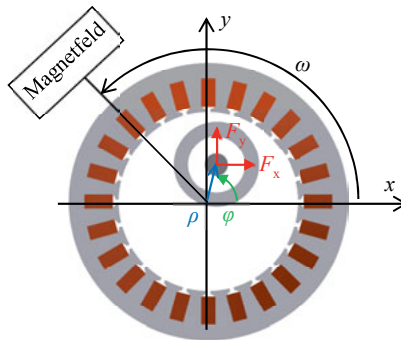


Abbildung 6.7: Übersicht genutzter Parameter zum Berechnen der durch das umlaufende Magnetfeld auf den Schwinganker wirkenden Reluktanzkräfte (nach [PEC18])

Bei der FEM-Simulation erfolgt eine Variation der Parameter  $\omega$ ,  $\varphi$  und  $\rho$  iterativ (vgl. Abbildung 6.6). Dadurch kann der Vektor  $\mathbf{F}$  über die Kraftkomponenten  $F_x$  und  $F_y$  für jede mögliche Position des Schwingankers in Kombination mit jedem möglichen Wanderfeldwinkel  $\omega$  berechnet werden [PEC18]:

$$\mathbf{F} = F_x(\omega, \varphi, \rho) \cdot \vec{e}_x + F_y(\omega, \varphi, \rho) \cdot \vec{e}_y. \quad (6.3)$$

Gl. (6.3) repräsentiert somit den Inhalt der 3D-Kennlineinfelder der Kraftkomponenten  $F_x$  und  $F_y$ .

Wie bereits erwähnt, stellt der Spulenstrom  $I$  einen weiteren wichtigen Parameter des FEM-Modells dar. Nach [PAU12] existiert ein quadratischer Zusammenhang zwischen  $I$  und der Reluktanzkraft. Abbildung 6.8 veranschaulicht die Abhängigkeit der Kraftkomponente  $F_x$  vom Strom  $I$  anhand des FEM-Modells. Dabei ist die Kraftkomponente  $F_x$  bezüglich ihres Maximalwertes  $F_{x,\max}$  normiert dargestellt.

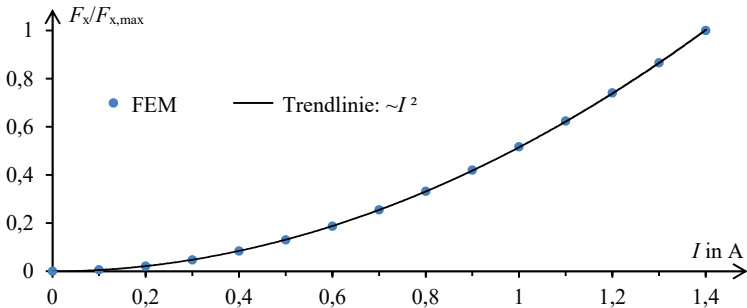


Abbildung 6.8: Quadratische Abhängigkeit der normierten Kraftkomponente  $F_x$  von der Spulenstromstärke  $I$  am Beispiel  $\omega = 0$ ,  $\varphi = 0$ ,  $\rho = 0$  und  $f = 50$  Hz

Die eingezeichnete Trendlinie verdeutlicht den vorherrschenden quadratischen Zusammenhang. Mit dessen Hilfe kann bei der Berechnung der Kennlineinfelder auf eine zusätzliche Variation des Spulenstromes im FEM-Modell verzichtet werden. Vielmehr bietet sich eine Parametrisierung des Spulenstromes im MKS-Modell an. Somit lassen sich auf Grundlage des quadratischen Zusammenhangs verschiedene Stromstärken umsetzen und dadurch verschiedene Oszillationsamplituden simulieren. Für alle weiteren Berechnungen innerhalb des FEM-Modells wird deshalb mit  $I = 1$  A gerechnet.

Neben den bereits genannten Parametern ist die Reluktanzkraft außerdem von der Frequenz  $f$  des Wanderfeldes abhängig. Abbildung 6.9 zeigt die mit Hilfe des FEM-Modells berechnete Abhängigkeit der normierten Kraftkomponente  $F_x$  von  $f$ . Dabei ist erkennbar, dass lediglich für sehr kleine Frequenzen ( $f \approx 0$ ) eine Zunahme der Reluktanzkraft zu verzeichnen ist. Dieses Ver-

halten begründet sich mit den Wirbelstromverlusten im Magnetkreis, welche bei sehr kleinen Frequenzen deutlich geringer ausfallen. Im laut Forderung F9 festgelegten Betriebsbereich  $f = (40 \dots 140)$  Hz (vgl. Kapitel 3) der nicht-okklusiven Schlauchpumpe nimmt die Reluktanzkraft mit zunehmender Frequenz nur marginal ( $< 2\%$ ) ab.

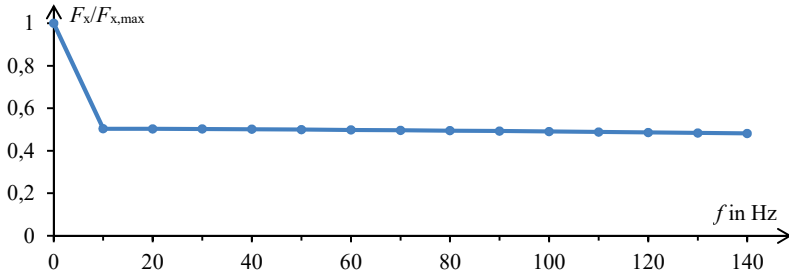


Abbildung 6.9: Abhängigkeit der normierten Kraftkomponente  $F_x$  von der Wanderfeldfrequenz  $f$  am Beispiel  $\omega = 0$ ,  $\varphi = 0$  und  $\rho = 0$

Aufgrund der annähernden Konstanz von  $F_x$  innerhalb des Betriebsbereiches ist es möglich, beim Erstellen der 3D-Kennlinienfelder zur Vereinfachung auf eine Parametrisierung der Wanderfeldfrequenz  $f$  zu verzichten. Für die im Folgenden berechneten 3D-Kennlinienfelder der Kraftkomponenten  $F_x$ ,  $F_y$  wird die feste Frequenz  $f = 50$  Hz gewählt.

Abbildung 6.10 zeigt die Verläufe der Kraftkomponenten  $F_x$ ,  $F_y$  und des Betrages  $F$  für einen vollständigen Umlauf des Wanderfeldwinkels  $\omega$ .

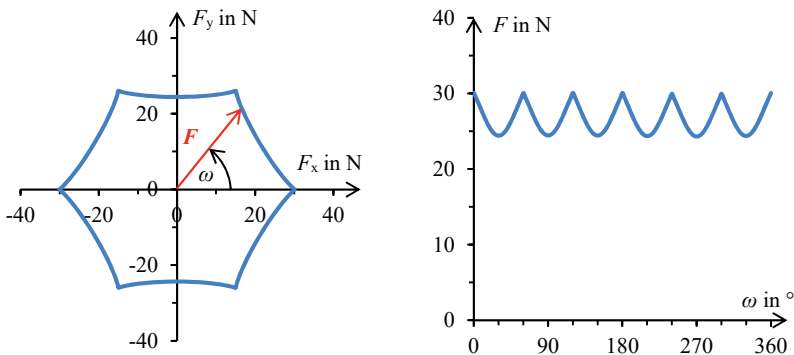


Abbildung 6.10: Verlauf des umlaufenden Kraftvektors  $\mathbf{F}$  (links) (nach [PEC18]) und dessen Betrages  $F$  (rechts) in Abhängigkeit des Wanderfeldwinkels  $\omega = (0 \dots 360)^\circ$  am Beispiel  $\varphi = 0$ ,  $\rho = 0$ ,  $f = 50$  Hz und  $I = 1$  A



Beim Betrachten der Graphen fällt auf, dass der Betrag  $F$  des Kraftvektors  $\mathbf{F}$  abhängig von  $\omega$  ist. Diese Tatsache lässt sich auf die Verkopplung der von den einzelnen Statorspulen verursachten magnetischen Flüsse zurückführen. Während des Pumpenbetriebs werden diese Unregelmäßigkeiten der Erregerkraft des elektromechanischen Wandlers durch die Trägheit der bewegten mechanischen Teile und die Elastizität des Biegestabes gemindert. Somit ist in der Pumpeneinheit von einer konstanten umlaufenden Kraft auszugehen.

Als Ergebnis der FEM-Simulation liegt eine Schar von 3D-Kennlinienfeldern vor. Die somit erzeugten Datensätze werden im Rahmen der MKS-Simulation genutzt, um den Schwingankerantrieb zu erregen. Abbildung 6.11 zeigt zwei 3D-Kennlinienfelder der durch den elektromechanischen Wandler erzeugten Kraftkomponenten  $F_x$  und  $F_y$  am Beispiel  $\omega = 0$ ,  $f = 50$  Hz und  $I = 1$  A.

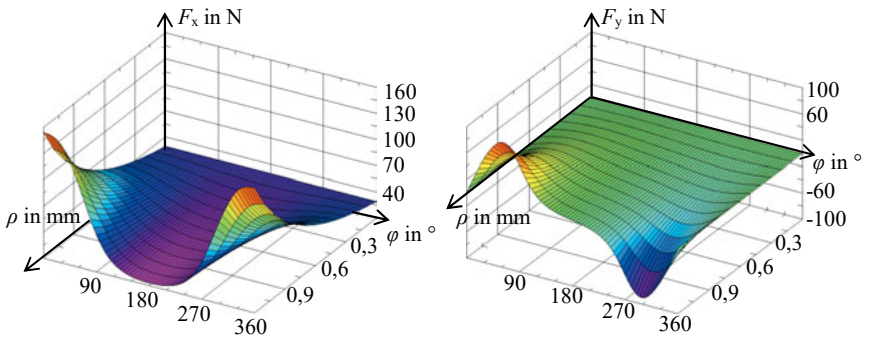


Abbildung 6.11: 3D-Kennlinienfelder der Kraftkomponenten  $F_x$  (links) und  $F_y$  (rechts) am Beispiel  $\omega = 0$ ,  $f = 50$  Hz und  $I = 1$  A

### 6.3 Kopplung

Nach Kapitel 3 ist die örtliche Trennung von Antriebseinheit und Pumpeneinheit gefordert (vgl. F6), um eine thermische und elektromagnetische Entkopplung des Pumpmediums sicherzustellen. Aus diesem Grund ist es notwendig, die in der Abtriebseinheit erzeugte umlaufende exzentrische Oszillation in die Pumpeneinheit zu übertragen. Abbildung 6.12 zeigt den schematischen Aufbau des in Kapitel 4 eingeführten Schwingankerantriebs. Zur besseren Übersicht wird in dieser Darstellung auf die Antriebseinheit verzichtet.

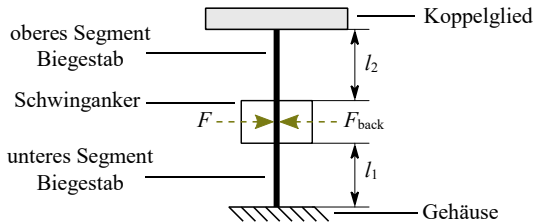


Abbildung 6.12: Schematische Darstellung des Schwingankerantriebes mit Segmentierung des Biegestabes

Der in zwei Segmente untergliederte Biegestab stellt das zentrale Element des Schwingankerantriebes dar. Das untere Segment ist starr mit dem Gehäuse der Pumpe verbunden und dient somit der Lagerung des Schwingankers. Das obere Segment verbindet den Schwinganker mit dem Koppelglied der Pumpeneinheit. Im elektromechanischen Wandler herrscht aufgrund des möglichst kleinen Luftspaltes zwischen Schwinganker und Stator eine geringe Oszillationsamplitude vor. Mit Hilfe des Biegestabes kann diese Amplitude nach dem Hebelprinzip bis zum Koppelglied verstärkt werden. Auf diese Art findet eine Kraft-Weg-Umformung der mechanischen Bewegung statt.

Zusätzlich übernimmt der Biegestab das Erzeugen der für den Betrieb des Schwingankerantriebes notwendigen Rückstellkraft. Zur Verdeutlichung der wirkenden Kräfte sind der Betrag  $F$  der vom elektromechanischen Wandler erzeugten Kraft und die durch Auslenkung des Biegestabes aus seiner Ruheposition wirkenden Kraft  $F_{\text{back}}$  in Abbildung 6.12 angedeutet. Während des Betriebs lenkt der Schwingankerantrieb bis zum Erreichen des Kräftegleichgewichts  $F = F_{\text{back}}$  aus. Auf diese Weise lässt sich über eine Steuerung von  $F$  mit Hilfe des Spulenstromes  $I$  eine Steuerung der Oszillationsamplitude  $r_{\text{osc}}$  des Koppelgliedes und somit des Flusses  $Q$  erreichen. Die Größe der Rückstellkraft  $F_{\text{back}}$  ist von den Längen  $l_1$  und  $l_2$ , dem Durchmesser  $d_r$  des Biegestabes und dem E-Modul  $E_r$  des Biegestabmaterials abhängig.

Der Aufbau des Schwingankerantriebes besteht aus einer Kombination der massebehafteten Körper des Schwingankers und des Koppelgliedes sowie den elastischen Segmenten des Biegestabes. Diese Anordnung bildet ein Schwingungssystem, welches mehrere Eigenfrequenzen besitzt. Die Größe dieser Frequenzen ist dabei neben den Massen der bewegten Körper außerdem von den bereits genannten Parametern  $l_1$ ,  $l_2$ ,  $d_r$  und  $E_r$  abhängig. Für die Dimensionierung des Aktors zum Betrieb der nicht-okklusiven Schlauchpumpe ist es zielführend, die typische Betriebsfrequenz der Pumpe mit einer Eigenfrequenz des Schwingungssystems abzustimmen. Dadurch ist es möglich, den Pumpenbetrieb mit relativ geringem Energieaufwand umzusetzen.

Aufgrund der komplexen Zusammenhänge, welche für die Dimensionierung des Antriebssystems relevant sind, ist der Aufbau eines MKS-Modells notwendig. Die damit durchführbaren

Simulationen können als Grundlage für die Dimensionierung des Biegestabes und die Abstimmung der Eigenfrequenzen genutzt werden.

## 6.4 Pumpeneinheit

Durch das Einkoppeln der umlaufenden exzentrischen Oszillation in den Pumpenschlauch wird in der Pumpeneinheit das eigentliche Pumpprinzip der nicht-okklusiven Schlauchpumpe umgesetzt. Bei der Gestaltung der Pumpeneinheit ist neben der Funktion außerdem auf einen möglichst einfachen Aufbau und eine einfache Montierbarkeit des Pumpenschlauches zu achten.

### 6.4.1 Schlauchwiderlager und Koppelglied

Die geometrischen Parameter des Schlauchwiderlagers wurden bereits in Abschnitt 5.4 festgelegt. Eine vollständige Schlauchwindung dient dabei als Grundlage für das Berechnen des durch Teilokklusion erzeugten Volumenstromes. Für die praktische Umsetzung des Schlauchwiderlagers muss jedoch die Herausführung des Pumpenschlauches aus der zwischen dem Schlauchwiderlager und dem Koppelglied befindlichen Nut Berücksichtigung finden. Beim Gestalten der dafür notwendigen Geometrie ist eine Überlappung des Pumpenschlauches am Pumpenein- und Pumpenausgang möglichst zu vermeiden. Auf diese Weise lässt sich während eines vollständigen Umlaufs des Koppelgliedes  $\varphi = (0 \dots 360)^\circ$  eine nahezu konstante Krafteinwirkung des Pumpenschlauches auf das Koppelglied erreichen. Infolgedessen ist während des Betriebs des Schwingankerantriebs von einer über den Umlaufwinkel  $\varphi$  konstanten Oszillationsamplitude  $r_{osc}$  auszugehen. Abbildung 6.13 zeigt die Geometrie eines Schlauchwiderlagers mit tangentialer Herausführung des Pumpenschlauches [PEC17]. Zum Verdeutlichen der Schlauchüberlappung wurde in der Darstellung ein Teil des Schlauchwiderlagers entfernt. Lediglich im markierten Bereich ist aufgrund der zweifachen Schlauchkraft infolge der Überlappung von Pumpeneingang und Pumpenausgang mit einem Anstieg der auf das Koppelglied einwirkenden Kraft zu rechnen.

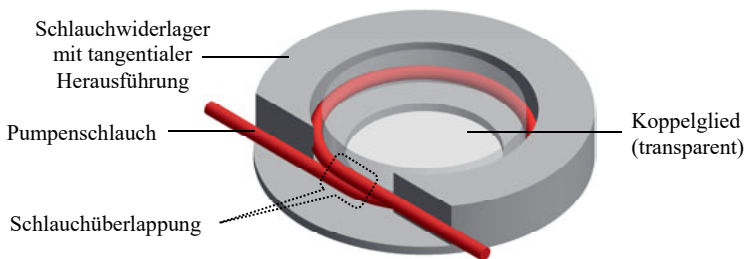


Abbildung 6.13: Geometrie eines Schlauchwiderlagers mit tangentialer Herausführung des Pumpenschlauches

### 6.4.2 Resistor

Wie in Abschnitt 5.6.2 beschrieben, bildet der Resistor im Zusammenspiel mit dem Pumpenschlauch einen Feder-Masse-Schwinger. Ähnlich dem Schwingankerantrieb ist auch bei der Dimensionierung des Resistors die Abstimmung des Resistorschwingungsverhaltens auf die typischen Betriebsfrequenzen der Pumpe zu beachten. Für die Dimensionierung des Resistors ist dabei neben dem Amplitudenfrequenzgang besonders der Phasenfrequenzgang von Bedeutung. Abbildung 6.14 zeigt den Amplituden- und Phasenfrequenzgang des Resistorübertragungsverhaltens. Diese dargestellten Verläufe sind mit Hilfe des in Abschnitt 5.5.3 beschriebenen hydraulisch-mechanischen Modells des Resistors berechnet worden. Der Amplitudenfrequenzgang (blau) beschreibt das Verhältnis der Resistorauslenkung  $\Delta s$  zum Druck  $p_Q$  am Ausgang des Pumpenschlauches. Dieses Verhältnis entspricht dem Anstieg des in Abbildung 5.27 dargestellten Resistorverhaltens. Der Phasenfrequenzgang (rot) stellt die Phasenverschiebung  $\Delta\varphi$  zwischen  $\Delta s$  und  $p_Q$  dar.

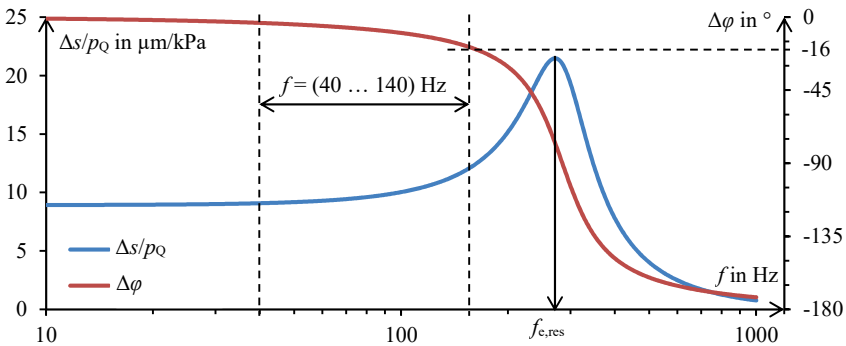


Abbildung 6.14: Amplituden- (blau) und Phasenfrequenzgang (rot) des Verhältnisses der Resistorauslenkung  $\Delta s$  zum Druck  $p_Q$  am Ausgang des Pumpenschlauches für  $r_{osc} = 0,3$  mm und  $f = 100$  Hz

Beim Betrachten des Phasenfrequenzgangs ist mit ansteigender Frequenz ein Annähern der Phasenverschiebung  $\Delta\varphi$  an  $-180^\circ$  erkennbar. Außerdem sticht die Eigenfrequenz  $f_{c,res} \approx 270$  Hz des gedämpften Feder-Masse-Schwingers deutlich aus dem Amplitudenfrequenzgang heraus. Diese Charakteristika entsprechen dem typischen Tiefpassverhalten eines Feder-Masse-Schwingers.

Wie in Abschnitt 4.2.1 beschrieben, dient der Resistor dem Auskoppeln des innerhalb der nicht-okklusiven Schlauchpumpe verdrängten Volumens. Für dessen Funktionsweise im vorgesehenen Betriebsbereich  $f = (40 \dots 140)$  Hz (vgl. F9, Kapitel 3) ist daher eine möglichst geringe Phasenverschiebung zwischen dem Druck  $p_Q$  am Ausgang des Pumpenschlauches und der Re-

sistorauslenkung  $\Delta s$  anzustreben. Nur dadurch kann das verdrängte Volumen möglichst synchron aus dem teilkollidierten Schlauch ausgekoppelt und der darauf folgende Rückfluss gemindert werden. Innerhalb des in Abbildung 6.14 dargestellten Betriebsbereichs beträgt der maximale Betrag der Phasenverschiebung  $|\Delta\phi| \approx 16^\circ$ . Aufgrund des monoton fallenden Verlaufes des Phasenfrequenzgangs liegt dieser Punkt bei der maximalen Betriebsfrequenz von 140 Hz. Für geringere Oszillationsfrequenzen ist  $|\Delta\phi|$  stets kleiner als  $16^\circ$ .

Neben der Masse  $m_{\text{res}}$  der bewegten Teile des Resistors, der Federsteife  $c_s$  der Resistorfeder und der dynamischen Ersatzfedersteife  $c_{\text{tube,d}}$  des Pumpenschlauches beeinflusst die Dämpfungskonstante  $d$  den charakteristischen Verlauf der Frequenzgänge, die Lage der Eigenfrequenz und damit auch die Phasenverschiebung bei der maximalen Betriebsfrequenz der Pumpe. Die Parameter  $c_{\text{tube,d}}$  und  $d$  sind direkt bzw.  $c_s$  indirekt durch den gewählten Pumpenschlauch vorgegeben (siehe Abschnitt 5.5.3). Daher steht für die Dimensionierung des Resistors primär der Parameter  $m_{\text{res}}$  zur Verfügung. Aufgrund der zugrunde liegenden physikalischen Zusammenhänge steigt mit abnehmender Masse  $m_{\text{res}}$  die Eigenfrequenz an, woraus gleichzeitig eine Verringerung der Phasenverschiebung im unteren Frequenzbereich resultiert. Zum Erreichen einer möglichst geringen Phasenverschiebung im Betriebsbereich der Pumpe ist  $m_{\text{res}}$  daher möglichst zu minimieren. Für die konstruktive Umsetzung der Resistorbaugruppe kann  $m_{\text{res}}$  jedoch nicht unbegrenzt reduziert werden. Dem in Abbildung 6.14 gezeigten Beispiel liegt mit  $m_{\text{res}} = 5,3 \text{ g}$  bereits ein konstruktiv mögliches Minimum zugrunde. Deshalb ist der Betrag der Phasenverschiebung bei 140 Hz im gezeigten Beispiel nicht unter  $16^\circ$  zu senken.

## 6.5 Mehrkörpersimulation

Für die Simulation der in den vorangegangenen Abschnitten beschriebenen Teilfunktionen des Aktors zum Betreiben der nicht-okklusiven Schlauchpumpe ist ein MKS-Modell notwendig. Mit Hilfe des Modells lässt sich das Zusammenspiel aus Antriebseinheit, Kopplung und Pumpeneinheit abbilden. Auf diese Weise können zum einen die vom Spulenstrom  $I$  hervorgerufene Oszillationsamplitude  $r_{\text{osc}}$  des Koppelgliedes berechnet und zum anderen die Dimensionierung des Schwingankerantriebs abgeleitet werden. Als Simulationsumgebung dient die Software *SimulationX* (Version 3.8 Professional Edition) der Firma ESI ITI GmbH. Durch den Einsatz dieser Software lässt sich das Verhalten des Schwingankerantriebs auf Basis der 3D-Kennlinienfelder der FEM-Simulation modellieren.

### 6.5.1 Aufbau des MKS-Modells

Abbildung 6.15 zeigt rechts den strukturellen Aufbau des MKS-Modells. Zum besseren Verständnis ist dem Modellaufbau im linken Teil der Abbildung eine 3D-Darstellung des Aktors zum Betreiben der nicht-okklusiven Schlauchpumpe gegenübergestellt. Das MKS-Modell be-

steht im Wesentlichen aus einer Anordnung von Starrkörpern, elastischen Körpern und entsprechenden Randbedingungen. Die Starrkörper entsprechen den massebehafteten Körpern des Schwingankerantriebs. Dazu gehören der Schwinganker selbst, das Koppelglied und das Gehäuse der Pumpe. Letzteres beinhaltet außerdem die Einspannung zur Fixierung des unteren Biegestabsegments und dient als Bezugspunkt der Simulation. [PEC18]

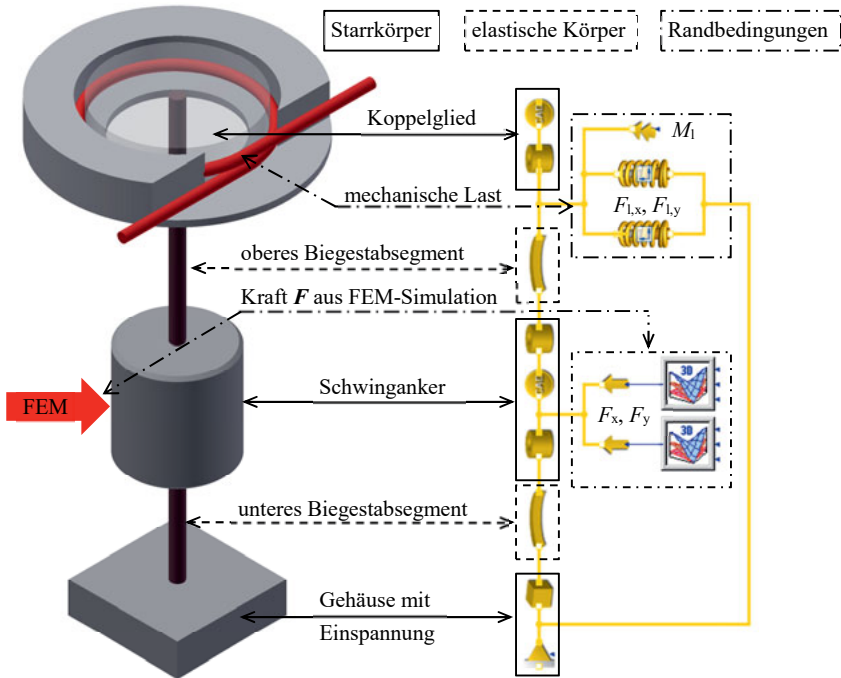


Abbildung 6.15: Gegenüberstellung des Schwingankerantriebs in 3D-Darstellung (links) mit der Strukturansicht des MKS-Modells (rechts) (nach [PEC18])

Das untere und das obere Biegestabsegment bilden die elastischen Elemente des MKS-Modells. Sie haben eine runde Querschnittsfläche und verbinden die Starrkörper miteinander. In Analogie zu Abbildung 6.12 werden die elastischen Eigenschaften der Biegestabsegmente durch die Parameter  $l_1$ ,  $l_2$ ,  $d_r$  und  $E_r$  bestimmt.

Zu den äußeren Randbedingungen des Modells zählen die Erregung durch den elektromechanischen Wandler und die mechanische Last, welche in der Pumpeneinheit auf das Koppelglied einwirkt. Die in Abschnitt 6.2.3 berechneten 3D-Kennlinienfelder dienen zum Erregen des Schwingankerantriebs. Zu diesem Zweck wirkt der Kraftvektor  $F$  in Abhängigkeit seiner Posi-

tion bezüglich des Pumpengehäuses und des Spulenstromes  $I$  auf den Schwinganker ein. Im MKS-Modell sind die 3D-Kennlinienfelder von  $F_x$  und  $F_y$  mit Hilfe von 3D-Datensätzen hinterlegt.

Im oberen Teil der Strukturansicht befinden sich zwei Feder-Dämpfer-Elemente und ein Moment, welche die mechanische Last des Schwingankerantriebs abbilden. Dabei handelt es sich um die Komponenten  $F_{l,x}$  und  $F_{l,y}$  des Lastkraftvektors  $\mathbf{F}_l$  und das Lastmoment  $M_l$ . Der folgende Abschnitt erläutert die Modellierungsgrundlagen für  $\mathbf{F}_l$  und  $M_l$ .

### 6.5.2 Mechanische Last

Für die Simulation des Betriebsverhaltens der nicht-okklusiven Schlauchpumpe ist eine Modellierung der Last, welche in der Pumpeneinheit auf das Koppelglied einwirkt, unerlässlich. Der Lastkraftvektor  $\mathbf{F}_l$  unterteilt sich wie die Erregerkraft in die Komponenten  $F_{l,x}$  und  $F_{l,y}$ . Analog zur Schlauchkraft, welche an der Wirkstelle des Resistors angreift (vgl. Abschnitt 5.5.3), soll die Modellierung der Lastkraft in der Pumpeneinheit mittels Ersatzfederelementen durchgeführt werden. Die in Abbildung 6.15 dargestellten zwei Feder-Dämpfer-Elemente repräsentieren somit die beiden Komponenten der Lastkraft. Diese greifen im Zentrum des Koppelgliedes an. Parallel dazu existiert außerdem das Lastmoment  $M_l$  (vgl. Abbildung 6.15), welches ebenfalls im Zentrum des Koppelgliedes wirkt. Für die Modellierung der wirkenden Lasten wird im Folgenden in statische und dynamische Anteile unterschieden.

#### a) Statischer Anteil

Zum statischen Anteil der mechanischen Last gehören Kräfte, welche während des exzentrischen Umlaufs des Koppelgliedes als konstant betrachtet werden können und gleichmäßig radial auf die Mantelfläche des Koppelgliedes einwirken. Einen wesentlichen Bestandteil dieser statischen Kräfte bildet die Rückstellkraft des Pumpenschlauches im Ruhezustand der Pumpe. Der in die Nut mit der Breite  $w_{g0}$  (vgl. Abschnitt 5.4) gefügte Pumpenschlauch erzeugt einen Teil der Kräfte, welche gleichmäßig von allen Seiten auf die Mantelfläche des Koppelgliedes einwirken. Während des Pumpenbetriebs ist außerdem mit einem statischen hydraulischen Druck innerhalb des Pumpenschlauches zu rechnen. Dieser Druck wirkt ebenfalls in Form einer radial gerichteten, gleichmäßig verteilten Kraft auf die Mantelfläche des Koppelgliedes ein.

Abbildung 6.16 zeigt schematisch die Pumpeneinheit mit den Kraftkomponenten  $F_{l,x}$  und  $F_{l,y}$ , deren Angriffspunkt im Zentrum des Koppelgliedes und die beschriebenen radial gerichteten Kräfte, welche gleichmäßig von allen Seite auf die Mantelfläche des Koppelgliedes einwirkten. Beim Betrachten der Abbildung ist zu erkennen, dass sich die radial gerichteten gleichmäßig verteilten Kräfte aufgrund der Rotationssymmetrie der Pumpeneinheit gegenseitig aufheben ( $F_{l,x} = F_{l,y} = 0$ ). Der statische Kraftanteil ist demzufolge für die Modellierung der mechanischen Last des Aktors nicht zu berücksichtigen.

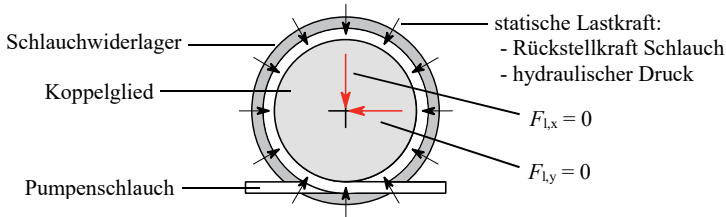


Abbildung 6.16: Schematische Darstellung der Pumpeneinheit mit den resultierenden Kraftkomponenten  $F_{l,x}$  und  $F_{l,y}$  sowie den sich gegenseitig aufhebenden statischen Kräften

### b) Dynamischer Anteil

Der dynamische Anteil der mechanischen Last beinhaltet Kräfte und Momente, welche von der Bewegung des Koppelgliedes relativ zum Schlauchwiderlager abhängig sind. Dazu zählen die dynamischen Schlauchkräfte, deren Komponenten  $F_{l,x}$  und  $F_{l,y}$  durch die beiden Feder-Dämpfer-Elemente in Abbildung 6.15 dargestellt sind. Das Bestimmen der notwendigen Federsteife  $c_{\text{tube},d,l}$  erfolgt mit Hilfe der in Abschnitt 5.1.3 in Abbildung 5.8 dargestellten dynamischen Ersatzfedersteife  $c_{\text{tube},d}$ . Zum Umrechnen von  $c_{\text{tube},d}$  in  $c_{\text{tube},d,l}$  kann das Flächenverhältnis der in Abbildung 5.8 verwendeten Wirkfläche und der projizierten Mantelfläche des Koppelgliedes genutzt werden (Herleitung siehe Anhang C). Somit ergibt sich für die gewählte Nutbreite  $w_{g0} = 6,2 \text{ mm}$  die Federsteife  $c_{\text{tube},d,l} = 78,24 \text{ N/mm}$ . Das Berechnen des Vektors  $\mathbf{F}_l$  erfolgt mit Hilfe der dynamischen Auslenkungen  $\Delta x$  und  $\Delta y$  des Koppelgliedes in die Richtung der x- und y-Komponenten der Feder-Dämpfer-Elemente aus Abbildung 6.15 nach:

$$\mathbf{F}_l = F_{l,x} \cdot \vec{e}_x + F_{l,y} \cdot \vec{e}_y = c_{\text{tube},d,l} \cdot \Delta x \cdot \vec{e}_x + c_{\text{tube},d,l} \cdot \Delta y \cdot \vec{e}_y. \quad (6.4)$$

In Analogie zur Federsteife erfolgt das Umrechnen der Dämpfungskonstanten ebenfalls auf Grundlage des Flächenverhältnisses (siehe Anhang C). Die in Abschnitt 5.5.3 genutzte Dämpfungskonstante  $d = 4 \text{ Ns/m}$  lässt sich somit für den Anwendungsfall des Pumpenschlauches in der Pumpeneinheit zu  $32,64 \text{ Ns/m}$  umformen.

Zusätzlich zu den dynamischen Lastkräften wirkt das Lastmoment  $M_l$  auf das Koppelglied ein. Dieses Moment entspricht der Trägheit des gepumpten Mediums und ist der exzentrischen Bewegung des Koppelgliedes entgegengerichtet orientiert.  $M_l$  ist neben geometrischen Randbedingungen der Pumpeneinheit außerdem von hydraulischen Parametern abhängig, welche wiederum mit  $r_{\text{osc}}$  und  $f$  verknüpft sind. Um eine Verkopplung des hydraulischen Modells mit dem MKS-Modell zu vermeiden, wird das im Betriebsbereich der Pumpe auftretende maximale Momente  $M_l$  nachfolgend abgeschätzt und als Konstante in das MKS-Modell übernommen.



Wie bereits erwähnt, entspricht  $M_I$  dem Trägheitsmoment des im Pumpenschlauch beschleunigten Mediums. Über den Ansatz der beschleunigten Masse berechnet es sich daher auf Grundlage von  $r_c$ ,  $f_{\max}$ ,  $\rho_{\text{H}_2\text{O}}$  und von dem bei den Maximalwerten des Betriebsbereichs ( $f_{\max} = 140$  Hz und  $r_{\text{osc}} = 0,3$  mm) mittleren, durch Teilokklusion erzeugten Fluss  $Q_{\text{disp}} = 1979$  ml/min (vgl. Abbildung 5.18):

$$M_I = 2\pi \cdot r_c^2 \cdot \rho_{\text{H}_2\text{O}} \cdot f_{\max} \cdot Q_{\text{disp}} (f = 140 \text{ Hz}, r_{\text{osc}} = 0,3 \text{ mm}) = 0,048 \text{ Nm.} \quad (6.5)$$

### 6.5.3 Schwingungsverhalten des Schwingankerantriebs

Das Schwingungsverhalten des Schwingankerantriebs wird durch Biegeschwingungen, Torsionsschwingungen und deren Überlagerung charakterisiert. Da es sich bei den Torsionsschwingungen um Drehschwingungen um die Symmetrieachse des Biegestabes handelt, tragen sie nicht zum Erzeugen der gewünschten exzentrischen Bewegung des Koppelgliedes bei. Für den Betrieb der nicht-okklusiven Schlauchpumpe sind deshalb die Biegeschwingungen von Bedeutung. Abbildung 6.17 zeigt das typische Biegeschwingungsverhalten des Schwingankerantriebs für die Grundschiwingung (erste Eigenfrequenz  $f_1$ ) und die erste Oberschwingung (zweite Eigenfrequenz  $f_2$ ) schematisch.

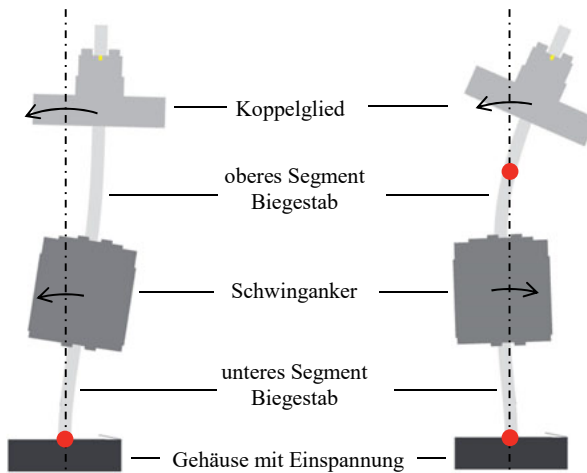


Abbildung 6.17: Schematische Darstellung vom Biegeschwingungsverhalten des Schwingankerantriebs mit Grundschiwingung (links) und erster Oberschwingung (rechts) mit markierten Schwingungsknoten

Im linken Teil der Abbildung ist die Grundschiwingung des Schwingankerantriebs dargestellt. Innerhalb dieses Schwingungsmodus existiert ein Schwingungsknoten (rote Markierung) an der

Einspannung des Biegestabs. Im Gegensatz dazu ist die erste Oberschwingung durch das Vorhandensein von einem weiteren Schwingungsknoten charakterisiert. Der zweite Schwingungsknoten befindet sich im oberen Segment des Biegestabs. Dies hat zur Folge, dass zwischen dem Schwinganker und dem Koppelglied stets eine Phasenverschiebung von mehr als  $180^\circ$  existiert.

Wie in Abschnitt 6.3 beschrieben, ist hinsichtlich einer energieeffizienten Umsetzung des Aktors eine Abstimmung der Eigenfrequenzen des Schwingankerantriebs auf den Betriebsbereich der nicht-okklusiven Schlauchpumpe anzustreben. Aufgrund der direkten Kraft-Weg-Übertragung vom Schwinganker zum Koppelglied ist dafür die Grundschiwingung im Vergleich zu Oberschwingungen zu bevorzugen.

#### 6.5.4 Auslegung des Schwingankerantriebs

Für die Abstimmung der Eigenfrequenz  $f_1$  der Grundschiwingung des Schwingankerantriebs stehen neben den bereits definierten massebehafteten Körpern des Koppelgliedes und des Schwingankers die Parameter  $l_1$ ,  $l_2$ ,  $d_r$  und  $E_r$  des Biegestabs zur Verfügung (vgl. Abschnitt 6.3). Anhand des angestrebten Betriebsbereiches  $f = (40 \dots 140)$  Hz der nicht-okklusiven Schlauchpumpe (vgl. F9) wird für die exemplarische Umsetzung des Aktors zum Betreiben der Pumpe eine Grundschiwingungseigenfrequenz im Bereich von  $f_1 = (80 \dots 90)$  Hz als Randbedingung gesetzt. Auf diese Weise kann das Aktor- und Pumpverhalten nahe der Grundschiwingung und darüber hinaus untersucht werden.

Zusätzlich zur beschriebenen theoretischen Randbedingung sind für das Auslegen des Biegestabs konstruktive Randbedingungen, wie z. B. verfügbare Materialien und Halbzeugdurchmesser, einzuhalten. Diese Randbedingungen lassen sich nutzen, um den Lösungsbereich zum Bestimmen von  $l_1$  und  $l_2$  einzuzugrenzen. Aus diesem Grund wurde Halbzeug des Materials Neusilber (CuNi7Zn39Pb3Mn2) mit  $d_r = 8$  mm zur praktischen Realisierung des Biegestabs gewählt. Das für die weiteren Berechnungen zugrunde gelegte Material besitzt einen im Rahmen von Voruntersuchungen bestimmten E-Modul von  $E_r = 100,282$  GPa.

Auf Grundlage dieser Randbedingungen, den in Abschnitt 5.4 bestimmten geometrischen Parametern der Pumpeneinheit und dem zur Verfügung stehenden elektromechanischen Wandler können die Parameter für die exemplarische Umsetzung der nicht-okklusiven Schlauchpumpe mit Hilfe einer Variantenrechnung des MKS-Modells ermittelt werden. Tabelle 6.1 zeigt die auf Basis der konstruktiven Randbedingungen  $E_r$  und  $d_r$  berechneten Werte für  $l_1$  und  $l_2$ .

Tabelle 6.1: Berechnete Parameter zur Auslegung des Schwingankerantriebs

Parameter	Randbedingung	berechneter Wert
$f_1$	$f_1 = (80 \dots 90) \text{ Hz}$	82 Hz
$E_r$	100,282 GPa	---
$d_r$	8 mm	---
$l_1$	---	63 mm
$l_2$	---	95 mm

6.5.5 Ergebnisse

Mit Hilfe des erarbeiteten MKS-Modells ist es möglich, das transiente Verhalten des Schwingankerantriebs zu simulieren. Die folgenden Abschnitte veranschaulichen wesentliche Ergebnisse.

a) Exzentrische Oszillation

Der elektromechanische Wandler bildet in Kombination mit dem Schwingankerantrieb einen Kraft-Weg-Umformer. Abbildung 6.18 zeigt den Verlauf des Kraftvektors  $\boldsymbol{F}$  in Form der Komponenten  $F_x$  und  $F_y$ . Diese Kräfte lenken den Schwinganker aus seiner Ruheposition im Zentrum des Stators aus und regen somit den Biegestab zum Schwingen an. Dadurch führt das Koppelglied am oberen Ende des Biegestabes die gewünschte exzentrische Bewegung in Form einer Kreisbewegung aus. Abbildung 6.19 zeigt die Bewegungskurve (Trajektorie) des eingeschwungenen Koppelgliedmittelpunktes infolge der in Abbildung 6.18 dargestellten Kraftverläufe.

Bei Betrachten der beiden Diagramme kann man feststellen, dass die sechseckige Form der Krafterregung aufgrund der Verkopplung der sechs Statorspulen (vgl. Abschnitt 6.2.3) durch die Trägheit des Schwingankerantriebs geglättet wird. Somit ist in der Pumpeneinheit eine gleichförmige exzentrische Oszillation zum Erregen des Pumpprinzips vorhanden. Im gezeigten Beispiel beträgt die Oszillationsamplitude  $r_{osc} = 123 \text{ }\mu\text{m}$ .

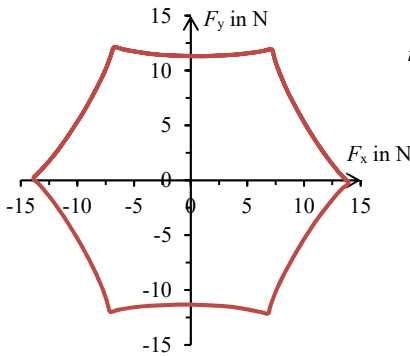


Abbildung 6.18: Sechseckiger Verlauf der Kraftkomponenten  $F_x$  und  $F_y$  bei  $f = 100$  Hz und  $I = 700$  mA

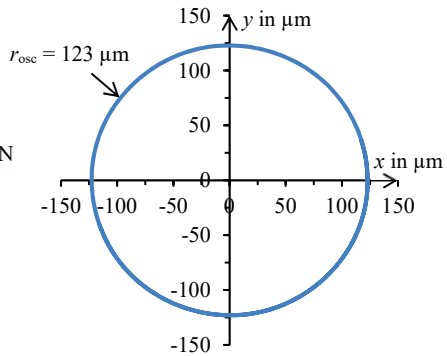


Abbildung 6.19: Kreisförmige Trajektorie des eingeschwungenen Koppelgliedes bei  $f = 100$  Hz und  $I = 700$  mA

## b) Amplituden- und Phasenfrequenzgang

Wie in Abschnitt 6.5.4 beschrieben, ist für die Auslegung des Schwingankerantriebs außerdem das Frequenzverhalten von Bedeutung. Abbildung 6.20 zeigt den Amplitudenfrequenzgang der Oszillationsamplitude  $r_{osc}$  und die Phasenverschiebung  $\Delta\varphi$  des Koppelgliedes bezüglich der Phase des Schwingankers in Form des Phasenfrequenzgangs. Im Frequenzgang ist außerdem der Betriebsbereich  $f = (40 \dots 140)$  Hz (vgl. F9) der nicht-okklusiven Schlauchpumpe markiert.

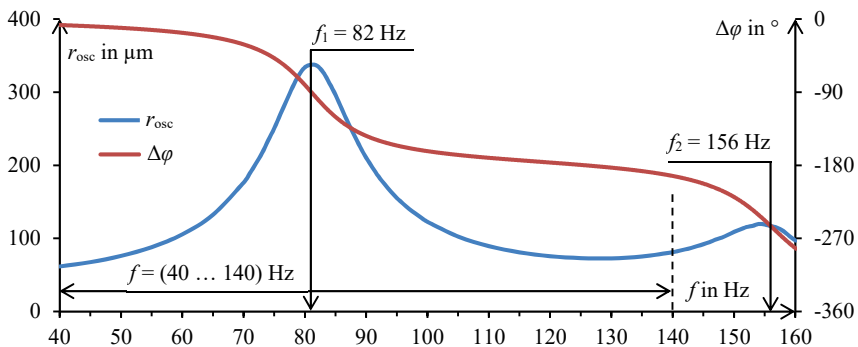


Abbildung 6.20: Amplituden- und Phasenfrequenzgang des Schwingankerantriebs bei  $I = 700$  mA mit markierten Eigenfrequenzen und Betriebsbereich

Im Verlauf des Amplitudenfrequenzgangs kann eindeutig die Grundswingungseigenfrequenz  $f_1 = 82 \text{ Hz}$  in Form eines Amplitudenmaximums von  $r_{\text{osc}}$  lokalisiert werden. Zusätzlich zur Grundswingung ist oberhalb des Betriebsbereiches bei  $f_2 = 156 \text{ Hz}$  die Eigenfrequenz der erste Oberschwingung erkennbar. Wie bereits in Abschnitt 6.5.3 beschrieben, herrscht schon kurz vor Erreichen von  $f_2$  eine Phasenverschiebung von  $|\Delta\varphi| > 180^\circ$  vor. Dies bedeutet, dass am Ende des Betriebsbereiches der Pumpe ein schleichender Übergang der Grundswingung in die erste Oberschwingung stattfindet.

### c) Kraft- und Wegverstärkung

Neben dem Amplitudenfrequenzgang ist für den Betrieb der nicht-okklusiven Schlauchpumpe außerdem die Kraftverstärkung  $|F_1|/|F|$  und die Wegverstärkung  $r_{\text{osc}}/\rho$  des Schwingankerantriebs von Bedeutung. Die Größe  $|F_1|/|F|$  beschreibt dabei das Kräfteverhältnis zwischen der Lastkraft  $|F_1|$  innerhalb der Pumpeneinheit und der Erregerkraft  $|F|$  im Schwinganker. Demgegenüber entspricht  $r_{\text{osc}}/\rho$  dem Verhältnis der Oszillationsamplitude des Koppelgliedes und der Oszillationsamplitude des Schwingankers. Abbildung 6.21 zeigt die beiden Verhältnisse in Abhängigkeit der Oszillationsfrequenz  $f$  des Schwingankerantriebs.

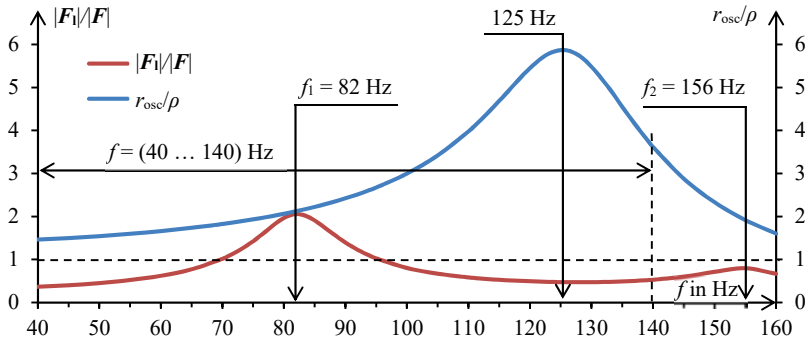


Abbildung 6.21: Kraftverstärkung  $|F_1|/|F|$  und Wegverstärkung  $r_{\text{osc}}/\rho$  des Schwingankerantriebs bei  $I = 700 \text{ mA}$  mit markierten Eigenfrequenzen und Betriebsbereich

Die Kraftverstärkung  $|F_1|/|F|$  besitzt ein lokales Maximum bei der Grundswingungseigenfrequenz  $f_1 = 82 \text{ Hz}$  und ein weiteres bei der Eigenfrequenz  $f_2 = 156 \text{ Hz}$  der ersten Oberschwingung, welches außerhalb des Betriebsbereiches lokalisiert ist. Der Verlauf der Wegverstärkung  $r_{\text{osc}}/\rho$  zeigt bei  $\approx 125 \text{ Hz}$  ein lokales Maximum auf.

Beim Betrachten der grundsätzlichen Niveaus der Kurvenverläufe ist festzustellen, dass die Kraftverstärkung abgesehen von der Grundswingungseigenfrequenz  $f_1$  stets  $< 1$  beträgt. Im Gegensatz dazu ist die Wegverstärkung stets  $> 1$ . Diese Faktoren entsprechen einer Vergröße-

rung der Schwingungsamplitude während der Übertragung vom Schwinganker zur Pumpeneinheit mit Hilfe des Biegestabes. Parallel dazu findet während der Übertragung eine Verringerung der Kraft statt. Somit kann die aufgrund der begrenzten Luftspaltweite im elektromechanischen Wandler vorherrschende Schwingungsamplitude  $\rho$  auf Kosten der in der Pumpeneinheit zur Verfügung stehenden Lastkraft  $F_l$  zur Oszillationsamplitude  $r_{\text{osc}}$  des Koppelgliedes verstärkt werden. Dies entspricht der in Abschnitt 6.3 angestrebten Kraft-Weg-Umformung des Schwingankerantriebs.

## 6.6 Zusammenfassung

Für den Betrieb der nicht-okklusiven Schlauchpumpe wird ein Aktor zum Erzeugen der exzentrischen Oszillation benötigt. Zum Auslegen des aus den Komponenten Antriebseinheit, Koppelung und Pumpeneinheit bestehenden Schwingankerantriebs ist ein Gesamtmodell notwendig, welches die Simulation der dynamischen Schwingungsvorgänge des Gesamtktors ermöglicht. Entsprechend der genannten Bestandteile des Schwingankerantriebs untergliedert sich das Gesamtmodell in die Berechnung der innerhalb des elektromechanischen Wandlers generierten Kräfte (FEM-Modell), das MKS-Modell des Schwingankerantriebs und die Modellierung der in der Pumpeneinheit wirkenden mechanischen Last. Das durch Verknüpfen der Teilmodelle erstellte Gesamtmodell ermöglicht somit die Simulation der Oszillationsamplitude  $r_{\text{osc}}$  auf Grundlage des Spulenstromes  $I$  und der Oszillationsfrequenz  $f$ . Die Parameter  $r_{\text{osc}}$  und  $f$  bilden abschließend die Schnittstelle zu dem in Kapitel 5 erarbeiteten hydraulischen Modell, wodurch eine vollständige Modellierung der nicht-okklusiven Schlauchpumpe vorliegt (vgl. Abbildung 6.1).

Auf Grundlage des erarbeiteten MKS-Modells lässt sich die Dimensionierung des Schwingankerantriebs durchführen. Unter Einsatz der in Abschnitt 5.4 bestimmten geometrischen Parameter der Pumpeneinheit, dem zur Verfügung stehenden elektromechanischen Wandler, dem angestrebten Betriebsbereich der Pumpe (vgl. Kapitel 3, F9 und F10) und zusätzlichen konstruktiven Randbedingungen werden die Parameter  $l_1$ ,  $l_2$ ,  $d_r$  und  $E_r$  des Biegestabes bestimmt. Die somit vorliegende Dimensionierung bildet die Basis für die in Abschnitt 6.5.5 gezeigten Simulationsergebnisse. Diese Ergebnisse bestätigen die während der Konzeptionierung des Pumpprinzips und des dafür benötigten Aktors beschriebenen Zusammenhänge bezüglich der Erzeugung der exzentrischen Oszillation, des Frequenzverhaltens und der Kraft-Weg-Umformung des Schwingankerantriebs.

Abbildung 6.22 zeigt das auf Grundlage der durchgeführten Berechnungen und Simulationen aufgebaute Funktionsmuster der nicht-okklusiven Schlauchpumpe. Neben den bereits bekannten Bestandteilen der Pumpe bildet das Gehäuse die Peripherie der mechanischen Konstruktion. Es vereint somit die Pumpeneinheit, den elektromechanischen Wandler und den Biegestab zu einer Gesamtbaugruppe.

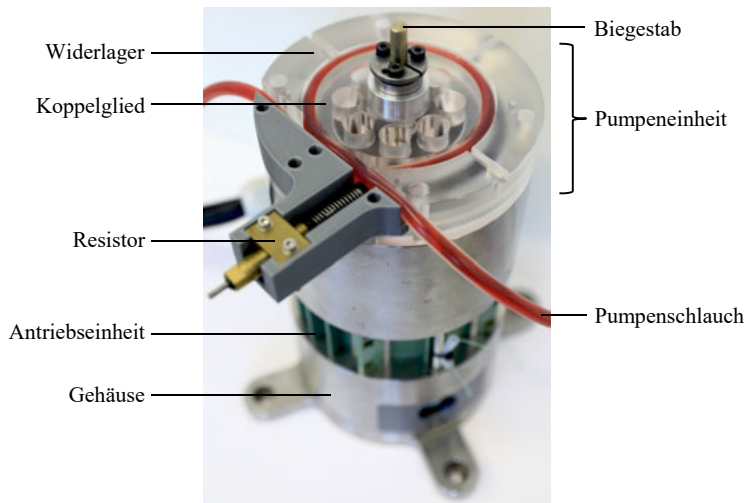


Abbildung 6.22: Aufgebautes Funktionsmuster der nicht-okklusiven Schlauchpumpe

## 7 Experimentelle Untersuchungen

Dieses Kapitel beschreibt die Experimente zur Verifizierung der erarbeiteten Modelle hinsichtlich des dynamischen Verhaltens des Schwingankerantriebs und des hydraulischen Verhaltens des Pumpprinzips. Im Anschluss daran erfolgt das Charakterisieren des Pumpverhaltens in Abhängigkeit verschiedener Parameter. Aufgrund der großen Anzahl vorhandener Einflussparameter beschränken sich die Betrachtungen dabei auf die Steuerparameter  $f$  und  $r_{osc}$ . Weitere Experimente beschäftigen sich mit der kontinuierlichen und pulsartigen Betriebsart der nicht-okklusiven Schlauchpumpe. Innerhalb eines abschließenden Versuches mit Schweineblut wird die von der nicht-okklusiven Schlauchpumpe und einer konventionellen Rollenpumpe erzeugte Blutschädigung untersucht und gegenübergestellt. Auf diese Weise lässt sich das Pumpprinzip hinsichtlich des Verhaltens mit sensiblen Medien beurteilen.

### 7.1 Verifizierung Mehrkörpersimulation

Das Verifizieren des MKS-Modells erfolgt mit Hilfe von drei Experimenten. Nach dem Messen der in der Pumpeneinheit wirkenden Lastkraft folgt das Ermitteln der Trajektorie des Koppelgliedes, welches als Ausgangspunkt für die anschließende Verifizierung des Frequenzverhaltens des Schwingankers dient.

#### 7.1.1 Lastkraft

Die während des Betriebs der nicht-okklusiven Schlauchpumpe auf das Koppelglied wirkende dynamische Rückstellkraft des Pumpenschlauches stellt die Lastkraft des Schwingankerantriebs dar (vgl. Abschnitt 6.5.2). Zum Verifizieren des im MKS-Modell verwendeten Berechnungsansatzes ist es notwendig, die dynamisch wirkende Lastkraft messtechnisch zu erfassen und der im Modell wirkenden Kraft gegenüberzustellen. Mit der in Abbildung 7.1 dargestellten Vorrichtung [WUL18] ist es möglich, die Lastkraftkomponente  $F_{l,y}$  zu messen. Innerhalb der Messvorrichtung ist das Widerlager in einen mit dem Pumpengehäuse verbundenen Teil und einen an den Kraftsensor (Typ: KM10 50N, Firma ME-Meßsysteme) gekoppelten Teil untergliedert. Die Lagerung des Letzteren erfolgt mit Hilfe zweier integrierter Linearführungen, welche in Abbildung 7.1 schematisch angedeutet sind. Durch den Einsatz dieser Führungen erfasst der Kraftsensor lediglich die Lastkraftkomponente  $F_{l,y}$ . Ein Lasertriangulationssensor ermöglicht das Messen der Oszillationsamplitude  $r_{osc}$  durch Aufzeichnen der Amplitude der umlaufenden exzentrischen Oszillation in  $x$ -Richtung (siehe blauer Pfeil in Abbildung 7.1) synchron zur Kraftmessung.



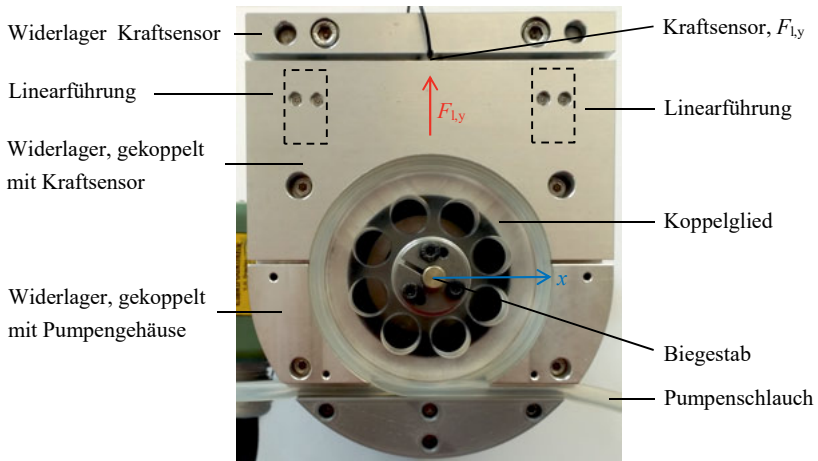


Abbildung 7.1: Messvorrichtung zum Erfassen der  $F_{ly}$ -Komponente der dynamischen Lastkraft

Das Messen der dynamischen Rückstellkraft des Pumpenschlauches erfolgt ohne Pumpmedium, da sich die Kraft des hydraulischen Drucks innerhalb des Schlauches aufgrund der radial gerichteten, gleichmäßig verteilten Kraft auf die Mantelfläche des Koppelgliedes aufhebt und somit keinen Einfluss auf die während des Betriebs der nicht-okklusiven Schlauchpumpe wirkende Lastkraft hat (vgl. Abschnitt 6.5.2).

Abbildung 7.2 zeigt die während des Betriebs wirkende Lastkraftkomponente  $F_{ly}$  in Gegenüberstellung mit dem entsprechenden Kraftverlauf des MKS-Modells bei einer Oszillationsamplitude  $r_{osc} = 220 \mu\text{m}$  und einer Oszillationsfrequenz  $f = 100 \text{ Hz}$ .

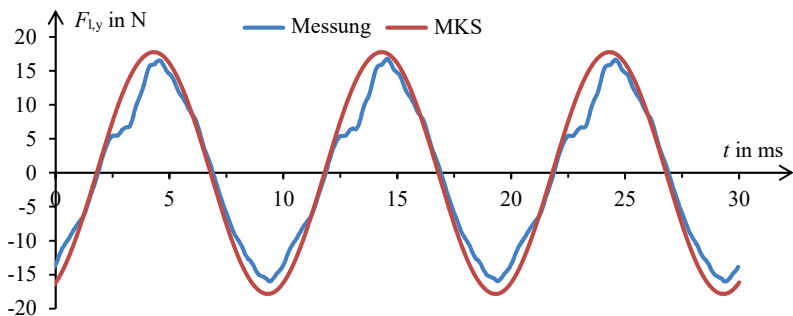


Abbildung 7.2: Gegenüberstellung der gemessenen dynamischen Lastkraftkomponente  $F_{ly}$  des Schwingankerantriebs mit der des MKS-Modells bei  $r_{osc} = 220 \mu\text{m}$  und  $f = 100 \text{ Hz}$

Der Kraftverlauf des MKS-Modells entspricht einem sinusförmigen Verlauf. Der gemessene Kraftverlauf entspricht ebenfalls qualitativ einer Sinusform, weist jedoch geringe Abweichungen auf. Diese Abweichungen lassen sich auf die Überlappung des Pumpenschlauches am Pumpeneingang und Pumpenausgang (vgl. Abschnitt 6.4.1) und die Abweichung der Trajektorie des Koppelgliedes von einer Kreisform zurückführen (siehe Abschnitt 7.1.2).

Tabelle 7.1 stellt die positive und negative Amplitude der gemessenen Lastkraftkomponenten  $F_{l,y}$  mit der des MKS-Modells im gezeigten Messintervall von 30 ms bei  $r_{osc} = 220 \mu\text{m}$  und  $f = 100 \text{ Hz}$  gegenüber.

Tabelle 7.1: Verifizierung der positiven und negativen Amplitude der Lastkraftkomponente  $F_{l,y}$  bei  $r_{osc} = 220 \mu\text{m}$  und  $f = 100 \text{ Hz}$

	Messung	MKS	Fehler absolut	Fehler relativ
positive Amplitude $F_{l,y}$	16,91 N	17,8 N	0,89 N	5,26 %
negative Amplitude $F_{l,y}$	15,97 N	17,8 N	1,83 N	11,46 %

Beim Betrachten von Tabelle 7.1 fällt auf, dass die gemessene positive Amplitude von  $F_{l,y}$  größer als die negative Amplitude ist. Diese Tatsache deutet auf eine Nullpunktverschiebung der dynamischen Lastkraft hin. Die Verschiebung des Mittelpunktes der Trajektorie des Koppelgliedes (siehe Abschnitt 7.1.2) ist die Ursache dafür. Der berechnete relative Fehler der positiven Amplitude beträgt 5,26 % und der der negativen Amplitude beträgt 11,46 %. Diese Abweichungen zwischen der Messung und der Simulation sind vertretbar, sodass der für die Modellierung der Lastkraft genutzte Berechnungsansatz und die daraus abgeleitete Simulation als verifiziert angesehen werden können.

### 7.1.2 Messung der Trajektorie

Für das Anregen des Pumpprinzips dient eine exzentrische Oszillation, welche mit Hilfe des Koppelgliedes in den Pumpenschlauch eingekoppelt wird. Zum experimentellen Bestimmen der Oszillationsamplitude  $r_{osc}$  wird die Trajektorie (Bewegungskurve) des Koppelmittelpunktes unter Einsatz zweier optischer Abstandssensoren (Typ: LK-G82, LK-G32, Firma Keyence) nach [PEC17a] bestimmt, aufgezeichnet und anschließend für spätere Betrachtungen ausgewertet. Abbildung 7.3 zeigt die Pumpeneinheit und das zum Messen der Trajektorie genutzte Koordinatensystem schematisch. Eine gemessene Trajektorie des Koppelgliedes ist in Abbildung 7.4 für ein Messintervall von 200 ms dargestellt. Der Schwingankerantrieb wurde dabei mit  $I = 700 \text{ mA}$  bei einer Oszillationsfrequenz  $f = 100 \text{ Hz}$  erregt. Im gewählten Messintervall führt das Koppelglied somit 20 vollständige Oszillationsperioden aus.

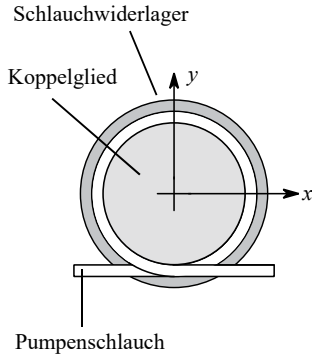


Abbildung 7.3: Schematische Darstellung der Pumpeneinheit mit Koordinatensystem zum Messen der Trajektorie des Koppelgliedes

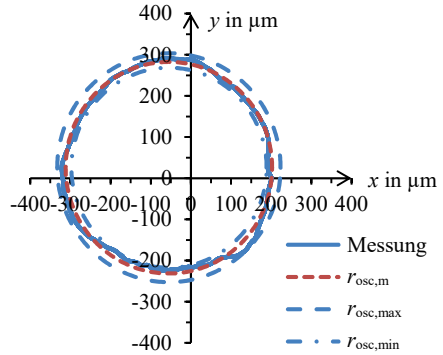


Abbildung 7.4: Gemessene Trajektorie des Koppelgliedes bei  $f = 100$  Hz und  $I = 700$  mA inkl. Mittel-, Maximal- und Minimalwert der best-fit-Betrachtung

Beim Betrachten der gemessenen Trajektorie lässt sich erkennen, dass sie von der im MKS-Modell ermittelten Kreisbahn um das Zentrum des Koppelgliedes (vgl. Abbildung 6.19) abweicht. Aus diesem Grund erfolgt mit Hilfe einer best-fit-Betrachtung das Ermitteln der Kreise mit den Radien  $r_{osc,m}$ ,  $r_{osc,max}$  und  $r_{osc,min}$ , welche den Mittel-, Maximal- und Minimalwert der Oszillationsamplitude widerspiegeln (vgl. Abbildung 7.4). Somit ergibt sich der Mittelwert der gemessenen Oszillationsamplitude mit dem zugehörigen Toleranzfeld. Des Weiteren ist der Mittelpunkt des Kreises mit dem Radius  $r_{osc,m}$  um  $x_d$  und  $y_d$  vom Koordinatenursprung, welcher dem Zentrum der Pumpeneinheit entspricht (vgl. Abbildung 7.3 und Abbildung 7.4), verschoben. Die eingesetzte Messtechnik ermöglicht das Erfassen der Radien und der Verschiebungen mit einer Messauflösung von ca.  $5 \mu\text{m}$ .

Die Abweichung der gemessenen Trajektorie von der idealen Kreisform ist hauptsächlich auf eine nicht konstante Rückstellkraft des Pumpenschlauches besonders im Bereich der Schlauchherausführung zurückzuführen (vgl. Abschnitt 6.4.1). Aufgrund der doppelten Schlauchkraft infolge der Überlappung des Pumpenschlauches am Pumpeneingang und Pumpenausgang findet außerdem eine Verschiebung des Kreismittelpunktes der Trajektorie in  $y$ -Richtung statt.

Zusätzlich zur Pumpeneinheit behindern Asymmetrien innerhalb des Funktionsmusters das Ausbilden einer ideal kreisförmigen Trajektorie und deren Mittelpunkt. Beispielsweise führt eine nicht ideale Zentrierung des Schwingankers innerhalb des Stators zu ungleichen Kraftkomponenten  $F_x$  und  $F_y$ . Infolgedessen entstehen eine asymmetrische Erregung des Schwingankers,

eine Verzerrung der Kreisbahn des Koppelgliedes und eine Verschiebung aus dem Koordinatensprung.

### 7.1.3 Frequenzverhalten

Die im vorhergehenden Abschnitt ermittelten Parameter  $r_{\text{osc},m}$ ,  $r_{\text{osc},\max}$ ,  $r_{\text{osc},\min}$ ,  $x_d$  und  $y_d$  bilden die Grundlage für die Verifizierung des MKS-Modells mit Hilfe des Frequenzverhaltens. Abbildung 7.5 zeigt die mittlere Verschiebung  $x_d$  und  $y_d$  des Kreises  $r_{\text{osc},m}$  in Abhängigkeit von  $f$  für  $I = 700$  mA. Jeder Messpunkt entspricht dabei dem aus einer Trajektorie mit einem Messintervall von 200 ms ermittelten Mittelwert. Die Schwankung der Messpunkte beträgt ca.  $\pm 5$   $\mu\text{m}$ .

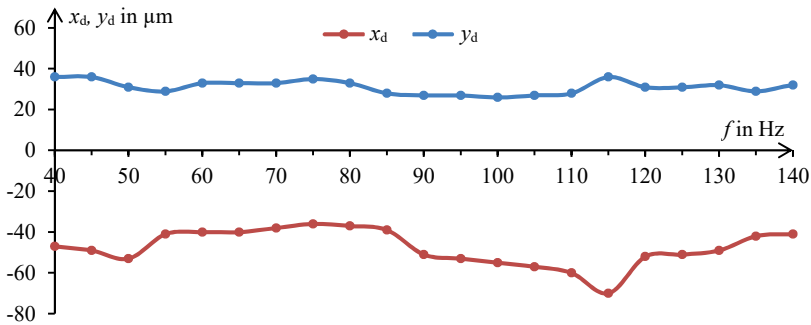


Abbildung 7.5: Mittlere Verschiebung  $x_d$  und  $y_d$  der gemessenen Trajektorie des Koppelgliedes vom Zentrum der Pumpeneinheit bei  $I = 700$  mA

Innerhalb des Betriebsbereiches  $f = (40 \dots 140)$  Hz (vgl. F9) der nicht-okklusiven Schlauchpumpe findet eine relativ konstante Verschiebung statt. Über den gesamten Betriebsbereich ergibt sich somit eine mittlere Verschiebung von  $x_d = -47,7$   $\mu\text{m}$  und  $y_d = 31,1$   $\mu\text{m}$ . Wie bereits in Abschnitt 7.1.1 beschrieben, verursachen nicht konstante Rückstellkräfte des Pumpenschlauches und Asymmetrien im Aufbau des Funktionsmusters diese Verschiebungen, welche innerhalb des MKS-Modells nicht vorhanden sind.

Neben der Verschiebung der Trajektorie ist außerdem der Amplitudenfrequenzgang der Oszillationsamplitude  $r_{\text{osc}}$  für die Verifizierung des MKS-Modells nutzbar. Abbildung 7.6 zeigt die Gegenüberstellung der gemessenen Oszillationsamplituden mit den im MKS-Modell berechneten Werten. Beim Betrachten des Amplitudenverlaufes der gemessenen mittleren Oszillationsamplitude  $r_{\text{osc},m}$  und des MKS-Modells ist ein qualitativ und quantitativ sehr ähnlicher Verlauf erkennbar. Die gemessenen Frequenzen  $f_1$  der Grundschwingung und  $f_2$  der ersten Oberschwingung unterscheiden sich etwas von den im MKS-Modell theoretisch berechneten Frequenzen  $f_1$  und  $f_2$  (siehe Tabelle 7.2).

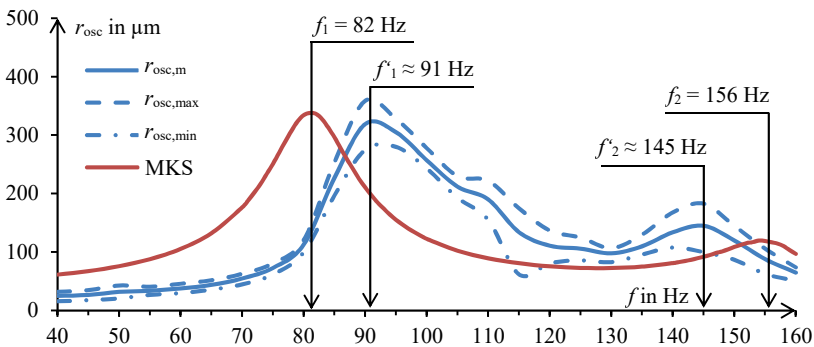


Abbildung 7.6: Gegenüberstellung des gemessenen Amplitudenfrequenzgangs der Oszillationsamplitude  $r_{\text{osc}}$  des Schwingankerantriebs mit dem des MKS-Modells bei  $I = 700 \text{ mA}$

Des Weiteren bilden die Größen  $r_{\text{osc,min}}$  und  $r_{\text{osc,max}}$  einen Toleranzschlauch um die mittlere Oszillationsamplitude  $r_{\text{osc,m}}$ . Dieser Toleranzschlauch liegt in weiten Teilen des gemessenen Frequenzbandes eng um  $r_{\text{osc,m}}$ . Je schmaler der Abstand zwischen  $r_{\text{osc,min}}$  und  $r_{\text{osc,max}}$  ist, desto besser folgt die gemessene Trajektorie einer Kreisform. In den Bereichen um die Frequenzen  $f'_1$  und  $f'_2$  weitet sich der Toleranzschlauch aufgrund der Resonanzen etwas auf.

Zur besseren Übersicht stellt Tabelle 7.2 die gemessenen Frequenzen mit den innerhalb des MKS-Modells berechneten Frequenzen gegenüber. Der relative Fehler der Grundswingungsfrequenz  $f_1$  beträgt -9,89 % und der relative Fehler der ersten Oberschwingung  $f_2$  beträgt 7,59 % des Messwertes.

Tabelle 7.2: Verifizierung der Grundswingung  $f_1$  (erste Eigenfrequenz) und der ersten Oberschwingung  $f_2$  (zweite Eigenfrequenz) bei  $I = 700 \text{ mA}$

	Messung	MKS	Fehler absolut	Fehler relativ
Grundswingung $f_1$	91 Hz	82 Hz	-9 Hz	-9,89 %
erste Oberschwingung $f_2$	145 Hz	156 Hz	11 Hz	7,59 %

Die beschriebenen Abweichungen zwischen dem gemessenen Amplitudenfrequenzgang und dem des MKS-Modells sind zum einen auf die konstruktive Umsetzung des Funktionsmusters und daraus resultierende Asymmetrien (vgl. Abschnitt 7.1.1) und zum anderen auf den Aufbau und die Parametrisierung des MKS-Modells und dem damit verknüpften FEM-Modell zurückzuführen. Besonders die Abweichungen der Frequenzen  $f_1$  und  $f_2$  lassen sich durch die Segmentierung des Biegestabes innerhalb des MKS-Modells in zwei Teile begründen. Diese Segmente können die reale Auslenkung des Biegestabes nur begrenzt abbilden. Außerdem entspricht die

Massenverteilung innerhalb der Starrkörper nicht exakt der Realität. Im Gegensatz zur konstruktiven Umsetzung sind die Starrkörper innerhalb des MKS-Modells als Körper mit homogener Dichte realisiert. Des Weiteren entsprechen die Spannelemente, welche zum Befestigen des Koppelgliedes und des Schwingankers am Biegestab und des Biegestabes am Gehäuse des Funktionsmusters dienen, nicht, wie im Modell angenommen, einer ideal steifen Einspannung. In Kombination führen die genannten Fehlerursachen zu einer Veränderung des Schwingverhaltens und somit zu einer Verschiebung der Frequenzen  $f_1$  und  $f_2$  mit den weiter oben beschriebenen Folgen.

In Analogie zur Frequenzbetrachtung stellt Tabelle 7.3 die bei der Grundschwingung  $f_1$  und der ersten Oberschwingung  $f_2$  gemessenen Oszillationsamplituden mit den entsprechenden Amplituden des MKS-Modells gegenüber. Der relative Fehler beträgt dabei -5,64 % bei  $f_1$  und -17,93 % bei  $f_2$ .

Tabelle 7.3: Verifizierung der Oszillationsamplituden bei der Grundschwingung  $f_1$  (erste Eigenfrequenz) und der ersten Oberschwingung  $f_2$  (zweite Eigenfrequenz) bei  $I = 700$  mA

	Messung	MKS	Fehler absolut	Fehler relativ
$r_{osc}$ bei $f_1$	319 $\mu\text{m}$	337 $\mu\text{m}$	18 $\mu\text{m}$	5,64 %
$r_{osc}$ bei $f_2$	145 $\mu\text{m}$	119 $\mu\text{m}$	-26 $\mu\text{m}$	-17,93 %

Die Abweichungen der Oszillationsamplituden bei  $f_1$  und  $f_2$  liegen in den wirkenden Kräften des Schwingankerantriebs begründet. Neben dem FEM-Modell des elektromechanischen Wandlers und dem Modell der mechanischen Last innerhalb der Pumpeneinheit hat außerdem die Steife des Biegestabes einen Einfluss auf die Oszillationsamplitude  $r_{osc}$ . Aufgrund der Vielzahl möglicher Einflussfaktoren lässt sich die Fehlerursache nicht genauer spezifizieren.

Trotz der Komplexität der durchgeführten Modellierung, welche aus einer Verkopplung verschiedener Simulationsdomänen besteht, liegen die in Tabelle 7.2 und Tabelle 7.3 aufgeführten relativen Fehler in einem für domänenübergreifende mechanische Simulationen vertretbaren Bereich. Aus diesem Grund kann das MKS-Modell für weitere Berechnungen genutzt und als verifiziert angesehen werden.

## 7.2 Verifizierung hydraulisches Modell

Das Verifizieren des hydraulischen Modells erfolgt durch vier Experimente. Diese widmen sich dem transienten Modellverhalten am Beispiel des Drucks am Pumpenausgang und der daraus resultierenden Resistorauslenkung, ausgewählten Druck-Volumenstrom-Kennlinien ( $p_{out} = f(Q_{out})$ ), dem Fluss  $Q_{max}$  bei hydraulischem Kurzschluss am Pumpenausgang ( $p_{out} = 0$ )

und dem Frequenzverhalten des Resistors. Der folgende Absatz beschreibt den für die Experimente genutzten Messaufbau.

### 7.2.1 Genereller Messaufbau

Abbildung 7.7 zeigt den Messaufbau zum Verifizieren des hydraulischen Modells der nicht-okklusiven Schlauchpumpe. Im Bereich der Pumpeneinheit sind zwei optische Abstandssensoren positioniert. Diese Sensoren ermöglichen das Messen der Trajektorie des Koppelgliedes und somit auch das Berechnen der Oszillationsamplituden  $r_{osc,ms}$ ,  $r_{osc,max}$  und  $r_{osc,min}$  (vgl. Abschnitt 7.1.2). Durch Abstimmen der einzelnen Spulenströme konnte die Verschiebung der Koppelgliedtrajektorie auf  $x_d = y_d < 15 \mu m$  gesenkt werden und ist daher für die Verifizierung des hydraulischen Modells vernachlässigbar klein.

Zusätzlich zur optischen Messung der Trajektorie des Koppelgliedes findet ein weiterer optischer Abstandssensor (Typ: LC-2450, Firma Keyence) Verwendung, um die Auslenkung des Resistors zu erfassen.

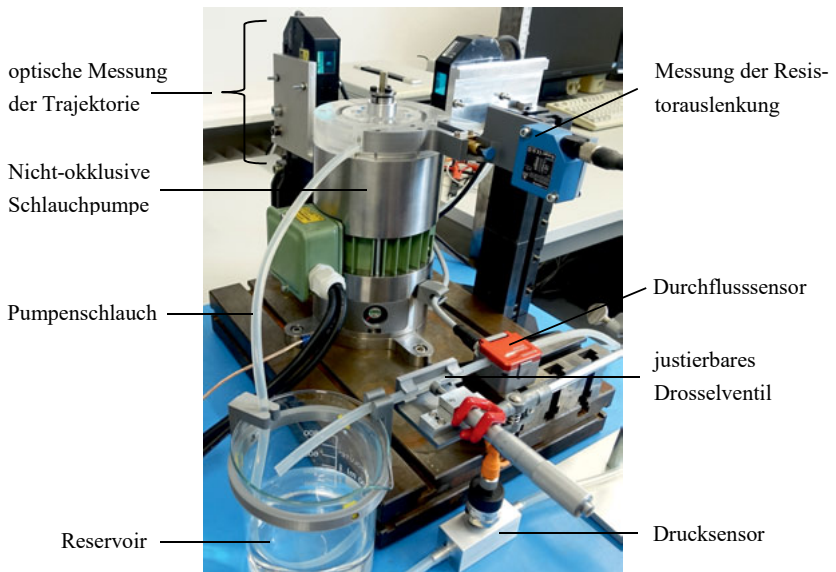


Abbildung 7.7: Messaufbau zum Durchführen der hydraulischen Verifizierungsmessungen

Für das Messen der Druck-Volumenstrom-Kennlinien und des Flusses  $Q_{max}$  bei hydraulischem Kurzschluss finden ein Drucksensor (Serie: PBT (-1 ... 1,5) bar, Firma Sick) sowie ein Durchflusssensor (Typ: CO.55/060 V2.0, Firma Sonotec) Verwendung. Bei dem Ultraschall-

Durchflusssensor handelt es sich um ein nicht-invasives Erfassungssystem, welches auch für die in Abschnitt 7.6 durchgeführten Untersuchungen zur Blutschädigung genutzt werden kann. Der Sensor unterstützt eine maximale zeitliche Messauflösung von 5 ms [SON19]. Diese Zeitauflösung ermöglicht demnach kein Erfassen des pro Periode des exzentrischen Koppelgliedumlaufs verdrängten Volumens, sondern lediglich des mittleren Flusses am Pumpenausgang. Somit ist eine Verifizierung des dynamischen Volumenstromverlaufs am Pumpenausgang nicht möglich. Im Gegensatz dazu ist zum Verifizieren der Druck-Volumenstrom-Kennlinien und des Flusses  $Q_{\max}$  bei hydraulischem Kurzschluss der statische Durchfluss zu erfassen. Zur Umsetzung dieser Messaufgabe erfolgt am Durchflusssensor eine Mittelwertbildung über ein Messintervall von 130 ms.

Aufgrund der Druckschwankungen am Pumpenausgang (vgl. Abschnitt 5.6) ist auch am Drucksensor eine Mittelwertbildung notwendig, um den statischen Druck zu ermitteln. Zu diesem Zweck findet ein hydraulischer Tiefpassfilter am Drucksensor Verwendung. Dieser Tiefpassfilter besteht aus einem im Anschluss Schlauch des Drucksensors befindlichen Luftpolster. Aufgrund der Kompressibilität des eingeschlossenen Luftvolumens kann am Drucksensor der statische Druck ohne periodische Druckschwankungen erfasst werden.

Abschließend ist ein justierbares Drosselventil im Messkreislauf der nicht-okklusiven Schlauchpumpe integriert (vgl. Abbildung 7.7). Dieses Ventil ermöglicht das Erzeugen eines definierten Gegendrucks am Pumpenausgang und somit das Aufnehmen der Druck-Volumenstrom-Kennlinien.

## 7.2.2 Transientes Modellverhalten

Das transiente Modellverhalten soll am Beispiel des dynamischen Drucks  $p_Q$  am Pumpenausgang und der dadurch an der Resistorwirkstelle hervorgerufenen Schlauchquetschung  $s$  verifiziert werden. Letztere steht in direkten Zusammenhang mit der Resistorauslenkung und dem eingestellten Arbeitspunkt  $s_{\text{op}}$  der Schlauchquetschung (vgl. Abbildung 5.24). Zum Erfassen des dynamischen Drucks wird der Messaufbau um einen weiteren Drucksensor (Typ:  $\pm 0.600$  B02, Firma Aktiv-Sensor) erweitert. Durch die direkte Ankopplung des Drucksensors an den Pumpenschlauch ist das Erfassen von dynamischen Drucksignalen möglich. Da eine Montage des Drucksensors innerhalb der Schlauchwindung nicht möglich ist, ohne die Funktionsweise der Pumpe zu beeinflussen, erfolgt die Montage so nahe wie möglich am Pumpenausgang. Im Folgenden werden die im hydraulischen Modell berechneten transienten Signalverläufe mit den gemessenen verglichen.

Abbildung 7.8 zeigt den gemessenen transienten Druckverlauf am Pumpenausgang in Gegenüberstellung mit dem im Rahmen der hydraulischen Simulation berechneten Verlauf. Die den Messungen zugrunde gelegte Oszillationsamplitude beträgt im Mittel  $r_{\text{osc,m}} = 200 \mu\text{m}$ . Die Tole-



ranz dieser Amplitude liegt dabei zwischen  $r_{\text{osc,min}} = 177 \mu\text{m}$  und  $r_{\text{osc,max}} = 222 \mu\text{m}$  (vgl. Abschnitt 7.1.2). Der simulierte Druckverlauf zeigt im Vergleich zur Messung sowohl in positiver (-37 %) als auch in negativer Richtung (-47 %) kleinere Amplituden auf. Außerdem liegt der Gleichanteil des gemessenen Signals ( $\approx 1,9 \text{ kPa}$ ) etwas niedriger als der des berechneten Signals ( $\approx 4,5 \text{ kPa}$ ). Des Weiteren sind im gemessenen Druckverlauf periodisch auftretende Unstetigkeiten kurz unterhalb von  $p_Q = 0$  erkennbar. Die Unstetigkeiten deuten auf Überlagerung der von der nicht-okklusiven Schlauchpumpe erzeugten Pulswellen mit deren Reflexionen innerhalb des Pumpenschlauches hin. Diese Reflexionen resultieren aus einer Änderung der Ausbreitungsbedingung entlang des Ausbreitungskanals der Pulsquelle (vgl. Funktionsweise der Impedanzpumpe, Abschnitt 2.4.1). Im konkreten Fall der Messanordnung führt das T-Stück, welches zum Anschluss des Drucksensors hinter dem Ausgang der nicht-okklusiven Schlauchpumpe in den Pumpenschlauch integriert wird, zur teilweisen Reflexion der Pulsquelle, woraus die Überlagerung der ursprünglichen Pulsquelle mit deren Reflexionen nach dem Superpositionsprinzip resultiert. Diese Überlagerung wirkt sich im gemessenen Druckverlauf in einer Überhöhung oder Dämpfung der Amplituden aus.

Das in Kapitel 5 entwickelte Simulationsmodell und die dafür verwendete Simulationsumgebung basieren auf diskreten Leitungselementen, welche die Druckverhältnisse in ihrem Inneren nicht örtlich auflösen. Aus diesem Grund können die in der Praxis auftretenden Reflexionsvorgänge im Simulationsmodell nicht abgebildet werden, woraus eine Abweichung zwischen den gemessenen und berechneten Druckamplituden resultiert.

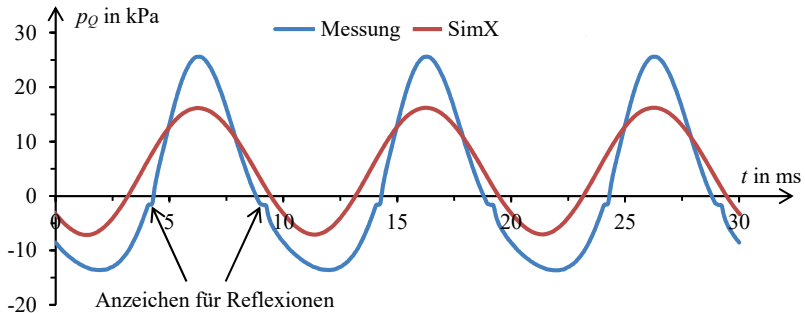


Abbildung 7.8: Gegenüberstellung des gemessenen dynamischen Drucks  $p_Q$  am Pumpenausgang mit dem des hydraulischen Modells bei  $r_{\text{osc}} = 200 \mu\text{m}$ ,  $f = 100 \text{ Hz}$  und  $s_{\text{op}} = 4,45 \text{ mm}$

Zusätzlich zu dem beschriebenen Effekt führt der Toleranzbereich der Oszillationsamplitude, besonders  $r_{\text{osc,max}}$ , zu einer Verzerrung des Signals.

Abbildung 7.9 stellt die gemessenen und berechneten Verläufe der Schlauchquetschung  $s$  gegenüber. Diese resultieren direkt aus den in Abbildung 7.8 gezeigten Druckverläufen und den

davon hervorgerufenen Resistorbewegungen. Zum direkten Vergleich wurden die in Abbildung 7.9 gezeigten Verläufe von  $s$  parallel zu den in Abbildung 7.8 gezeigten Druckverläufen gemessen. Da ein positiver Druck am Pumpenausgang zu einer Verringerung der Schlauchquetschung  $s$  führt, sind die Verläufe der gemessenen und berechneten Schlauchquetschung  $s$  jeweils ca.  $180^\circ$  phasenverschoben zu den in Abbildung 7.8 gezeigten Druckverläufen.

Zusätzlich zu den Verläufen der Schlauchquetschung  $s$  zeigt Abbildung 7.9 den eingestellten Arbeitspunkt  $s_{\text{op}} = 4,45$  mm der Schlauchquetschung. Der simulierte Verlauf von  $s$  zeigt im Vergleich zur Messung Amplitudenabweichungen in positiver ( $-46\%$ ) und in negativer Richtung ( $26\%$ ) auf. Diese Abweichungen lassen sich analog zu den Druckverläufen aus Abbildung 7.8 auf Reflexionsvorgänge und den Toleranzbereich der Oszillationsamplitude zurückführen. Der leichte Phasenversatz (ca.  $3^\circ$ ) zwischen Messung und Simulation ist ebenfalls mit den durch die Reflexionsvorgänge hervorgerufenen Signalverzerrungen des Drucksignals der Messung zu begründen.

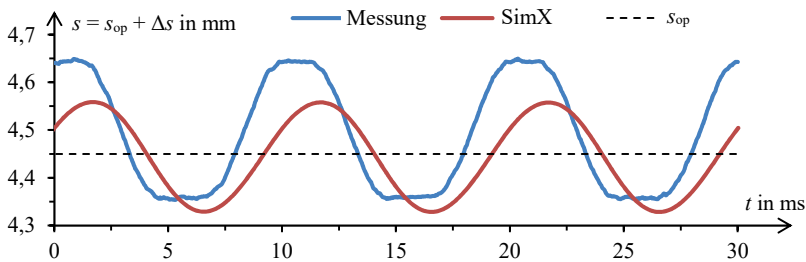


Abbildung 7.9: Gegenüberstellung der gemessenen Schlauchquetschung  $s$  an der Resistorwirkstelle mit der des hydraulischen Modells bei  $r_{\text{osc}} = 200 \mu\text{m}$ ,  $f = 100 \text{ Hz}$  und  $s_{\text{op}} = 4,45 \text{ mm}$

Des Weiteren ist im Messsignal eine Verschiebung des Gleichanteils von  $s$  um ca.  $40 \mu\text{m}$  in positive Richtung bzgl.  $s_{\text{op}}$  erkennbar. Im Gegensatz dazu zeigt das Simulationsmodell eine Tendenz zum Versatz in negative Richtung um ca.  $5 \mu\text{m}$ . Diese Verschiebungen lassen sich aus den weiter oben beschriebenen verschiedenen Gleichanteilen der Drucksignale ableiten. Außerdem ist hervorzuheben, dass die durch die dynamische Resistorauslenkung im Betrieb der nicht-okklusiven Schlauchpumpe auftretende maximale Schlauchquetschung  $s$  stets kleiner als  $4,8 \text{ mm}$  ( $s < d_{\text{tubc,i}}$ ) ist, welches einer vollständigen Schlauchquetschung an der Resistorwirkstelle entsprechen würde.

Die gezeigten Abweichungen zwischen den gemessenen und simulierten transienten Signalen sind hauptsächlich auf Reflexionsvorgänge innerhalb des Pumpenschlauches zurückzuführen, welche aufgrund der diskreten Leitungselemente im Simulationsmodell nicht abbildbar sind. Abgesehen von diesen Abweichungen der Signale zueinander zeigt die Gegenüberstellung auch,

dass das prinzipielle Verhalten der nicht-okklusiven Schlauchpumpe am Beispiel der Verläufe von  $p_Q$  und  $s$  durch das Simulationsmodell abgebildet und für weitere Verifizierungsmessungen und Simulationen genutzt werden kann.

### 7.2.3 Druck-Volumenstrom-Kennlinie

Die Druck-Volumenstrom-Kennlinie ( $p_{\text{out}} = f(Q_{\text{out}})$ , auch als Pumpenkennlinie bezeichnet) stellt die wichtigste hydraulische Charakteristik einer Pumpenanordnung dar. Aus diesem Grund soll das hydraulische Modell der nicht-okklusiven Schlauchpumpe anhand zweier Pumpenkennlinien verifiziert werden. Der in Abschnitt 7.2.1 beschriebene Messaufbau inklusive Drosselventil stellt die experimentellen Rahmenbedingungen zum Aufnehmen der statischen Kennlinienpunkte dar. Das Erfassen der einzelnen Messpunkte erfolgt mit Hilfe eines Messintervalls mit der Länge von jeweils 100 ms. Die innerhalb des Messintervalls erfassten Mittelwerte von  $Q_{\text{out}}$  und  $p_{\text{out}}$  bilden die Datenbasis der im Folgenden gezeigten Kennlinien. Die Standardabweichung der Druckmessung liegt dabei aufgrund des in Abschnitt 7.2.1 beschriebenen hydraulischen Tiefpassfilters unter 0,5 kPa. Die Standardabweichung der Durchflussmessung liegt unterhalb von 6 ml/min. Die folgenden Diagramme zeigen charakteristische Pumpenkennlinien für  $f = 100$  Hz und  $r_{\text{osc}} = 200$   $\mu\text{m}$  (Abbildung 7.10) und  $r_{\text{osc}} = 300$   $\mu\text{m}$  (Abbildung 7.11). Aufgrund der bereits in Abschnitt 7.1.2 beschriebenen Toleranz der Oszillationsamplitude  $r_{\text{osc}}$  enthalten die Diagramme neben den Nennwertkennlinien  $r_{\text{osc,m}}$  aus Messung und Simulation außerdem die theoretisch ermittelten Pumpenkennlinien für  $r_{\text{osc,min}}$  und  $r_{\text{osc,max}}$ , welche das Toleranzfeld für die Verifizierung der Pumpenkennlinien vorgeben.

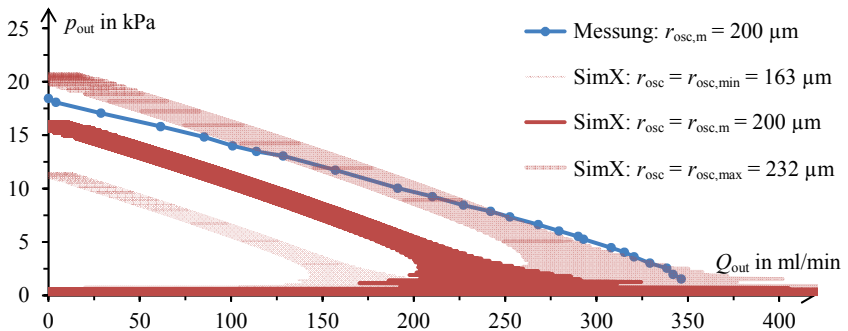


Abbildung 7.10: Gegenüberstellung der gemessenen Druck-Volumenstrom-Kennlinie mit der des hydraulischen Modells bei  $r_{\text{osc}} = 200$   $\mu\text{m}$ ,  $f = 100$  Hz und  $s_{\text{op}} = 4,45$  mm

Beim Betrachten von Abbildung 7.10 ist festzustellen, dass die gemessene Kennlinie im Vergleich zur Nennwertkennlinie des Simulationsmodells größere Drücke und Flüsse aufzeigt. Dieser Trend spiegelt sich in einer Verschiebung der Kennlinien in Richtung beider Koordinaten-

achsen wider und beruht auf dem im Experiment vorhandenen Toleranzbereich der Oszillationsamplitude  $r_{osc}$ . Außerdem zeigt sich, dass die gemessene Pumpenkennlinie nur geringe Abweichungen zur berechneten Kennlinie mit  $r_{osc,max}$  aufweist. Dies begründet sich im durch Teilokklusion theoretisch erzeugten Volumenstrom  $Q_{disp}$  (vgl. Abschnitte 5.3 und 5.4), welcher mit zunehmender Oszillationsamplitude ansteigt. Durch die lokal während des exzentrischen Umlaufs des Koppelgliedes auftretende Vergrößerung der Oszillationsamplitude zu  $r_{osc,max}$  steigt  $Q_{disp}$  an und führt somit zur Erhöhung des Flusses  $Q_{out}$  und des Drucks  $p_{out}$  am Pumpenausgang. Die diesem Effekt entgegenwirkende lokal auftretende minimale Oszillationsamplitude  $r_{osc,min}$  ist aufgrund der Trägheit des Pumpenschlauches nicht in der Lage, den Anstieg von  $Q_{disp}$  zu kompensieren.

Diese Betrachtungsweise gilt auch für die Pumpenkennlinie mit  $r_{osc} = 300 \mu\text{m}$  in Abbildung 7.11. Zusätzlich dazu kann eine Veränderung des Anstieges und damit auch des wirksamen hydraulischen Innenwiderstandes  $R_i'$  der nicht-okklusiven Schlauchpumpe (vgl. Abschnitt 5.2.3) festgestellt werden. Dieser Effekt ist sowohl innerhalb der theoretischen Kennlinien als auch in den gemessenen Kennlinien sichtbar. Mit zunehmendem Druck  $p_{out}$  am Pumpenausgang verringert sich die Schlauchquetschung  $s$  des Pumpenschlauches an der Resistorwirkstelle (vgl. Abbildung 5.29) und somit auch der wirksame hydraulische Innenwiderstand  $R_i'$ .

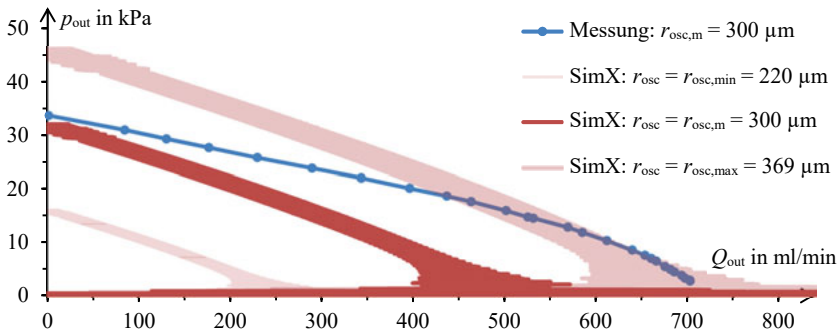


Abbildung 7.11: Gegenüberstellung der gemessenen Druck-Volumenstrom-Kennlinie mit der des hydraulischen Modells bei  $r_{osc} = 300 \mu\text{m}$ ,  $f = 100 \text{ Hz}$  und  $s_{op} = 4,45 \text{ mm}$

Die gemessene Pumpenkennlinie mit  $r_{osc} = 300 \mu\text{m}$  (vgl. Abbildung 7.11) zeigt im Vergleich zu  $r_{osc} = 200 \mu\text{m}$  (vgl. Abbildung 7.10) eine größere Abnahme von  $R_i'$  mit zunehmendem Druck  $p_{out}$ . Die Ursache für diesen Effekt liegt in der größeren Druckamplitude des Drucks  $p_0$ , welche mit zunehmender Oszillationsamplitude  $r_{osc}$  ansteigt, dadurch die Schlauchquetschung  $s$  an der Resistorwirkstelle mindert und somit  $R_i'$  zusätzlich verringert. Wie bereits in Abschnitt 7.2.2 beschrieben, finden innerhalb des Pumpenschlauches Reflexionsvorgänge statt, welche die Druckverhältnisse im Bereich der Resistorwirkstelle verändern und somit Einfluss auf den wirk-

samen hydraulischen Innenwiderstand  $R_i'$  nehmen. Diese Effekte treten besonders bei hohen Gegendrücken  $p_{\text{out}}$  am Pumpenausgang auf, da in diesen Fällen auch die Amplitude des Drucksignals  $p_Q$  und dessen Reflexionen erhöht sind und führen aufgrund der Drucküberhöhung an der Resistorwirkstelle zu einer Minderung von  $R_i'$ .

Die gemessenen Pumpenkennlinien liegen innerhalb des durch das Toleranzfeld  $r_{\text{osc,min}} \leq r_{\text{osc,m}} \leq r_{\text{osc,max}}$  vorgegebenen Toleranzbereichs, welcher mit Hilfe der durch das hydraulische Modell berechneten Pumpenkennlinien begrenzt wird. Die im Rahmen der Messungen festgestellte verstärkte druckabhängige Verringerung von  $R_i'$  begründet sich durch Reflexionsvorgänge im Pumpenschlauch, welche innerhalb der diskret aufgebauten hydraulischen Modellierung nicht dargestellt werden können. Zusammenfassend bildet das hydraulische Modell die hydraulische Charakteristik der Pumpenanordnung grundsätzlich ab und kann daher als verifiziert angesehen werden.

## 7.2.4 Fluss bei hydraulischem Kurzschluss $Q_{\text{max}}$

Innerhalb dieses Abschnittes erfolgt das Betrachten der Frequenzabhängigkeit der nicht-okklusiven Schlauchpumpe am Beispiel des Flusses  $Q_{\text{max}}$  bei hydraulischem Kurzschluss am Pumpenausgang ( $p_{\text{out}} = 0$ ). Abbildung 5.16 zeigt das elektrische Ersatzschaltbild dieses Betriebsfalls. Bei  $Q_{\text{max}}$  handelt es sich analog zum vorangegangenen Abschnitt um eine statische Messgröße, welche mit Hilfe des in Abschnitt 7.2.3 beschriebenen Messintervalls erfasst wird. Den Messwerten liegt dabei eine Standardabweichung  $\leq 5$  ml/min zugrunde. Abbildung 7.12 zeigt das gemessene Frequenzverhalten von  $Q_{\text{max}}$  für  $r_{\text{osc}} = 100 \mu\text{m}$  und  $r_{\text{osc}} = 200 \mu\text{m}$  im Vergleich zur Simulation.

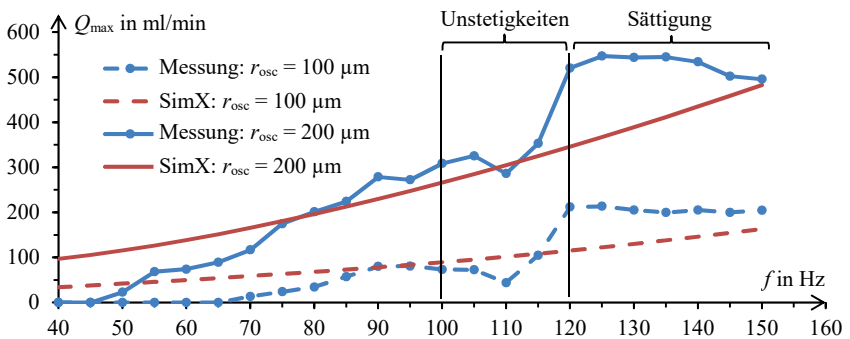


Abbildung 7.12: Gegenüberstellung des gemessenen Flusses  $Q_{\text{max}}$  bei hydraulischem Kurzschluss ( $p_{\text{out}} = 0$ ) mit dem des hydraulischen Modells in Abhängigkeit der Oszillationsfrequenz  $f$  bei  $s_{\text{op}} = 4,45$  mm

Im Experiment ist für  $r_{\text{osc}} = 200 \mu\text{m}$  ab  $f \geq 50 \text{ Hz}$  und für  $r_{\text{osc}} = 100 \mu\text{m}$  ab  $f \geq 70 \text{ Hz}$  ein Fluss messbar. Aus diesem Grund liegt der theoretische Wert von  $Q_{\text{max}}$  im unteren Frequenzbereich deutlich oberhalb der gemessenen Werte. Mit zunehmender Frequenz übersteigt der gemessene Fluss den theoretischen. Ab  $f \approx 120 \text{ Hz}$  stellt sich im Experiment ein Sättigungseffekt ein, da  $Q_{\text{max}}$  mit ansteigender Frequenz nicht weiter zunimmt bzw. im Fall von  $r_{\text{osc}} = 200 \mu\text{m}$  sogar leicht abnimmt. Besonders hervorzuheben ist außerdem der Bereich  $f = (100 \dots 120) \text{ Hz}$ . In diesem Bereich treten innerhalb beider Oszillationsamplituden Unstetigkeiten im Verlauf von  $Q_{\text{max}}$  auf.

Die beschriebenen Charakteristiken im Frequenzverhalten der nicht-okklusiven Schlauchpumpe lassen sich auf die Ausbreitung der Pulswelle innerhalb der Pumpeneinheit in Kombination mit der Dynamik des Resistors und der Oszillationsfrequenz  $f$  erklären. Die Betrachtung dieser Vorgänge erfolgt gesondert in Abschnitt 7.3. Wie in den vorangegangenen Abschnitten bereits beschrieben, übersteigen diese dynamischen Vorgänge die Funktionalität des hydraulischen Modells. Jedoch bildet das Modell den Fluss  $Q_{\text{max}}$  im Bereich  $f \approx (80 \dots 100) \text{ Hz}$  mit vertretbaren Abweichungen ( $< 30 \%$ ) ab und kann daher als Dimensionierungsgrundlage zum Auslegen einer nicht-okklusiven Schlauchpumpe genutzt werden.

## 7.2.5 Frequenzverhalten des Resistors

Wie im vorangegangenen Abschnitt angedeutet und in Abschnitt 7.3 näher beschrieben, beeinflusst das dynamische Verhalten des Resistors die hydraulische Charakteristik der nicht-okklusiven Schlauchpumpe. Aus diesem Grund beschäftigt sich dieser Abschnitt mit der Verifizierung des Amplituden- und Phasenfrequenzgangs des Resistors. Da die im Modell genutzte hydraulische Stimulation des Resistors praktisch nicht möglich ist, kommt eine mechanische Erregung zum Einsatz. Die zum Erfassen der Frequenzgänge erforderliche mechanische sinusförmige Erregerschwingung wird mit Hilfe eines elektrodynamischen Schwingungserregers (Typ: ESE221 TYP11077, RFT Messelektronik) bereitgestellt. Abbildung 7.13 zeigt den zum Aufnehmen der Frequenzgänge genutzten Messaufbau schematisch.

Der Messaufbau besteht aus dem Schwingungserreger, an dessen Abtrieb ein Stück Pumpenschlauch und die daran gekoppelte Resistorbaugruppe montiert sind. Durch die lineare Schwingung (grüne Pfeile in Abbildung 7.13) des Schwingungserregers führt der Resistor ebenfalls eine lineare Schwingung aus. Mit Hilfe zweier optischer Abstandssensoren (Typ: LK-G82, LK-G32, Firma Keyence) erfolgt das Messen der Schwingungsamplituden des Resistors und des Erregers, woraus sich der Amplituden- und Phasenfrequenzgang des Resistors in Kombination mit dem Pumpenschlauch ableiten lassen.

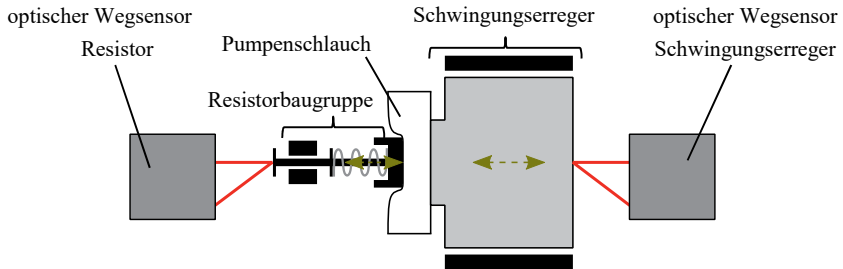


Abbildung 7.13: Schematische Darstellung des Messaufbaus zum Erfassen des Phasen- und Amplitudenfrequenzgangs des Resistors mittels linearer Schwingung (grüne Pfeile)

Abbildung 7.14 zeigt die gemessenen Amplituden- und Phasenfrequenzgänge in Gegenüberstellung zu den theoretisch berechneten Frequenzgängen. Aufgrund der unterschiedlichen Erregungsarten zwischen Messung und Simulation sind die Amplitudenfrequenzgänge zur besseren Vergleichbarkeit auf ihr Maximum normiert dargestellt. Die einzelnen Messwerte wurden über mehrere Perioden gemittelt und weisen eine Schwankung  $< 5^\circ$  für  $\Delta\varphi$  bzw.  $< 0,03$  für  $\Delta s/\Delta s_{\max}$  auf.

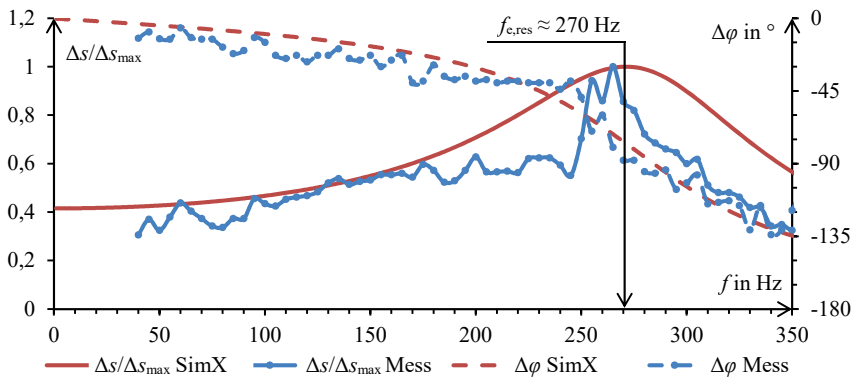


Abbildung 7.14: Gegenüberstellung des gemessenen normierten Amplituden- und Phasenfrequenzgangs des Resistors mit dem des hydraulisch-mechanischen Modells bei  $s_{\text{op}} = 4,45 \text{ mm}$

Beim Betrachten der gemessenen Frequenzgänge werden besonders im Bereich der Resonanz Unstetigkeiten der Graphen ersichtlich, welche auf das Resonanzverhalten des Messaufbaus zurückzuführen sind. Abgesehen von diesen Unstetigkeiten zeigen sowohl der Amplituden- als auch der Phasenfrequenzgang sehr gute Übereinstimmungen mit den theoretisch ermittelten

Kennlinien. Die gemessene Resonanzfrequenz liegt im Bereich von (255 ... 265) Hz und unterscheidet sich nur gering von der theoretisch berechneten Resonanzfrequenz  $f_{c, \text{res}} \approx 270$  Hz.

Das Frequenzverhalten des Resistors wurde durch das durchgeführte Experiment bezüglich des Amplituden- und Phasenfrequenzgangs verifiziert. Somit kann das hydraulisch-mechanische Modell des Resistors als Grundlage für die Auslegung der nicht-okklusiven Schlauchpumpe genutzt werden.

### 7.3 Pulswelle

Wie in Abschnitt 4.2.1 beschrieben, stellt die Ausbreitung einer Pulswelle innerhalb des Pumpenschlauches eine wichtige Randbedingung für die Funktionsweise des Pumpprinzips dar. Das messtechnische Erfassen der Pulswelle innerhalb der Pumpeneinheit muss nicht-invasiv erfolgen, um die Ausbreitungsvorgänge der Pulswelle im Pumpenschlauch nicht zu beeinflussen. Zu diesem Zweck kommen zwei optische Abstandssensoren (Typ: LK-G82, LK-G32, Firma Keyence) und ein piezoelektrischer Wandler (Typ: PS1550L40N, Firma TDK) zum Einsatz. Durch die Montage des Wandlers zwischen dem Pumpenschlauch und dem Widerlager kann der Zeitpunkt, an dem die Pulswelle die Messstelle passiert, infolge der Druckerhöhung und der daraus resultierenden Kraftwirkung auf den Wandler nicht-invasiv elektrisch erfasst werden. Abbildung 7.15 zeigt die dafür verwendete Messanordnung schematisch. Zum besseren Verständnis wurde eine abgerollte Darstellung der Pumpeneinheit mit Resistor gewählt.

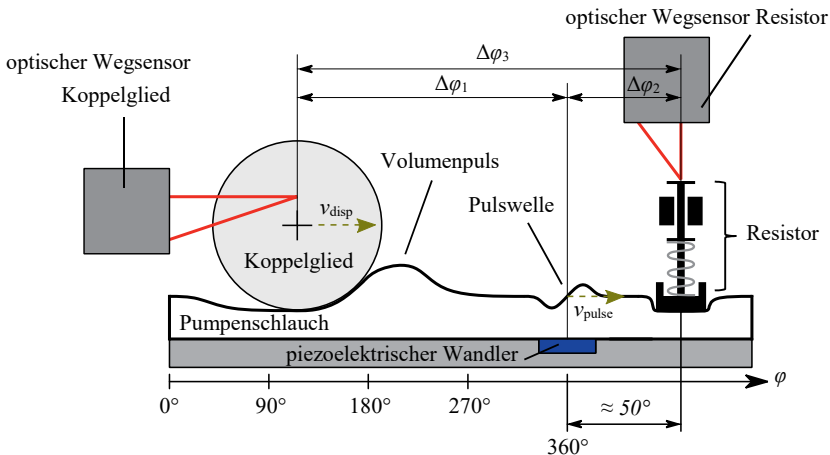


Abbildung 7.15: Schematische, abgerollte Darstellung der Pumpeneinheit mit Messanordnung zum Erfassen der Pulswelle sowie der Koppelglied- und Resistorbewegung



Diese Messanordnung ermöglicht neben dem bereits beschriebenen Detektieren der Pulsquelle außerdem das Erfassen der Resistorbewegung und der Bewegung des Koppelgliedes mit Hilfe der zwei optischen Abstandssensoren. Für das Untersuchen der Pulsquelle innerhalb der Pumpeneinheit sind besonders die zeitlichen Abfolgen der Pulsquelle und der Resistorbewegung relativ zur Koppelgliedbewegung von Interesse. Aus diesem Grund erfolgt eine Betrachtung der Phasenverschiebung der gemessenen Signale bezüglich des Koppelgliedes in Abhängigkeit der Oszillationsfrequenz  $f$ . Zum Erfassen der Pulsquelle befindet sich der piezoelektrische Wandler dazu am Ausgang der Pumpeneinheit bei  $\varphi = 360^\circ$ . Konstruktionsbedingt beträgt der Abstand zwischen dem Ausgang der Pumpeneinheit und der Wirkstelle des Resistors ca.  $50^\circ$  bezüglich des Umlaufwinkels  $\varphi$ . Im Rahmen der durchgeführten Messungen werden die Phasenverschiebung  $\Delta\varphi_1$  zwischen der Pulsquelle und dem Koppelglied,  $\Delta\varphi_2$  zwischen der Pulsquelle und der Resistorauslenkung und  $\Delta\varphi_3$  zwischen der Resistorauslenkung und dem Koppelglied über mehrere Perioden erfasst und gemittelt. Die Schwankung der Messpunkte liegt unterhalb von  $5^\circ$ . Abbildung 7.16 zeigt die im Frequenzbereich von  $f = (60 \dots 150)$  Hz gemessenen Phasenverschiebungen.

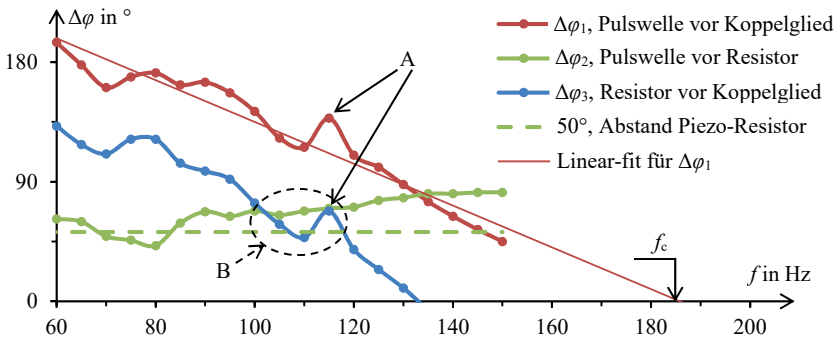


Abbildung 7.16: Gemessene Phasenverschiebungen  $\Delta\varphi_1$ ,  $\Delta\varphi_2$  und  $\Delta\varphi_3$  in Abhängigkeit der Oszillationsfrequenz  $f$  bei  $r_{\text{osc}} = 100 \mu\text{m}$  und  $s_{\text{op}} = 4,45 \text{ mm}$  mit Linear-fit für  $\Delta\varphi_1$

Das dargestellte Phasendiagramm bestätigt die in Abschnitt 4.2.1 beschriebene Funktionsweise des Pumpprinzips. Hervorgerufen von der Koppelgliedbewegung breitet sich innerhalb des Pumpenschlauches eine Pulsquelle aus, deren Ausbreitungsgeschwindigkeit der Pulswellengeschwindigkeit  $v_{\text{pulse}}$  entspricht und durch den Pumpenschlauch und das darin befindliche Medium definiert ist. Das Koppelglied selbst bewegt sich mit der Geschwindigkeit  $v_{\text{disp}}$ . Aufgrund dieser unterschiedlichen Geschwindigkeiten kommt es zum Phasenversatz  $\Delta\varphi_1$  (roter Graph) zwischen der Pulsquelle und dem Koppelglied. Dieser Phasenversatz nimmt mit zunehmender Frequenz ab, da  $v_{\text{disp}}$  proportional zu  $f$  ansteigt, während hingegen  $v_{\text{pulse}}$  konstant bleibt. In erster

Näherung kann  $\Delta\varphi_1$  daher mit einer linearen Trendlinie beschrieben und über den Messbereich hinaus extrapoliert werden.

Anhand der eingezeichneten Trendlinie ist die Frequenz  $f = f_c \approx 186$  Hz für den Fall  $\Delta\varphi_1 = 0$  am Schnittpunkt mit der Abszissenachse ablesbar. In diesem Punkt entspricht die Geschwindigkeit des Koppelgliedes der Pulswellengeschwindigkeit ( $v_{\text{disp}} = v_{\text{pulse}}$ ). Nach Gl. (4.2) ergibt sich daraus  $v_{\text{disp}} = v_{\text{pulse}} = 51,27$  m/s. Verglichen mit der in Abschnitt 5.1.3 d) durch Laufzeitmessung am freien Schlauch ermittelten Pulswellengeschwindigkeit  $v_{\text{pulse}} = 40,19$  m/s ist durch die Messung im Phasendiagramm eine Vergrößerung der Ausbreitungsgeschwindigkeit um ca. 11 m/s nachweisbar. Diese Vergrößerung resultiert, wie bereits in Abschnitt 5.1.3 d) beschrieben, aus der Anordnung des Pumpenschlauches in der Nut zwischen Koppelglied und Schlauchwiderlager, wodurch der Schlauch in seiner dynamischen Verformbarkeit eingeschränkt wird, was wiederum eine Erhöhung der Pulswellengeschwindigkeit im Vergleich zum freien Schlauch nach sich zieht.

Die innerhalb der Schlauchwindung fortschreitende Pulswelle leitet das Auslenken des Resistors ein. In Abbildung 7.16 repräsentiert der grüne Graph die Phasenverschiebung  $\Delta\varphi_2$  zwischen der Pulswelle und der Resistorauslenkung. Der Versatz von  $50^\circ$  zwischen dem piezoelektrischen Wandler und der Resistorwirkstelle ist im Phasendiagramm durch die grüne Strichlinie gekennzeichnet. Mit zunehmender Oszillationsfrequenz  $f$  steigt der Phasenversatz  $\Delta\varphi_2$  zwischen Erregung (Pulswelle) und Folge (Resistorauslenkung) von den konstruktionsbedingten  $50^\circ$  an. Dieser Anstieg begründet sich durch die in der Resistorbaugruppe wirkende Massenträgheit und dem daraus folgenden Phasenversatz zwischen Erregung und Auslenkung (vgl. Resistorfrequenzgang in Abbildung 7.14).

Der blaue Graph im Phasendiagramm zeigt die Phasenverschiebung  $\Delta\varphi_3$  zwischen der Resistorauslenkung und dem Koppelglied. Diese stellt dar, wie weit das Koppelglied vom Resistor entfernt ist, wenn dieser beginnt, sich zu öffnen.

Für die Funktionsweise der nicht-okklusiven Schlauchpumpe ist besonders der Schnittpunkt der Graphen  $\Delta\varphi_3$  und  $\Delta\varphi_2$  interessant. In diesem Punkt öffnet der Resistor erst, wenn das Koppelglied bereits am Ende der Schlauchwindung ( $\varphi = 360^\circ$ ) angekommen ist. Ab diesem Punkt kommt es zu der in Abbildung 7.12 gezeigten Sättigung von  $Q_{\text{max}}$ , da das verdrängte Volumen nicht mehr durch den bereits durch die Pulswelle geöffneten Resistor strömen kann und somit einen erhöhten Strömungswiderstand überwinden muss. Außerdem führen Reflexionsvorgänge der Pulswelle an der Resistorwirkstelle zu Unstetigkeiten in den Graphen  $\Delta\varphi_1$  und  $\Delta\varphi_3$  (siehe Markierung „A“ in Abbildung 7.16). Aus diesem Grund ergibt sich aus dem Schnittpunkt der Graphen  $\Delta\varphi_3$  und  $\Delta\varphi_2$  der mit „B“ markierte Schnittbereich. Dieser Bereich erstreckt sich auf  $f = (100 \dots 120)$  Hz und begründet die Unstetigkeiten in der Messung des Flusses  $Q_{\text{max}}$  bei hydraulischem Kurzschluss in Abbildung 7.12.

## 7.4 Kennlinienfeld der nicht-okklusiven Schlauchpumpe

In Abhängigkeit der Oszillationsamplitude  $r_{osc}$  ergibt sich für das Funktionsmuster der nicht-okklusiven Schlauchpumpe ein Kennlinienfeld der Druck-Volumenstrom-Kennlinie ( $p_{out} = f(Q_{out})$ ). Das Erfassen der einzelnen Kennlinien erfolgt analog zu den in Abschnitt 7.2.3 beschriebenen Messungen. Abbildung 7.17 zeigt ein gemessenes Kennlinienfeld der nicht-okklusiven Schlauchpumpe in Abhängigkeit der mittleren Oszillationsamplitude  $r_{osc,m}$ . Die Standardabweichung der Durchflussmessung liegt dabei unterhalb von 6 ml/min, die der Druckmessung unterhalb von 0,5 kPa.

Beim Betrachten des Kennlinienfeldes ist erkennbar, dass ein Vergrößern von  $r_{osc,m}$  eine gleichmäßige Verschiebung der Pumpenkennlinie in Richtung beider Koordinatenachsen zur Folge hat. Die Verschiebung ist unabhängig vom Anstieg der Kennlinie, welcher dem wirksamen hydraulischen Innenwiderstand  $R_i'$  entspricht. Diese Eigenschaften zeigen die gute Steuerbarkeit der Pumpleistung und sind in Bezug auf den in Abschnitt 7.5.2 untersuchten pulsatischen Betrieb der Pumpe vorteilhaft.

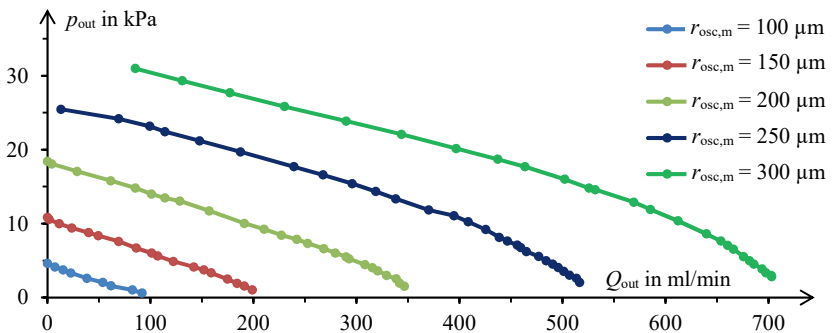


Abbildung 7.17: Gemessenes Kennlinienfeld des Funktionsmusters der nicht-okklusiven Schlauchpumpe in Abhängigkeit der Oszillationsamplitude  $r_{osc,m}$  bei  $f = 100$  Hz und  $s_{op} = 4,45$  mm

## 7.5 Betriebsarten

Die Funktionsweise der nicht-okklusiven Schlauchpumpe ermöglicht neben dem kontinuierlichen Betrieb zum Erzeugen eines pulsationsarmen Flusses außerdem einen pulsatischen Betrieb zum Erzeugen von dynamisch veränderlichen Flüssen (vgl. F2 in Kapitel 3). Die folgenden zwei Abschnitte beschäftigen sich mit der Messung der Ungleichförmigkeit  $\delta_Q$  des Volumenstromes (vgl. Abschnitt 2.2.3) im kontinuierlichen Betrieb und der umsetzbaren Volumenstrompulsation

im pulsatilen Betrieb des Funktionsmusters der nicht-okklusiven Schlauchpumpe anhand eines Beispiels. Das Erfassen des Volumenstromes  $Q_{\text{out}}$  erfolgt ohne Gegendruck am Pumpenausgang ( $p_{\text{out}} = 0$ ) mit dem Durchflusssensor (Typ: CO.55/060 V2.0, Firma Sonotec), der maximal vom Sensor unterstützen zeitlichen Auflösung von 5 ms und einer Messgenauigkeit von  $\pm 2\%$  des Messwertes [SON19].

### 7.5.1 Kontinuierlicher Betrieb

Zum Untersuchen der Ungleichförmigkeit  $\delta_Q$  (vgl. Abschnitt 2.2.3) des Volumenstromes im kontinuierlichen Betrieb der nicht-okklusiven Schlauchpumpe wurde ein mittlerer Fluss von  $Q_{\text{out}} \approx 300$  ml/min gewählt. Diesem Fluss liegen eine mittlere Oszillationsamplitude  $r_{\text{osc,m}} = 175$   $\mu\text{m}$  und eine Oszillationsfrequenz  $f = 100$  Hz zugrunde. Der blaue Graph in Abbildung 7.18 zeigt den zeitlichen Verlauf von  $Q_{\text{out}}$  der nicht-okklusiven Schlauchpumpe. Zur Gegenüberstellung zeigt der rote Graph den Volumenstrom einer konventionellen Schlauchpumpe (Typ: MCP Process, Firma Ismatec). Zum Betreiben dieser Schlauchpumpe wurde ein Pumpenkopf (Typ: Pro-380, Firma Ismatec) mit drei Rollen ( $z = 3$ ) verwendet und mit einer Drehzahl von  $n_r = 82,3$  1/min betrieben, um den mittleren Fluss von  $Q_{\text{out}} \approx 300$  ml/min einzustellen. Zur direkten Vergleichbarkeit der Ergebnisse wurde die konventionelle Schlauchpumpe mit dem üblichen Pumpenschlauch (siehe Abschnitt 5.1.3) der nicht-okklusiven Schlauchpumpe betrieben.

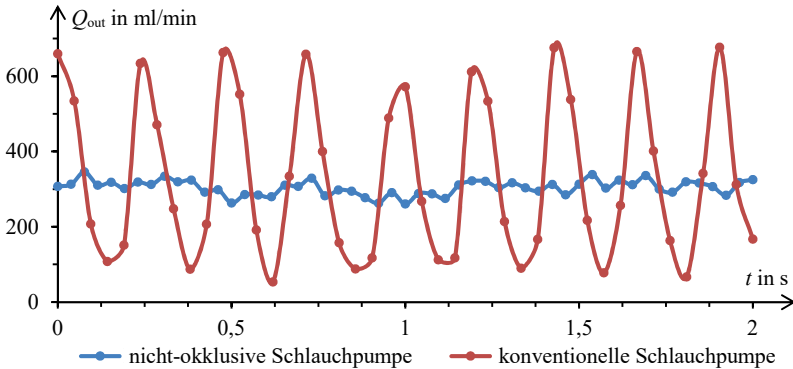


Abbildung 7.18: Gegenüberstellung des Flusses  $Q_{\text{out}}$  der nicht-okklusiven Schlauchpumpe ( $r_{\text{osc,m}} = 175$   $\mu\text{m}$ ,  $f = 100$  Hz,  $s_{\text{op}} = 4,45$  mm) beim kontinuierlichen Betrieb mit dem Fluss einer konventionellen Schlauchpumpe ( $n_r = 82,3$  1/min,  $z = 3$ )

Beim Betrachten der gemessenen Volumenströme kann ein deutlicher Unterschied in der Ungleichförmigkeit  $\delta_Q$  des Volumenstromes festgestellt werden. Im gezeigten Messintervall von

2 s beträgt die nach Gl. (2.5) berechnete Ungleichförmigkeit der nicht-okklusiven Schlauchpumpe  $\delta_Q \approx 28\%$ . Im Gegensatz dazu beträgt die Ungleichförmigkeit der konventionellen Schlauchpumpe  $\delta_Q \approx 188\%$ .

Die Pulsationsfrequenz der konventionellen Schlauchpumpe beträgt ca. 4 Hz und ist auf deren Drehzahl  $n_r$  und die Rollenzahl  $z$  des verwendeten Pumpenkopfes zurückzuführen. Aufgrund der Oszillationsfrequenz  $f = 100$  Hz ist auch am Ausgang der nicht-okklusiven Schlauchpumpe theoretisch mit einer Pulsationsfrequenz von 100 Hz zu rechnen. Die Elastizität des im Experiment genutzten Pumpenschlauches führt in Kombination mit der Trägheit des Pumpmediums zu einem Tiefpassverhalten. Aus diesem Grund wird die höherfrequente Pulsation der nicht-okklusiven Schlauchpumpe deutlich mehr gedämpft als die niederfrequente Pulsation der konventionellen Schlauchpumpe. Zusätzlich dazu ist beim Bewerten der Ungleichförmigkeit von  $Q_{\text{out}}$  der nicht-okklusiven Schlauchpumpe die zeitliche Auflösung des verfügbaren Durchflusssensors zu beachten. Im Experiment liegt eine Zeitauflösung von 40 ms zugrunde. Deshalb ist eine eventuell vorhandene höherfrequente Volumenstrompulsation nicht vollständig ausschließbar.

### 7.5.2 Pulsatiler Betrieb

Das im Lösungskonzept ausgewählte Prinzip des Schwingankerantriebs ermöglicht durch eine Steuerung des Spulenstromes ein Beeinflussen der Oszillationsamplitude und somit das Modulieren des durch die nicht-okklusive Schlauchpumpe erzeugten Flusses  $Q_{\text{out}}$ . Auf diese Weise ist eine dynamische Volumenstrompulsation (vgl. F2 in Kapitel 3) umsetzbar. Abbildung 7.19 zeigt den Fluss  $Q_{\text{out}}$  der nicht-okklusiven Schlauchpumpe mit dynamischer Volumenstrompulsation.

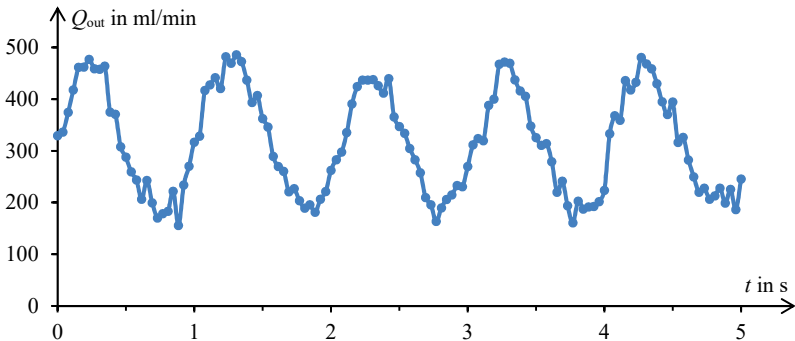


Abbildung 7.19: Gemessener Fluss  $Q_{\text{out}}$  der nicht-okklusiven Schlauchpumpe ( $r_{\text{osc,m}} = 175\ \mu\text{m}$ ,  $f = 100\ \text{Hz}$ ,  $s_{\text{op}} = 4,45\ \text{mm}$ ) beim pulsatilen Betrieb mit einer Pulsationsfrequenz von 1 Hz

Zu diesem Zweck wurde den Spulenströmen exemplarisch ein Sinussignal mit einer Frequenz von 1 Hz aufgeprägt. Infolgedessen variiert die mittlere Oszillationsamplitude im Bereich  $r_{osc,m} = (175 \pm 40) \mu\text{m}$ . Diese Variation führt im dargestellten Intervall zu einer dynamischen Volumenstrompulsation von  $Q_{out} \approx (320 \pm 165) \text{ ml/min}$ . Der Verlauf des Graphen zeigt dabei einen periodischen Verlauf um den Mittelwert von ca. 320 ml/min mit einer mittleren Amplitude von 165 ml/min.

Die Eigenschaft der nicht-okklusiven Schlauchpumpe, neben sehr gleichmäßigen Volumenströmen auch gezielt dynamisch veränderliche Volumenströme zu erzeugen, ist neuartig für Schlauchpumpen und stellt ein Alleinstellungsmerkmal im Vergleich zu konventionellen Schlauchpumpen dar.

## 7.6 Untersuchung der Blutschädigung

Die in den vorangegangenen Abschnitten durchgeführten Untersuchungen haben sich mit der Modellverifizierung und den hydraulischen Eigenschaften der nicht-okklusiven Schlauchpumpe beschäftigt. Zusätzlich dazu ist das Bestimmen der vom Pumpenprinzip verursachten Blutschädigung in Form von Hämolyse für die Validierung des gesamten Konzepts der nicht-okklusiven Schlauchpumpe notwendig. Das zu diesem Zweck durchgeführte Vergleichsexperiment dient der Gegenüberstellung der mechanischen Hämolyse einer konventionellen Rollenpumpe mit der der nicht-okklusiven Schlauchpumpe. Wie in Blutschädigungsuntersuchungen üblich, wird dafür Schweineblut als Pumpmedium genutzt [TAM97, PAU03]. Die Versuchsdurchführung erfolgte am Institut für Biomedizinische Technik der Technischen Universität Dresden.

### 7.6.1 Versuchsaufbau

Abbildung 7.20 zeigt den schematischen Aufbau des Vergleichsexperiments mit zwei Testkreisläufen. Dabei sind die beiden Kreisläufe K1 und K2 sowie die für die Versuchsdurchführung notwendige Peripherie in Form eines Wärmetauschers und der Gaszufuhr zum Versorgen des Blutes dargestellt. Die Kreisläufe enthalten jeweils ein Reservoir (Typ: mvc 730, Firma Medos), einen Oxygenator (Typ: hilite 1000, Firma Medos) sowie einen nicht-invasiven Durchflusssensor (Typ: CO.55/060 V2.0, Firma Sonotec) und unterscheiden sich lediglich in der Pumpe, welche den Blutkreislauf antreibt. Im Kreislauf K1 findet dafür eine konventionelle Rollenpumpe (Pumpenkopf Typ: Pro-280 ISM 785, 2 Rollen, Firma Ismatec) als Referenz Verwendung. Die nicht-okklusive Schlauchpumpe betreibt den Kreislauf K2. Um aussagekräftige Ergebnisse hinsichtlich der von der verwendeten Pumpe erzeugten Hämolyse zu erhalten, sind beide Testkreisläufe K1 und K2 mit identischen Schläuchen (Typ: ECC-SIK,  $d_{\text{tube},i} = 3/16''$ ,  $w_{\text{tube}} = 1/16''$ , Firma Raumedic) aufgebaut. Zwischen dem Reservoirausgang und dem Oxygenatoreingang ist ein Schlauch mit einer Länge von 83 cm angeordnet, welcher durch die jeweiligen Pumpen

geführt wird. Der zweite Schlauch besitzt eine Länge von 70 cm und verbindet den jeweiligen Oxygenatorausgang mit dem Reservoirzugang. Innerhalb dieses Verbindungsstücks durchläuft der Schlauch außerdem den nicht-invasiven Durchflusssensor. Abbildung 7.21 zeigt den detaillierten Aufbau des Kreislaufes K2 mit den darin befindlichen Elementen.

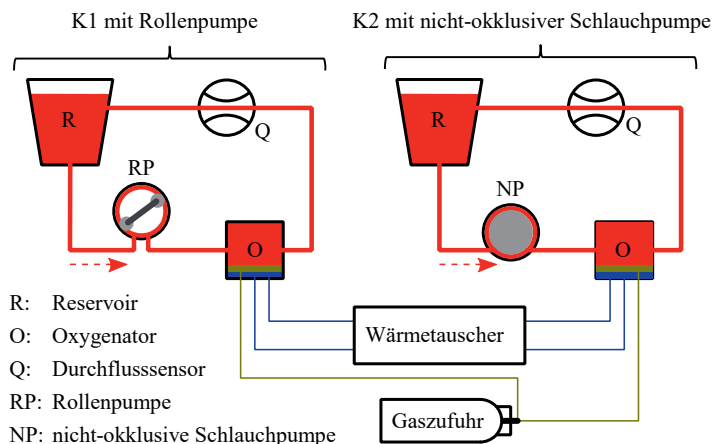


Abbildung 7.20: Schematischer Aufbau der Blutkreisläufe zum Erfassen der Hämolyse im Direktvergleich von konventioneller Rollenpumpe (K1) und nicht-okklusiver Schlauchpumpe (K2)

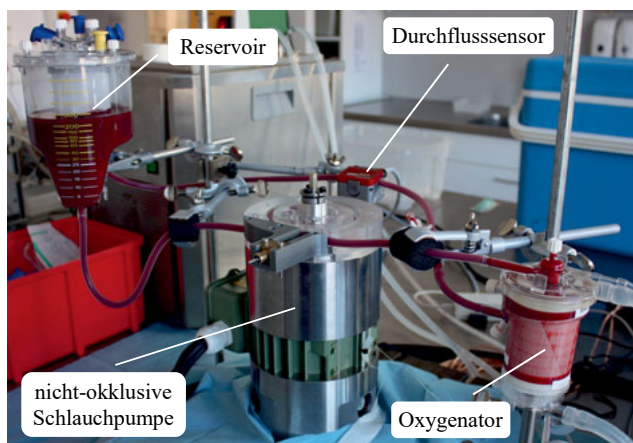


Abbildung 7.21: Praktischer Aufbau der Versuchsanordnung des Kreislaufes K2 mit nicht-okklusiver Schlauchpumpe

Die Versuchsdurchführung findet mit Schweineblut (weibliches Schwein, Deutsche Landrasse) statt. Das Blut wird am Versuchstag von einem Schlachthof frisch zur Verfügung gestellt und unter Zugabe von Heparin als Antikoagulationsmittel gekühlt zum Versuchsort transportiert. Die Entnahme, der Transport und der Versuchsbeginn liegen in einer Zeitspanne  $< 3$  h.

### 7.6.2 Versuchsdurchführung

Für die Vergleichsmessung der Hämolyse werden ein Volumenstrom von  $Q = 300$  ml/min und eine Versuchszeit von 240 min gewählt. Diese Parameter orientieren sich an Standardexperimenten für Organperfusionssysteme [GRA15]. Die nicht-okklusive Schlauchpumpe wird zum Erreichen des gewünschten Flusses mit einer Oszillationsamplitude  $r_{osc} \approx 250$   $\mu$ m, einer Oszillationsfrequenz  $f = 104$  Hz und einem Resistorarbeitspunkt  $s_{op} = 4,5$  mm betrieben. Das Temperieren der Blutkreisläufe erfolgt mit Hilfe des Wärmetauschers auf eine Temperatur von 37 °C. Die Gaszufuhr des Blutes wird über die Oxygenatoren mit Hilfe einer Gaszusammensetzung aus 15 Vol.-% Sauerstoff ( $O_2$ ), 7 Vol.-% Kohlenstoffdioxid ( $CO_2$ ) und 78 Vol.-% Stickstoff (N) sichergestellt.

Zu Beginn des Versuches sind die beiden Kreisläufe mit Ringerlösung (wässrige Infusionslösung) gefüllt, entlüftet, temperiert und in Betrieb genommen. Nach Entfernen der überflüssigen Ringerlösung aus den Testkreisläufen erfolgt die Zugabe von jeweils  $V_b = 200$  ml Blut in die Kreisläufe. Das restliche Blut verbleibt unter Kühlung in einem Aufbewahrungsgefäß (Weithalsflasche, WHF) und dient als Referenzprobe während des Versuchs.

Das Experiment startet mit der Inbetriebnahme der beiden Kreisläufe. Zum gleichen Zeitpunkt erfolgt die Entnahme der ersten Blutproben (K1, K2, WHF). Im weiteren Verlauf des Experiments werden mit einem Intervall von 30 min jeweils eine Probe aus den beiden Kreisläufen und der Weithalsflasche entnommen. Diese Proben dienen als Grundlage für das im folgenden Abschnitt beschriebene Erfassen der Hämolyse.

### 7.6.3 Messung der Hämolyse

Wie bereits in Abschnitt 2.3.3 beschrieben, handelt es sich bei der Hämolyse um eine Schädigung bzw. eine Zerstörung der Zellhülle der Erythrozyten. Infolgedessen wird das innerhalb der Erythrozyten befindliche Hämoglobin im Blutplasma gelöst, was zu einer Rotfärbung des Blutplasmas führt. Diese Verfärbung kann mit Hilfe eines photometrischen Verfahrens detektiert werden und dient als Kenngröße der vorliegenden Hämolyse. Zu diesem Zweck wird dem Blutplasma der entnommenen Proben eine Hämoglobin-Reagenz (Typ: freies Hämoglobin fHb Cyanhämoglobin-Methode, 2-Wellenlängen-Methode (540/680nm) nach Tapernon, Firma bio-analytik) zugefügt. Anschließend können die Intensitäten der Wellenlängen 540 nm und 680 nm mit Hilfe eines Spektralphotometers (Typ: Spectramax PLUS 384, Firma Molecular Devices)



erfasst und nach [BIO19] in den Anteil des freien Plasmahämoglobins  $fHb$  pro Plasmavolumen umgerechnet werden. Analog dazu findet das Bestimmen des Gesamthämoglobingehalts  $Hb$  mit der Reagenz (Typ: Hämoglobin Cyanhämoglobin-Methode, mod. Nach DIN 58931, Firma bioanalytik) [BIO19a] statt. Abschließend wird der Hämatokritgehalt  $Hct$  (Anteil der Zellbestandteile) durch Zentrifugieren der Blutproben ermittelt.

Neben dem Anteil des freien Plasmahämoglobins  $fHb$  im Verhältnis zum Gesamthämoglobin  $Hb$  als Hämolysenngroße existieren eine Vielzahl von Hämolysenindizes. Diese Indizes normieren die Hämolysen auf die jeweiligen Messbedingungen und ermöglichen dadurch eine bessere Vergleichbarkeit unterschiedlicher Experimente. Im Rahmen dieser Arbeit wird der normierte Hämolysenindex  $NIH$  verwendet, welcher in der Norm für Reservoir-Systeme (ISO 15674) [ISO16] definiert ist. Dieser Hämolysenindex beschreibt die Masse des freien Hämoglobins im Plasma, welche nach der Zirkulation von 100 l Blut freigesetzt wurde. Gl. (7.1) zeigt die zugeschnittene Größengleichung zum Berechnen des normierten Hämolysenindex  $NIH$  [ISO16]:

$$NIH_t \left( \frac{g}{100 l} \right) = [fHb_t(g/l) - fHb_{t_0}(g/l)] \cdot V_b(l) \cdot \frac{100 - Hct_t(\%)}{100} \cdot \frac{100}{Q(l/min) \cdot t(min)}. \quad (7.1)$$

Neben den Parametern  $fHb_t$  und  $Hct_t$  zum Messzeitpunkt gehen außerdem das freie Plasmahämoglobin  $fHb_{t_0}$  zum Versuchsbeginn, das im Kreislauf befindliche Blutvolumen  $V_b$ , der im Versuch eingestellte Volumenstrom  $Q$  und der Zeitpunkt  $t$  der Probenentnahme in die Berechnung ein.

## 7.6.4 Ergebnisse

Zum Ende des Versuches kann bereits visuell ein Unterschied zwischen den beiden Kreisläufen und damit auch zwischen den beiden verwendeten Pumpen festgestellt werden. Abbildung 7.22 zeigt die zentrifugierten Blutproben zum Versuchsende (240 min). Im linken Teil ist die Probe des Kreislaufes K1 mit Rollenpumpe und im rechten Teil die Probe des Kreislaufes K2 mit nicht-okklusiver Schlauchpumpe dargestellt.

Durch das Zentrifugieren befindet sich im unteren Teil der Proben jeweils der Anteil der festen Blutbestandteile und im oberen Teil das Blutplasma mit dem darin gelösten freien Hämoglobin (freies Plasmahämoglobin  $fHb$ ). In Abbildung 7.22 ist ein deutlicher Unterschied in der Intensität der Rotfärbung des Plasmas zwischen den beiden Proben erkennbar. Die Probe aus K1 weist eine stärkere Färbung infolge des größeren Plasmahämoglobinanteils und demnach eine größere Hämolysen als die Probe aus K2 auf.

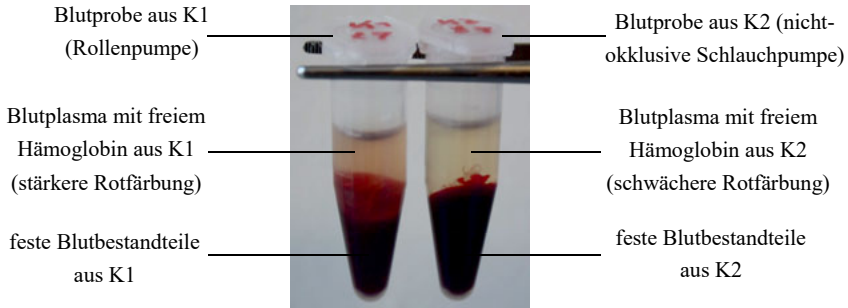


Abbildung 7.22: Zentrifugierte Blutproben der Kreisläufe K1 (Rollenpumpe, linkes Gefäß) und K2 (nicht-okklusive Schlauchpumpe, rechtes Gefäß) zum Versuchsende; stärkere Rotfärbung in K1 aufgrund größerer Hämolyse im Vergleich zu K2

Abbildung 7.23 zeigt den gemessenen zeitlichen Verlauf des freien Plasmahämoglobins  $fHb$  im Verhältnis zum Gesamthämoglobin  $Hb$ .

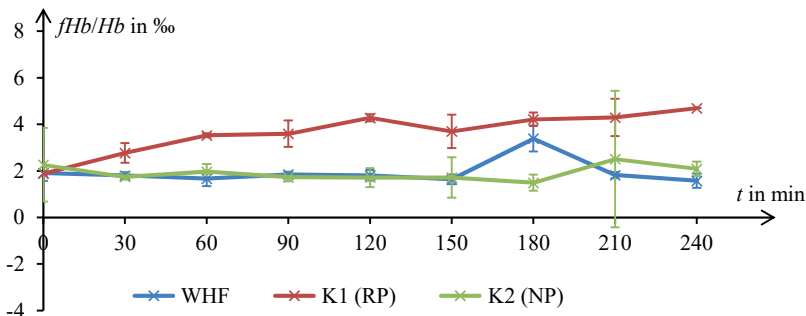


Abbildung 7.23: Zeitlicher Verlauf des freien Plasmahämoglobins  $fHb$  im Verhältnis zum Gesamthämoglobin  $Hb$  von K1 (Rollenpumpe), K2 (nicht-okklusive Schlauchpumpe) und der Weithalsflasche (WHF)

Die Messpunkte entsprechen den Mittelwerten der Einzelmessungen. Die zugehörigen Fehlerbalken kennzeichnen das jeweilige Vertrauensintervall mit einem Konfidenzniveau von 95 %. Aufgrund des Messintervalls von 30 min zwischen den Probenentnahmen und dem damit verbundenen Verarbeitungsaufwand (Zentrifugieren,  $Hct$  bestimmen, Reaktionszeit der Reagenz, Photometrie) konnten nur drei Einzelmessungen je Probe und Messzeitpunkt durchgeführt werden. Bedingt durch die geringe Anzahl der Einzelmessungen und der Messunsicherheit des Spektralphotometers in Zusammenhang mit der verwendeten Reagenz ergeben sich teilweise vergrößerte Vertrauensbereiche, siehe z. B. K2 zum Zeitpunkt  $t = 210$  min. Bis auf einige Aus-

nahmen überschneiden sich die Vertrauensbereiche der einzelnen Graphen jedoch nicht, weshalb die durchgeführte Messung als aussagekräftig für die Beurteilung der Blutschädigung betrachtet werden kann.

Die in Abbildung 7.23 dargestellten Graphen zeigen eine deutliche Zunahme von  $fHb/Hb$  im Kreislauf K1 der konventionellen Rollenpumpe. Im Gegensatz dazu stagniert  $fHb/Hb$  im Kreislauf K2 der nicht-okklusiven Schlauchpumpe und im Referenzgefäß (WHF). Zum Ende des Versuchs ist der relative Plasmahämoglobingehalt  $fHb/Hb$  in K1 mehr als doppelt so groß (ca. 124 % größer in Bezug zu K2) wie in K2. Dies bestätigt die visuelle Beurteilung aus Abbildung 7.22, wonach die konventionelle Rollenpumpe deutlich mehr Hämolyse verursacht als die nicht-okklusive Schlauchpumpe.

Die Stagnation von  $fHb/Hb$  der Referenzprobe (WHF) deutet auf eine gute Blutqualität und einen fehlerfreien Umgang während der Entnahme des Blutes im Schlachthof und dessen Transport hin. Auf diese Weise ist sichergestellt, dass keine Vorschädigung des Blutes vorliegt, welche die Versuchsergebnisse verfälschen könnte. Zum Versuchsende ist die Abweichung des relativen freien Plasmahämoglobingehalts  $fHb/Hb$  zwischen K2 und WHF mit ca. 0,5 % sehr klein und liegt im Bereich des Vertrauensintervalls.

Zusätzlich zur Auswertung des freien Plasmahämoglobins erfolgt das Auswerten der Messergebnisse hinsichtlich des normierten Hämolyseindex  $NIH$  nach Gl. (7.1). Abbildung 7.24 zeigt den zeitlichen Verlauf von  $NIH$  für K1 und K2.

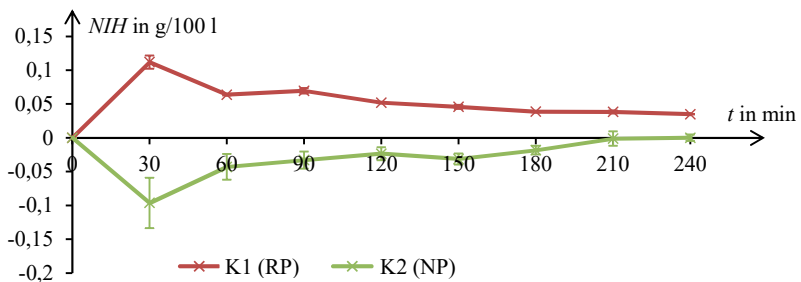


Abbildung 7.24: Zeitlicher Verlauf des normierten Hämolyseindex  $NIH$  von K1 (Rollenpumpe) und K2 (nicht-okklusive Schlauchpumpe)

Die dargestellten Messergebnisse bestätigen die Ergebnisse der vorangegangenen Auswertung. Der Hämolyseindex von K1 (Rollenpumpe) steigt zu Beginn stark an, fällt anschließend und liegt zum Versuchsende bei  $NIH_{240} \approx (0,035 \pm 0,0002) \text{ g/100 l}$ . Der Verlauf des Hämolyseindex von K2 (nicht-okklusive Schlauchpumpe) zeigt breitere Vertrauensintervalle als der andere Verlauf auf. Außerdem liegt der Mittelwert des  $NIH$  von K2 zu Beginn unterhalb der

Abszissenachse und nähert sich gegen Versuchsende selbiger an. Der Hämolyseindex von K2 (nicht-okklusive Schlauchpumpe) beträgt zum Versuchsende  $NIH_{240} \approx (0 \pm 0,0048) \text{ g/100 l}$ . Somit sind der normierte Hämolyseindex und damit auch die verursachte Blutschädigung der der nicht-okklusiven Schlauchpumpe deutlich geringer als die der Rollenpumpe.

Bei dem im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Experiment handelt es sich um ein Einzelexperiment, welches eine erste Aussage über die Hämolyse der verglichenen Pumpen ermöglicht. Aufgrund von Schwankungen der Blutzusammensetzung, der Blutqualität und des Gesundheitszustandes des Schweins kann es bei einer Wiederholung des Experimentes zu einer Schwankung der Messergebnisse kommen, weshalb die Aufnahme einer Messreihe zur genaueren Beurteilung empfohlen wird. Bedingt durch den relativ großen Unterschied zwischen der Hämolyse der konventionellen Rollenpumpe und der nicht-okklusiven Schlauchpumpe ist jedoch nicht mit einer prinzipiellen Umkehrung der Messergebnisse zu rechnen.

Aufgrund des um 55,5 % geringeren Anteils an relativem Plasmahämoglobingehalt  $fHb/Hb$  bezüglich des Referenzkreislaufes ist das mit Hilfe des Lösungsansatzes aufgebaute Funktionsmuster der nicht-okklusiven Schlauchpumpe in der Lage, Blut im Vergleich zu konventionellen Rollenpumpen deutlich schonender zu fördern. Somit ist das Konzept der nicht-okklusiven Schlauchpumpe validiert.

Wie in Abschnitt 2.3.2 und 5.1.2 beschrieben, ist die dynamische Viskosität  $\eta$  von Blut im Vergleich zu Wasser ca. dreifach-größer. Aufgrund der höheren Reibungsverluste wird zum Betreiben des Pumpprinzipis mit viskoserem Medien, wie z. B. Blut, mehr mechanische Energie benötigt. Während der Versuchsdurchführung mit Schweineblut konnte der benötigte Volumenstrom  $Q = 300 \text{ ml/min}$  von dem Funktionsmuster der nicht-okklusiven Schlauchpumpe mit einer Oszillationsamplitude  $r_{osc} \approx 250 \text{ }\mu\text{m}$  und einer Oszillationsfrequenz  $f = 104 \text{ Hz}$  bereitgestellt werden. Somit wurde nachgewiesen, dass das aufgebaute Funktionsmuster zum Fördern von Blut mit einer im Vergleich zu Wasser ca. dreifach-größeren dynamischen Viskosität geeignet ist.

## 7.7 Zusammenfassung

Zum Verifizieren der in den Kapiteln 5 und 6 erarbeiteten Simulationsmodelle bezüglich des hydraulischen und mechanischen Verhaltens der nicht-okklusiven Schlauchpumpe wurden mehrere Experimente durchgeführt. Die im ersten Teil gezeigte Lastkraftmessung und die Messung des Amplitudenfrequenzgangs des Schwingankerantriebs verifizieren das erarbeitete MKS-Modell inklusive der Modellierung der dynamischen Rückstellkraft des Pumpenschlauches.

Im Anschluss wurden mehrere hydraulische Versuche mit verschiedenen Schwerpunkten durchgeführt. Das Untersuchen der transienten Signale, beispielsweise des dynamischen Drucks  $p_Q$  am Pumpenausgang, zeigt eine grundsätzliche Übereinstimmung der transienten Signale aus

Messung und Simulation. Während der Messungen wurde jedoch auch festgestellt, dass innerhalb des Pumpenschlauches Reflexionsvorgänge auftreten, welche zu Überlagerungen mit den vom Pumpenprinzip erzeugten Druckimpulsen führen. Dieses Verhalten ist vom hydraulischen Simulationsmodell aufgrund der diskreten Leitungselemente nicht abbildbar. Abgesehen von den Reflexionsvorgängen zeigt sich anhand der Verifizierung der Druck-Volumenstrom-Kennlinien ( $p_{\text{out}} = f(Q_{\text{out}})$ ), dass das Simulationsmodell in der Lage ist, die hydraulische Charakteristik der Pumpenanordnung abzubilden. Die erarbeiteten Simulationsmodelle sind damit verifiziert und können demzufolge als Grundlage für die Auslegung von nicht-okklusiven Schlauchpumpen genutzt werden.

Das während der Untersuchungen des Flusses bei hydraulischem Kurzschluss  $Q_{\text{max}}$  festgestellte typische Frequenzverhalten der nicht-okklusiven Schlauchpumpe dient zusammen mit dem im Rahmen der Messung der Pulswellenausbreitung generierten Phasendiagramm zum Bestätigen der im Lösungsansatz (vgl. Kapitel 4) aufgestellten Theorie zur Funktionsweise der nicht-okklusiven Schlauchpumpe.

Das aufgenommene Kennlinienfeld des aufgebauten Funktionsmusters zeigt die guten Steuereigenschaften des Pumpprinzips. Diese Eigenschaften ermöglichen außerdem eine dynamische Volumenstrompulsation durch Modulation der Oszillationsamplitude  $r_{\text{osc}}$ . In dieser Betriebsart ist eine Anwendung der Pumpentechnologie z. B. zum Erzeugen von Volumenstromimpulsen zum Nachahmen des Herzschlages denkbar. Im kontinuierlichen Betrieb zeigt die nicht-okklusive Schlauchpumpe eine deutlich geringere Volumenstrompulsation als eine konventionelle Rollenpumpe. Diese Eigenschaft ist besonders für sensible Prozesse sehr wichtig.

In einer abschließenden Untersuchung zur Beurteilung der Blutschädigung konnte im Direktvergleich zwischen einer konventionellen Rollenpumpe und der nicht-okklusiven Schlauchpumpe unter Verwendung von Schweineblut festgestellt werden, dass das nicht-okklusive Pumpenprinzip 55,5 % weniger relatives freies Plasmahämoglobin  $fHb/Hb$  verursacht als die Referenzpumpe. Damit wurde nachgewiesen, dass die entwickelte Pumpe eine deutlich geringere Hämolyse als eine vergleichbare konventionelle Rollenpumpe verursacht.

Die im Rahmen dieses Kapitels durchgeführten Parameteruntersuchungen beschränken sich aufgrund der Vielzahl vorhandener Einflussparameter auf die Steuerparameter  $f$  und  $r_{\text{osc}}$ . Im Anschluss an diese Arbeit sind deshalb die Einflüsse weiterer Parameter, wie z. B. Schlaucheigenschaften, Nutbreite  $w_{g0}$  und Arbeitspunkt der Schlauchquetschung an der Resistorwirkstelle  $s_{\text{op}}$  von Interesse. Des Weiteren ist die vom Pumpenprinzip verursachte Hämolyse im Rahmen einer Messreihe zu untersuchen, da im Rahmen dieser Arbeit nur ein Einzelexperiment durchgeführt werden konnte.

## 8 Richtlinien für den Entwurf einer nicht-okklusiven Schlauchpumpe

Im Rahmen dieser Arbeit gelang es, ein Simulationsmodell einer nicht-okklusiven Schlauchpumpe zu entwickeln sowie auf dessen Grundlage ein Funktionsmuster aufzubauen und in Betrieb zu nehmen. Nachfolgend werden die Arbeitsschritte, welche zum Entwurf einer nicht-okklusiven Schlauchpumpe mit Schwingankerantrieb notwendig sind, in chronologischer Reihenfolge dargestellt. Diese Arbeitsschritte führen ausgehend von der Anforderungsliste, über die Auswahl und Charakterisierung des Pumpenschlauches, die Parametrisierung der Simulationsmodelle und die konstruktive Umsetzung bis zur Inbetriebnahme sowie der Untersuchung der Betriebseigenschaften. Während des Entwurfsprozesses sind dabei mehrere Schleifen zu durchlaufen, welche sich durch gegenseitige Abhängigkeiten, z. B. die Verkopplung vom Frequenzverhalten des Resistors mit dessen konstruktiver Umsetzung, begründen. Der schematische Ablauf des gesamten Entwurfsprozesses ist in Abbildung 8.1 und Abbildung 8.2 dargestellt.

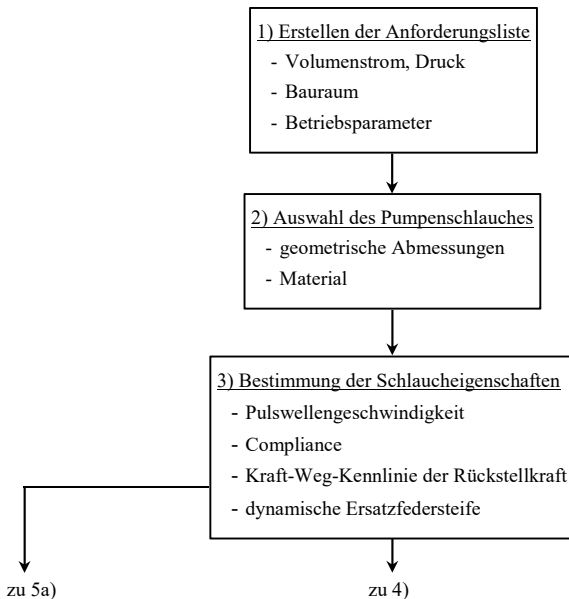


Abbildung 8.1: Entwurfsprozess für nicht-okklusive Schlauchpumpen mit Schwingankerantrieb  
(Teil 1)

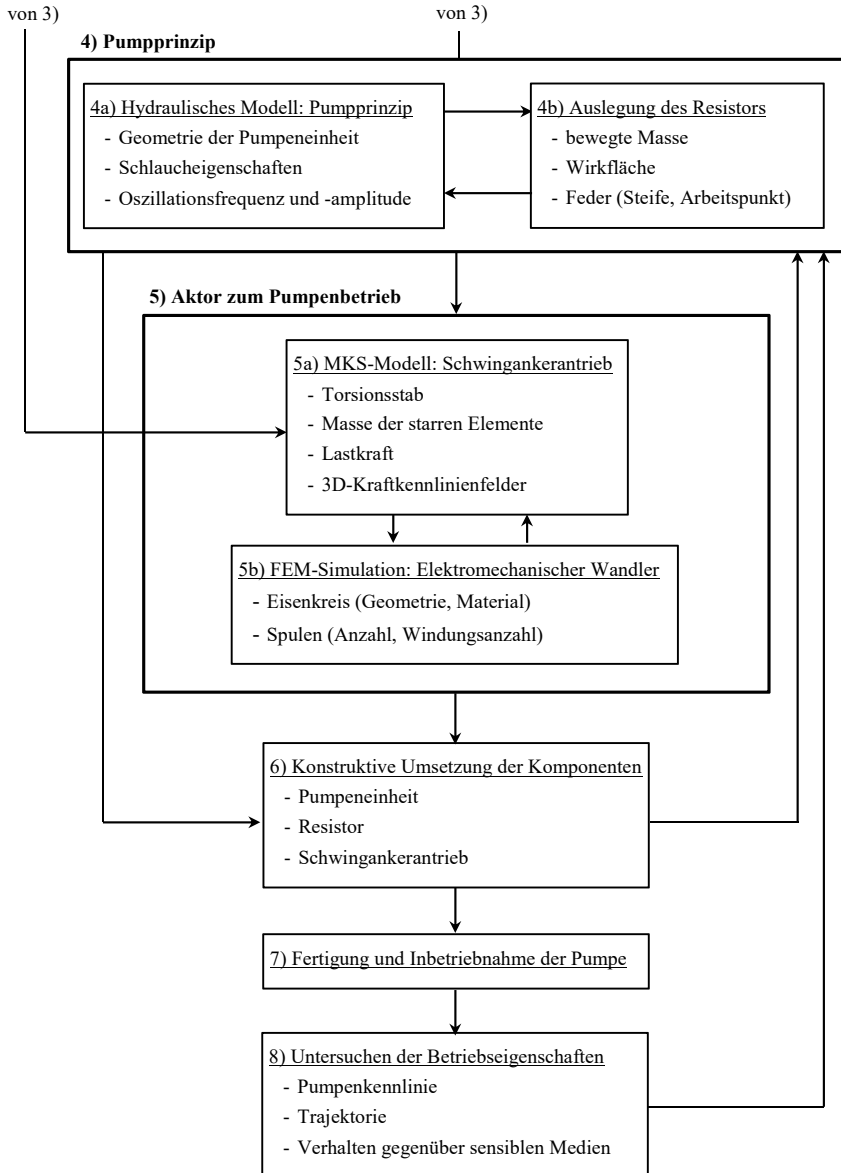


Abbildung 8.2: Entwurfsprozess für nicht-okklusive Schlauchpumpen mit Schwingankerantrieb  
(Teil 2)

## 9 Gesamtzusammenfassung und Ausblick

Dieses Kapitel fasst die erarbeiteten Inhalte und Ergebnisse abschließend zusammen und gibt einen Ausblick auf weiterführende Arbeiten, welche im Rahmen zukünftiger Forschungstätigkeit durchgeführt werden sollten.

### 9.1 Gesamtzusammenfassung

Der Inhalt der vorliegenden Arbeit befasst sich mit dem Entwerfen eines Lösungskonzeptes einer Schlauchpumpe, welche die Förderleistung ohne vollständige Schlauchquetschung generiert, sowie den theoretischen Betrachtungen, der Modellierung, der Simulation und einer ersten konstruktiven Umsetzung eines Funktionsmusters. Durch Einsatz der Teilokklusion werden die bei konventionellen Schlauchpumpen infolge der dort wirkenden vollständigen Okklusion des Pumpenschlauches auftretenden mechanischen Belastungen des Pumpmediums verringert. Dadurch ist beim Fördern von sensiblen Medien, wie z. B. Blut, eine deutliche Verringerung der Blutschädigung (Hämolyse) erreichbar.

Die Funktionsweise des Pumpprinzips und der bewusste Verzicht auf die vollständige Okklusion des Pumpenschlauches bedingt den in Kapitel 1 beschriebenen Widerspruch der Optimierungsziele, wonach trotz möglichst geringer mechanischer Belastung des Pumpmediums eine ausreichend große hydraulische Leistung vom Pumpprinzip umgesetzt werden soll. Im konkreten Fall der nicht-okklusiven Schlauchpumpe besteht dieser Widerspruch in dem in Folge der Teilokklusion zulässigen Rückfluss im Pumpenschlauch und dem durch die umlaufene exzentrische Oszillation verdrängten Volumen. Durch den Einsatz eines Resistors am Pumpenausgang lässt sich dieser Widerspruch lösen, indem der Rückfluss gedrosselt wird und das verdrängte Volumen, getriggert durch die im Pumpenschlauch fortlaufende Pulswelle, passieren kann.

Den Ausgangspunkt der Modellierung des hydraulischen Verhaltens der nicht-okklusiven Schlauchpumpe stellen die Geometrie und die mechanischen Eigenschaften des verwendeten Schlauches dar. Neben der Compliance und der dynamischen Ersatzfedersteife ist besonders die Pulswellengeschwindigkeit ein wichtiger Parameter für die Modellerstellung und die anschließende Dimensionierung der Pumpeneinheit. Das auf Grundlage der elektrisch-hydraulischen Analogie erarbeitete und mit dem mechanischen Modell des Resistors gekoppelte hydraulische Modell des Pumpprinzips ist in der Lage, das charakteristische Verhalten der nicht-okklusiven Pumpe anhand von transienten Signalverläufen und Pumpenkennlinien abzubilden.

Das zum Betreiben der nicht-okklusiven Schlauchpumpe gewählte Konzept des Schwingankerantriebs stellt eine effiziente Möglichkeit dar, die für den Betrieb der Pumpe notwendige umlaufende exzentrische Oszillation mit steuerbarer Oszillationsamplitude zu generieren. Der



Einsatz dieses Antriebskonzepts ist neu für die Anwendung zum Antrieb von Schlauchpumpen und stellt aufgrund des dynamischen Schwingungsverhaltens große Anforderungen an die Simulation des Gesamtsystems. Das zu diesem Zweck aufgebaute MKS-Modell des Schwingankerantriebs wird mit Hilfe zweier im Rahmen einer FEM-Simulation des elektromechanischen Wandlers berechneter 3D-Kraftkennlinienfelder erregt. Im Zusammenspiel mit der in der Pumpeneinheit vom Schlauch generierten mechanischen Last ist das erarbeitete MKS-Modell in der Lage, die Trajektorie des Koppelgliedes und damit die Oszillationsamplitude des Schwingankerantriebs in Abhängigkeit des Erregerstromes des elektromechanischen Wandlers zu berechnen.

Wie in Abbildung 8.1 und Abbildung 8.2 dargestellt, führen Abhängigkeiten der einzelnen Teilmodelle zu einer komplexen Verkopplung des Gesamtmodells. Besonders das Abstimmen der Amplituden- und Phasenfrequenzgänge des Resistors und des Schwingankerantriebs auf die im Rahmen des hydraulischen Modells berechneten Oszillationsfrequenzen im Zusammenhang mit der Pulswellengeschwindigkeit des gewählten Pumpenschlauches bedingen die komplexen Modellbeziehungen.

Die im Anschluss an die Modellierung und Simulation durchgeführten Verifizierungsmessungen am aufgebauten Funktionsmuster zeigen, dass die erarbeiteten Simulationsmodelle die in der Realität stattfindenden Vorgänge charakteristisch abbilden. Die durchgeführten Messungen zum transienten Verhalten der Pumpe verdeutlichen jedoch auch, dass die vom Pumpprinzip hervorgerufenen Pulswellen an Unstetigkeitsstellen im Pumpenschlauch reflektiert werden, woraus Drucküberhöhungen infolge der Überlagerung von Pulswellen und deren Reflexionen auftreten. Diese Vorgänge können vom Simulationsmodell und der dafür verwendeten Simulationsumgebung aufgrund der diskreten Leitungselemente ohne örtliche Auflösung der inneren Druckverhältnisse nicht abgebildet werden. Die daraus resultierenden Abweichungen zwischen den Messungen und den Simulationsergebnissen spiegeln sich jedoch nur gering in den berechneten Pumpenkennlinien wider und sind deshalb vertretbar.

Die im experimentellen Teil der Arbeit durchgeführten Phasenmessungen zur Pulsweite in Bezug auf die Koppelgliedbewegung und die Resistordynamik beweisen die in Kapitel 4 aufgestellte Theorie zum Pumpprinzip. Folglich können die erarbeiteten Simulationsmodelle als Entwurfswerkzeug für die Dimensionierung und Auslegung von nicht-okklusiven Schlauchpumpen genutzt werden. Abbildung 8.1 und Abbildung 8.2 beschreiben den dazu notwendigen Entwurfsprozess. Damit ist ein wichtiges Ziel der Arbeit erreicht.

Im Rahmen einer Untersuchung zur verursachten Blutschädigung der nicht-okklusiven Schlauchpumpe im Direktvergleich mit einer konventionellen Rollenpumpe (Referenzkreislauf) konnte bei einem Fluss von  $Q = 300 \text{ ml/min}$  ein um 55,5 % geringerer Anteil an relativem Plasmahämoglobingehalt  $fHb/Hb$  bezüglich des Referenzkreislaufes gemessen werden. Damit

ist nachgewiesen, dass die entwickelte Pumpentechnologie eine deutlich geringere Hämolyse als konventionelle Rollenpumpen verursacht. Somit ist die Eignung des Pumpprinzips für das sensible Medium Blut nachgewiesen.

Das aufgebaute Funktionsmuster der nicht-okklusiven Schlauchpumpe zeigt sehr gute Steuereigenschaften, da der erzeugte Volumenstrom direkt über die Oszillationsamplitude steuerbar ist. Aus diesem Grund können sowohl pulsationsfreie als auch dynamisch veränderliche Volumenströme, beispielsweise durch eine Modulation der Oszillationsamplitude bereitgestellt werden. Diese Funktion ist beispielsweise im Bereich der Organperfusionssysteme und bei In-vitro-Kreisläufen sehr interessant, um Versuche mit Volumenströmen durchzuführen, welche sich am natürlichen Herzschlag orientieren.

Auf Grundlage des Lösungskonzepts, seiner Modellierung und Simulation wurde ein Funktionsmuster einer nicht-okklusiven Schlauchpumpe aufgebaut, welches alle in Kapitel 3 aufgeführten Forderungen erfüllt. Zusätzlich zu diesen Forderungen ermöglicht das Funktionsmuster außerdem eine Senkung der Ungleichförmigkeit  $\delta_Q$  des Volumenstromes um 85 % im Vergleich zu einer konventionellen Rollenpumpe. Gepaart mit den bereits beschriebenen sehr guten Steuereigenschaften und dem schonenden Umgang mit dem Fördermedium zeigt das Pumpenkonzept der nicht-okklusiven Schlauchpumpe Eigenschaften, welche völlig neuartig für Schlauchpumpen sind. Aus diesem Grund besteht ein sehr großes Potential für weiterführende Arbeiten, die kommerzielle Umsetzung und die Spezialisierung des Pumpprinzips unter Nutzung der erarbeiteten Modelle.

Zusammenfassend wurden im Rahmen der Arbeit folgende neue wissenschaftliche Erkenntnisse gewonnen:

- Das entworfene Konzept der nicht-okklusiven Schlauchpumpe ermöglicht einen Pumpbetrieb, ohne den Pumpenschlauch vollständig zu okkludieren.
- Durch den Einsatz eines Durchflussresistors am Pumpenausgang kann der Rückfluss gedrosselt und somit die hydraulische Leistung der Pumpe gesteigert werden.
- Während des Pumpbetriebs breitet sich im Inneren des Pumpenschlauches zusätzlich zur umlaufenden Volumenverdrängung eine Pulschwelle aus.
- Für die Dimensionierung der nicht-okklusiven Schlauchpumpe sind der Schwingankerantrieb und die Resistorbaugruppe hinsichtlich ihres Frequenz- und Phasenverhaltens mit der Pulswellengeschwindigkeit im Pumpenschlauch und der Oszillationsfrequenz des Antriebes abzustimmen.
- Das Betriebsverhalten einer nicht-okklusiven Schlauchpumpe ist mit einem gekoppelten Simulationsmodell, bestehend aus den Domänen Hydraulik, MKS und FEM, modellierbar.

- Das Funktionsmuster der nicht-okklusiven Schlauchpumpe verursacht beim Pumpen von Schweineblut im Direktvergleich mit einer konventionellen Schlauchpumpe 55 % weniger Hämolyse.

Abbildung 9.1 fasst die Inhalte der Arbeit ausgehend von der Motivation, über das Lösungskonzept, den Aufbau des Funktionsmusters, die Hämolyseuntersuchung als Auszug der Experimente, sowie die Modellierung und Simulation grafisch zusammen.

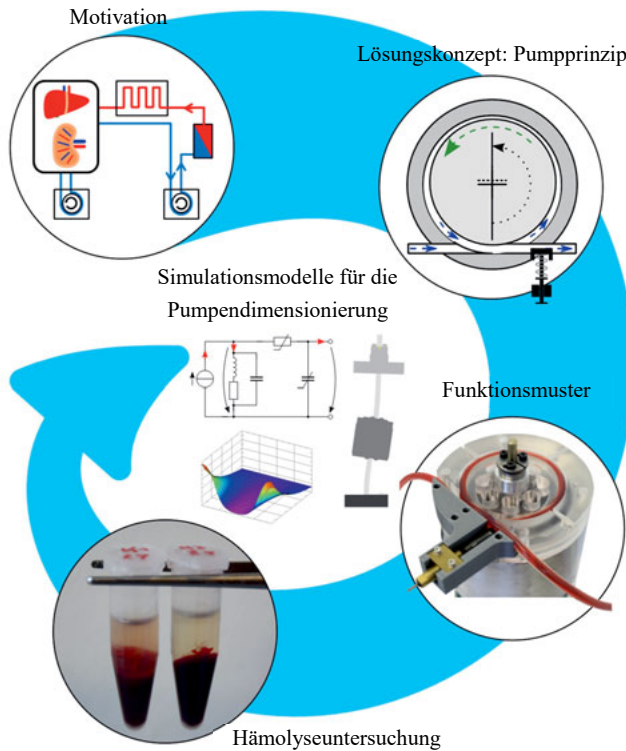


Abbildung 9.1: Grafische Darstellung der Teilabschnitte der Arbeit

## 9.2 Ausblick

Im Anschluss an die vorliegende Ausarbeitung bieten sich weiterführende Arbeiten hinsichtlich einer Verbesserung der Simulationsmodelle, der Optimierung und Skalierung der hydraulischen Parameter inklusive des Pumpenaufbaus, der konstruktiven Umsetzung der Pumpe sowie der weiteren experimentellen Untersuchung des Pumpverhaltens an.

Die Rückstellkraft des verwendeten Pumpenschlauches und die daraus abgeleitete Ersatzfedersteife  $c_{\text{tube,d}}$  spielen sowohl für das hydraulische Modell als auch für die mechanische Last des MKS-Modells eine zentrale Rolle. Aus diesem Grund sollte untersucht werden, ob die charakteristische Kraft-Weg-Kennlinie der Rückstellkraft des Pumpenschlauches mit Hilfe eines analytischen Modells abgebildet werden kann. Auf diese Weise würde eine Vielzahl der durchgeführten Voruntersuchungen zur Parametrisierung der Modelle entfallen.

Des Weiteren ist zu prüfen, ob sich die im Pumpenschlauch wirksamen Strömungsverhältnisse durch den Einsatz einer CFD-Simulation (Computational Fluid Dynamics) abbilden lassen. Dies könnte in einem ersten Schritt mit Hilfe von statischen Randbedingungen erfolgen. In einem weiteren Schritt ist zu prüfen, ob das Pumpprinzip mit Hilfe eines CFD-Modells mit zeitlich veränderlichen Randbedingungen modellierbar ist. Die infolge der exzentrischen Oszillation erzeugte, zeitlich veränderliche Schlauchgeometrie in der Pumpeneinheit bildet dabei die Randbedingung der Simulation. Aufgrund der Komplexität dieser Simulation ist dabei von einem sehr hohen Rechenzeitaufwand auszugehen.

Aufbauend auf den im Rahmen dieser Arbeit erstellten Simulationsmodellen sind Nennwertoptimierungen möglich. Ziele dieser Optimierungen können zum einen hydraulische Parameter, wie z. B.  $p_{\text{max}}$ , oder die Skalierung des Pumpenaufbaus sein. Auf diese Weise kann das Pumpprinzip für eine bestimmte Anwendung spezifiziert werden. Des Weiteren lassen sich Optimierungsrechnungen hinsichtlich der Geometrie der Pumpeneinheit, der Auslegung des Schwingankerantriebs und des Resistors durchführen, um die hydraulische Leistung zu steigern.

Hinsichtlich einer Skalierung der Pumpeneinheit ist jedoch stets der Zusammenhang zwischen der Pulswellengeschwindigkeit  $v_{\text{pulse}}$  und der Oszillationsfrequenz  $f$  zu beachten. Beispielsweise führen geringere Schlauchinnendurchmesser zu erhöhten Pulswellengeschwindigkeiten, woraus auch eine höhere Oszillationsfrequenz zum Betrieb der nicht-okklusiven Schlauchpumpe resultiert. Letzteres wird im Schwingankerantrieb durch die Trägheit der bewegten Teile begrenzt.

Parallel zu den bereits beschriebenen Maßnahmen können außerdem konstruktive Veränderungen am Pumpenaufbau durchgeführt werden, um das Pumpverhalten zu verbessern. Wie in Abschnitt 7.1.2 beschrieben, weicht die Trajektorie des Koppelgliedes während des Betriebs von der Form eines idealen Kreises ab. Zur Verbesserung des Betriebsverhaltens ist daher zu prüfen, ob eine kreissymmetrische Koppelgliedtrajektorie mit Hilfe von konstruktiven Veränderungen am Schwinganker und am elektromagnetischen Wandler erreichbar ist. Des Weiteren können durch Variationen am Aufbau der Resistorbaugruppe, beispielsweise durch den Einsatz einer Blattfeder, optimierte dynamische Eigenschaften erreicht werden.

Aufgrund der Teilokklusion des Pumpenschlauches ist das Pumpprinzip nicht selbstansaugend. Dieser Nachteil gegenüber konventionellen Rollenpumpen kann beispielsweise durch die Realisierung eines Ansaugmodus aufgehoben werden. Für diesen Modus bietet sich eine sehr geringe

Oszillationsfrequenz mit einer großen Oszillationsamplitude an. Somit arbeitet die Pumpe zu Beginn für ein kurzes Zeitintervall im vollokklusiven Betrieb, um das Pumpmedium anzusaugen. Nach initialer Befüllung des Pumpenschlauches kann in den teilokklusiven Betrieb gewechselt werden.

Die im Rahmen der Arbeit durchgeführten experimentellen Untersuchungen dienen hauptsächlich der Verifizierung der aufgebauten Simulationsmodelle und der Validierung des Lösungskonzepts. Zur vollständigen Charakterisierung des Pumpverhaltens sind weitere Untersuchungen, beispielsweise hinsichtlich des Verhaltens mit Pumpmedien erhöhter Viskosität, durchzuführen. Zusätzlich dazu ist der Einfluss der Betriebsparameter wie z. B. Oszillationsfrequenz  $f$ , Oszillationsamplitude  $r_{\text{osc}}$  und Arbeitspunkt der Schlauchquetschung  $s_{\text{op}}$  an der Resistorwirkstelle auf die verursachte Blutschädigung zu untersuchen.

# Glossar

Die Begriffserklärungen sind folgenden Quellen entnommen: [FAH15, SCH10].

Begriff	Erklärung
Blutplasma	flüssiger Anteil des Blutes
Erythrozyten	rote Blutkörperchen, dienen dem Sauerstofftransport
Hämatokrit	zelluläre Bestandteile des Blutes
Koagulation	Blutgerinnung
Leukozyten	weiße Blutkörperchen, dienen der Abwehrfunktion
Thrombozyten	Blutplättchen, dienen der Blutgerinnung

## Anhang A: Herleitung der Schlauchquerschnittsfläche

Die Herleitung der inneren Schlauchquerschnittsfläche  $A_{\text{tube}}$  erfolgt mit Hilfe der in Abbildung A.1 dargestellten Geometrie. Außerdem gelten die in Abschnitt 5.1.3 getroffenen Annahmen.

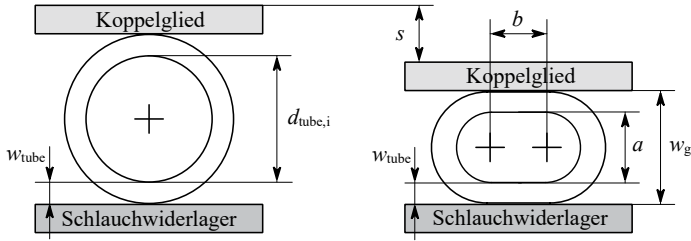


Abbildung A.1: Schlauchgeometrie zur Herleitung der inneren Schlauchquerschnittsfläche  $A_{\text{tube}}$

Die innere Schlauchquerschnittsfläche  $A_{\text{tube}}$  ergibt sich aus der Überlagerung der Fläche eines Kreises mit dem Durchmesser der Kantenlänge  $a$  und einem Rechteck der Kantenlängen  $a$  und  $b$ :

$$A_{\text{tube}} = \frac{\pi}{4} \cdot a^2 + a \cdot b. \quad (\text{A.1})$$

Aufgrund der Annahme eines inkompressiblen Schlauchmaterials mit konstanter Wanddicke  $w_{\text{tube}}$  und konstantem inneren Umfang  $u_{\text{tube},i}$  des Schlauchquerschnittes (vgl. Abschnitt 5.1.3) folgt daraus:

$$u_{\text{tube},i}(s=0) = u_{\text{tube},i}(s \neq 0), \quad (\text{A.2})$$

$$\pi \cdot d_{\text{tube},i} = 2 \cdot b + \pi \cdot a, \quad (\text{A.3})$$

$$b = \frac{\pi \cdot (d_{\text{tube},i} - a)}{2}. \quad (\text{A.4})$$

Entsprechend der angenommenen Inkompressibilität des Schlauchmaterials gilt mit der Schlauchquetschung  $s$  außerdem:

$$a = d_{\text{tube},i} - s. \quad (\text{A.5})$$

Durch Einsetzen der Gl. (A.4) und Gl. (A.5) in Gl. (A.1) erhält man durch Umformen Gl. (A.6). Diese Gleichung beschreibt die innere Schlauchquerschnittsfläche  $A_{\text{tube}}$  in Abhängigkeit der Schlauchquetschung  $s$  und des Schlauchinnendurchmessers  $d_{\text{tube},i}$ :

$$A_{\text{tube}}(s) = \frac{\pi}{4} \cdot (d_{\text{tube},i}^2 - s^2). \quad (\text{A.6})$$

Diese Berechnungsvorschrift lässt sich mit Gl. (A.7) in Gl. (A.8) umformen:

$$s = d_{\text{tube},i} + 2 \cdot w_{\text{tube}} - w_g, \quad (\text{A.7})$$

$$A_{\text{tube}}(w_g) = \frac{\pi}{4} \cdot (d_{\text{tube},i}^2 - (d_{\text{tube},i} + 2 \cdot w_{\text{tube}} - w_g)^2). \quad (\text{A.8})$$



## Anhang B: Herleitung Volumenstrom durch Teilokklusion

Die Herleitung des durch Teilokklusion erzeugten Volumenstromes  $Q_{\text{disp}}$  erfolgt anhand der in Abbildung B.1 dargestellten abstrahierten Draufsicht auf den Pumpenkopf. Dazu wurde folgender Ansatz gewählt (vgl. Anhang A und Gl. (5.17)):

$$A_{\text{tube}}(w_g) = \frac{\pi}{4} \cdot \left( d_{\text{tube},i}^2 - (d_{\text{tube},i} + 2 \cdot w_{\text{tube}} - w_g)^2 \right), \quad (\text{B.1})$$

$$Q_{\text{disp}} = \left( \oint A_{\text{tube}}(w_g(\varphi)) ds - \oint A_{\text{tube}}(w_g = w_{g0} - r_{\text{osc}}) ds \right) \cdot f. \quad (\text{B.2})$$

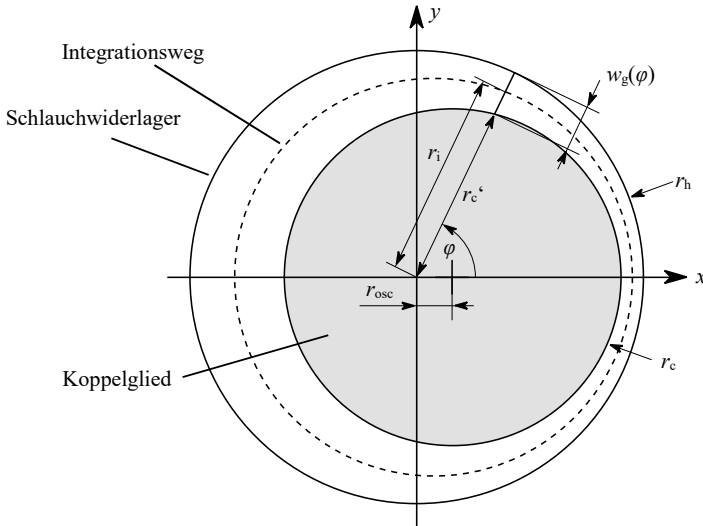


Abbildung B.1: Geometrische Größen zur Herleitung des Volumenstromes  $Q_{\text{disp}}$

Die Kreisgleichung des im Ursprung um  $r_{\text{osc}}$  verschobenen Koppelglieds wird durch Gl. (B.3) beschrieben. In Abhängigkeit des Winkels  $\varphi$  kann die Geometrie des Koppelglieds außerdem anhand der  $x$ - und  $y$ -Komponenten bzw. des Radius  $r_c'$  beschrieben werden:

$$r_c'^2 = (x - r_{\text{osc}})^2 + y^2, \quad (\text{B.3})$$

$$x = r_c' \cdot \cos \varphi, \quad (\text{B.4})$$

$$y = r_c' \cdot \sin \varphi. \quad (\text{B.5})$$

Durch Einsetzen der Gl. (B.4) und Gl. (B.5) in Gl. (B.3) folgt:

$$r_c'^2 - 2 \cdot r_c' \cdot \cos \varphi \cdot r_{\text{osc}} + r_{\text{osc}}^2 - r_c^2 = 0. \quad (\text{B.6})$$

Gl. (B.7) ist die positive Lösung von Gl. (B.6). Sie beschreibt die Geometrie des Koppelglieds in Abhängigkeit des Winkels  $\varphi$ . Auf Basis dieser Gleichung können im nächsten Schritt die Nutbreite  $w_g(\varphi)$  und der Radius  $r_i(\varphi)$  des Integrationsweges berechnet werden:

$$r_c'(\varphi) = \cos \varphi \cdot r_{\text{osc}} + \sqrt{r_c^2 - (\sin \varphi \cdot r_{\text{osc}})^2}, \quad (\text{B.7})$$

$$\begin{aligned} w_g(\varphi) &= r_h - r_c'(\varphi) = r_c + w_{g0} - r_c'(\varphi) \\ &= r_c + w_{g0} - \cos \varphi \cdot r_{\text{osc}} + \sqrt{r_c^2 - (\sin \varphi \cdot r_{\text{osc}})^2}, \end{aligned} \quad (\text{B.8})$$

$$\begin{aligned} r_i(\varphi) &= \frac{r_h + r_c'(\varphi)}{2} = \frac{r_c + w_{g0} + r_c'(\varphi)}{2} \\ &= \frac{r_c + w_{g0} + \cos \varphi \cdot r_{\text{osc}} + \sqrt{r_c^2 - (\sin \varphi \cdot r_{\text{osc}})^2}}{2}. \end{aligned} \quad (\text{B.9})$$

Der Integrationsweg dient zum Berechnen des Schlauchvolumens und verläuft mittig zwischen dem Koppelglied und dem Schlauchwiderlager (vgl. Abbildung B.1). Die Ableitung des Integrationsweges nach dem Winkel  $\varphi$  ist wie folgt definiert:

$$\frac{\partial r_i(\varphi)}{\partial \varphi} = -\frac{1}{2} \left( 1 + \frac{r_{\text{osc}} \cdot \cos \varphi}{\sqrt{r_c^2 - (\sin \varphi \cdot r_{\text{osc}})^2}} \right). \quad (\text{B.10})$$

Nach Gl. (B.11) ist der Übergang vom kartesischen Kurvenintegral zur Beschreibung in Polarkoordinaten mit Hilfe des Wegelementes  $ds$  möglich. Auf diese Weise kann das Kurvenintegral (Gl. (B.2)) vollständig durch den Winkel  $\varphi$  beschrieben werden und ist somit durch Einsetzen aller hergeleiteten Gleichungen in Abhängigkeit von  $r_{\text{osc}}$ ,  $f$ ,  $d_{\text{tube},i}$ ,  $w_{\text{tube}}$ ,  $w_{g0}$  und  $r_c$  numerisch lösbar:

$$ds = \sqrt{r_i(\varphi)^2 + \left( \frac{\partial r_i(\varphi)}{\partial \varphi} \right)^2} \cdot d\varphi. \quad (\text{B.11})$$

Gl. (B.12) zeigt das finale Integral. Aufgrund der Übersichtlichkeit wurden dabei nicht alle Einzelgleichungen eingesetzt:

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{disp}} &= \int_0^{2\pi} A_{\text{tube}}(w_g(\varphi)) \cdot \sqrt{r_i(\varphi)^2 + \left(\frac{\partial r_i(\varphi)}{\partial \varphi}\right)^2} \cdot d\varphi \cdot f \\
 &\quad - \int_0^{2\pi} A_{\text{tube}}(w_g = w_{g0} - r_{\text{osc}}) \cdot \sqrt{r_i(\varphi)^2 + \left(\frac{\partial r_i(\varphi)}{\partial \varphi}\right)^2} \cdot d\varphi \cdot f.
 \end{aligned}
 \tag{B.12}$$

## Anhang C: Umformung der Schlauchrückstellkräfte

Für das Berechnen der mechanischen Lasten ist es notwendig, die in Abschnitt 5.1.3 bestimmten Größen Schlauchrückstellkraft  $F_{\text{tube}}$  und dynamische Federsteife  $c_{\text{tube,d}}$  auf die in der Pumpeneinheit wirkenden Flächen umzuformen. Diese Umformung kann über ein Verhältnis der Wirkflächen  $A_1$  und  $A_2$  zu den entsprechenden Kräften  $F_1$  und  $F_2$  durchgeführt werden:

$$\frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2}. \quad (\text{C.1})$$

Die Umrechnung der in Abschnitt 5.1.3 gemessenen Rückstellkraft  $F_1 = F_{\text{tube}}$  in die in der Pumpeneinheit wirkende Rückstellkraft  $F_2 = F_{\text{tube,l}}$  erfolgt über das Verhältnis der für die Messung von  $F_{\text{tube}}$  genutzten Wirkfläche  $A_1$  und die in der Pumpeneinheit vorliegende Wirkfläche  $A_2$ .  $A_1$  kann mit Hilfe einer rechteckigen Wirkfläche mit den Abmessungen 10 mm (vgl. Abbildung 5.7) und der Kantenlänge  $b$  des verformten Schlauches als Näherung verwendet werden. In der Pumpeneinheit kommt während des Betriebs der auf die Kantenlänge  $b$  des verformten Pumpenschlauches projizierte Umfang des Koppelgliedes zum Tragen. Abbildung C.1 veranschaulicht diese Projektion.

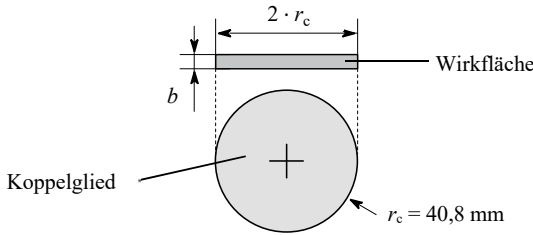


Abbildung C.1: Schematische Darstellung der in der Pumpeneinheit zwischen Koppelglied und Pumpenschlauch wirkenden Kontaktfläche

Somit ergibt sich aus Gl. (C.1) folgendes Verhältnis:

$$\frac{F_{\text{tube}}}{10 \text{ mm} \cdot b} = \frac{F_{\text{tube,l}}}{2 \cdot r_c \cdot b}, \quad (\text{C.2})$$

$$F_{\text{tube,l}} = F_{\text{tube}} \cdot \frac{2 \cdot r_c}{10 \text{ mm}} = F_{\text{tube}} \cdot 8,16. \quad (\text{C.3})$$

Dieses Verhältnis lässt sich ebenfalls auf die in Abschnitt 5.1.3 bestimmte dynamische Ersatzfedersteife  $c_{\text{tube,d}}$  und die in der Pumpeneinheit wirkende Konstante  $c_{\text{tube,d,l}}$  übertragen:

$$\frac{c_{\text{tube,d}}}{10 \text{ mm} \cdot b} = \frac{c_{\text{tube,d,l}}}{2 \cdot r_c \cdot b}, \quad (\text{C.4})$$

$$c_{\text{tube,d,l}} = c_{\text{tube,d}} \cdot \frac{2 \cdot r_c}{10 \text{ mm}} = c_{\text{tube,d}} \cdot 8,16. \quad (\text{C.5})$$

## Literaturverzeichnis

- [ARO05] Arora, D.: Computational Hemodynamics: Hemolysis and Viscoelasticity. PhD thesis, Rice University, Houston, 2005.
- [BAU82] Baumgart, G.: Die Schlauchpumpe. Wissenschaft und Fortschritt, Vol. 32, Nr. 8, 1982, S. 300 - 304.
- [BIO19] Bioanalytic GmbH: Hämoglobin (fHb) freies Hämoglobin. <http://www.bioanalytic.de/de/product/article/haemoglobin-fhb.html> (Stand: 22.10.19).
- [BIO19a] Bioanalytic GmbH: Hämoglobin (Hb). <https://www.bioanalytic.de/de/product/article/haemoglobin-hb.html> (Stand: 28.11.19).
- [BLE15] Bley, C.-H. et al.: Anatomie, Physiologie. Stuttgart, Thieme Verlag, 2015. ISBN 978-3131656117.
- [BLU69] Bluestein, M.; Mockros, F. F.: Hemolytic Effects of Energy Dissipation in Flowing Blood. Medical and biological engineering, Vol. 7, Nr. 1, 1969, S. 1 - 16.
- [BOD58] Patent US000002960317A (1960-11-15) Apparatus for generating and transmitting sonic vibrations. Bodine, A. G. Pr. 77227058 1958-11-06.
- [BOE13] Boeken, U.; Assmann, A.; Born, F.; Schmid, C.: Mechanische Herz-Kreislauf-Unterstützung. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag 2013. ISBN 978-3-642-29407-5.
- [BÖS12] Böswirth, L.; Bschorer, S.: Technische Strömungslehre. 9. Aufl. Wiesbaden: Vieweg + Teubner Verlag 2012. ISBN 978-3-8348-1718-1.
- [BÖT06] Böttcher, W.; Woysch, H.: Die erste erfolgreiche herzchirurgische Operation mit Hilfe der Herz-Lungen-Maschine. Zeitschrift für Herz-,Thorax- und Gefäßchirurgie, Vol. 20, Nr. 6, 2006, S. 248 - 260.
- [CHI70] Chien, S.: Shear Dependence of Effective Cell Volume as a Determinant of Blood Viscosity. Science, Vol. 168, Nr. 3934, 1970, S. 977- 979.
- [COL19] Cole-Parmer GmbH: MCP Process. [http://www.ismatec.de/de\\_d/pumpen/s\\_mcp\\_bvp/mcp\\_proc.htm](http://www.ismatec.de/de_d/pumpen/s_mcp_bvp/mcp_proc.htm) (Stand: 03.12.2019).
- [CON13] Conrad, K.-J.: Grundlagen der Konstruktionslehre. 6. Aufl. München: Carl Hanser Verlag 2013. ISBN 978-3-446-43533-9.

- [DAN16] Dannenberg, A. S.: Einweg-Mikro-Membranpumpen mit trennbarer Aktorik zur Insulindosierung. Dissertation, Albert-Ludwigs-Universität Freiburg im Breisgau, 2016.
- [DEB34] Debaquey, M.: A Simple Continious-Flow Blood Transfusion Instrument. New Orleans Medical and Surgical Journal, Vol. 87, Nr. 6, 1934, S. 386 - 389.
- [DRU80] Druschke, A. R.; Peschel, M.; Schwaar, M.: Elektromechanische Wandler nach dem Wanderfeldprinzip und ihre Anwendungsmöglichkeiten insbesondere in der Medizintechnik. messen-steuern-regeln, Vol. 23, 1980, Nr. 8, S. 432-435.
- [DRU81] Patent DD156386C2 (1988-02-13) Elektrisch betriebene Pumpe. Druschke, A.-R.; Peschel, M. Pr. DD156386A1 1981-02-13.
- [FAH15] Fahlke, C.; Linke, W.; Raßler, B.; Wiesner, R.: Taschenatlas Physiologie. 2. Aufl. München: Urban & Fischer Verlag, 2015. ISBN 978-3-437-41918-8.
- [FLA15] Flade, M.: Entwicklung eines Aktors zum Anregen einer Impedanzpumpe. Studienarbeit, Technische Universität Dresden, Betreuer: S. Pech, 2015.
- [FRA12] Fraser, K. H. et al.: A Quantitative Comparison of Mechanical Blood Damage Parameters in Rotary Ventricular Assist Devices: Shear Stress, Exposure Time and Hemolysis Index. Journal of Biomechanical Engineering, Vol. 134, Nr. 8 , 2012, S. 081002.
- [FUC67] Fuchslöcher, E.; Schulz, H.: Die Pumpen. Arbeitsweise, Berechnung, Konstruktion. 12. Aufl. Berlin, Heidelberg: Springer Verlag 1967. ISBN 978-3-540-03805-4.
- [GEB11] Geberth S.; Nowak, R.: Praxis der Dialyse. Berlin, Heidelberg: Springer Verlag, 2011. ISBN 978-3-642-13098-4.
- [GEL88] Gellert, K.: Die kontinuierliche Perfusion der Leber zur experimentellen Organkonservierung. Dissertation, Humboldt-Universität Berlin, 1988.
- [GIB49] Patent US 2659368 (1953-11-17) Extracorporeal Circulation Device. Gibbon, J. H. et al. Pr. 2659368 1949-05-28.
- [GIJ99] Gijzen, F. J. H.; van de Vosse, F. N.; Janssen, J. D.: The influence of the non-Newtonian properties of blood on the flow in large arteries: steady flow in a carotid bifurcation model. Journal of Biomechanics, Vol. 32, Nr. 6, 1999, S. 601 - 608.
- [GRA15] Gransow, M. et al.: Prozessanalyse zur Ex-vivo Nierenperfusion - Fokus: Autoregulation. at - Automatisierungstechnik, Vol. 63, Nr. 1, 2015, S. 23 - 31.

- [GRA17] Gransow, M.: Identifikation und Mehrgrößenregelung von isolierten Organen in Perfusionssystemen mit nichtlinear dynamischen und wissensbasierten Methoden. Dissertation, TU Dresden, 2017.
- [GRO15] Grollius, H.-W.: Grundlagen der Hydraulik. 7. Aufl. München: Carl Hanser Verlag 2015. ISBN 978-3-446-44275-7.
- [GÜL13] Gülich, J. F.: Kreispumpen. 4. Aufl. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag 2013. ISBN 978-3-642-40031-5.
- [GUT00] Gutensohn, K. et al.: In Vitro Analysis of Diamond-like Carbon Coated Stents: Reduction of Metal Iron Release, Platele Activation, and Thrombogenicity. Thrombosis Research, Vol. 99, Nr. 6, 2000, S. 577 - 585.
- [HAN99] Hansbro, S. D. et al.: Haemolysis during cardiopulmonary bypass: an in vivo comparison of standard roller pumps, nonocclusive roller pumps and centrifugal pumps. Perfusion, Vol. 14, Nr. 1, 1999, S. 3 - 10.
- [HEI91] Heinz, G. J. et al.: Routine Extracorporeal Circulation with a Centrifugal or Roller Pump. ASAIO Transactions, Vol. 37, Nr. 3, 1991, S. M487 - M489.
- [HIC05] Hickerson, A. I.; Rinderknecht, D.; Gharib, M.: Experimental study of the behavior of a valveless impedance pump. Experiments in Fluids, Vol. 38, Nr. 4, 2005, S. 534 - 540.
- [HIC05a] Hickerson, A. I.: An Experimental Analysis of the Characteristic Behaviors of an Impedance Pump. PhD thesis, California Institute of Technology, Pasadena, 2005.
- [HIC06] Hickerson, A. I.; Gharib, M.: On the resonance of a pliant tube as a mechanism for valveless pumping. Journal of Fluid Mechanics, Vol. 555, 2006, S. 141 - 148.
- [HOF16] Hoffmeier, K. L.: Ein neuer Typus pulsationsfreier linearer Schlauchpumpen. Dissertation, Technische Universität Ilmenau, 2016.
- [HOF81] Hoffmann, U.: Von der Mimosä zur Perfusionsanlage. Spectrum, Vol. 12, 1981, S. 24- 26.
- [ISO16] ISO 15674:2016-08, Cardiovascular implants and artificial organs - Hard-shell cardiectomy/venous reservoir systems (with/without filter) and soft venous reservoir bags. Berlin, Wien, Zürich: Beuth Verlag, 2016.
- [KIM98] Kim, W. G.; Yoon, C. J.: Roller Pump Induced Tubing Wear of Polyvinylchloride and Silicone Rubber Tubing: Phase Contrast and Scanning Electron Microscopic Studies. Artificial Organs, Vol. 22, Nr. 10, 1998, S. 892 - 897.
- [KLÜ12] Klüss, C.: Extrakorporale Membran Oxygenierung (ECMO) und Extrakorporales Life Support System (ECLS). Intensiv News, Nr. 4, 2012, S. 26 - 30.



- [KOR78] Korteweg, D. J.: Ueber die Fortpflanzungsgeschwindigkeit des Schalls in elastischen Röhren. *Annalen der Physik*, Vol. 241, Nr. 12, 1878, S. 525 - 542.
- [KRA11] Kramme, R.: *Medizintechnik*. 4. Aufl. Berlin, Heidelberg, New York: Springer-Verlag 2011. ISBN 978-3-642-16186-5.
- [KUD04] Kudarauskas, S.: *Introduction to oscillating electrical machines*. Klaipeda University Press 2004. ISBN 9955-585-75-7.
- [KUS63] Kusserow, B. K.; Kendall, L. W.: In Vitro Changes in the Corpuscular Elements of Blood Flowing in Tubular Conduits. *ASAIO Journal*, Vol. 9, Nr. 1, 1963, S. 262 - 268.
- [LEV72] Leverett, L. B. et al.: Red Blood Cell Damage by Shear Stress. *Biophysical Journal*, Vol. 12, Nr. 3, 1972, S. 257 - 273.
- [LIE15] Liebhold, A.: Extrakorporale Zirkulation. Derzeitiger Stand und aktuelle Entwicklungen. *Zeitschrift für Herz-,Thorax- und Gefäßchirurgie*, Vol. 29, Nr. 5, 2015, S. 299 - 311.
- [LIE54] Liebau, G.: Über ein ventillosos Pumpprinzip. *The Science of Nature*, Vol. 41, Nr. 14, 1954, S. 327.
- [LIU17] Liu, Y.; Faria, M.; Leonard, E.: Spallation of Small Particles From Peristaltic Pump Tube Segments. *Artificial Organs*, Vol. 41, Nr. 7, 2017, S. 672 - 677.
- [MUL05] Mulholland, J. W.; Shelton J.C.; Luo, X.Y.: Blood flow and damage by roller pumps during cardiopulmonary bypass. *Journal of Fluids and Structures*, Vol. 20, Nr. 1, 2005, S. 129 - 140.
- [NOO85] Noon, G. P. et al.: Reduction of Blood Trauma in Roller Pumps for Long-term Perfusion. *World Journal of Surgery*, Vol. 9, Nr. 1, 1985, S. 68 - 71.
- [ORE82] Orenstein, J. et al.: Microemboli observed in deaths Following cardiopulmonary bypass surgery. *Human pathology*, Vol. 13, Nr. 12, 1982, S. 1082 - 1090.
- [PAU03] Paul, R. et al.: Shear Stress Related Blood Damage in Laminar Couette Flow. *Artificial Organs*, Vol. 27, Nr. 6, 2003, S. 517 - 529.
- [PAU12] Paul, S.; Paul, R.: *Grundlagen der Elektrotechnik und Elektronik 2*. Berlin, Heidelberg: Springer Verlag 2012. ISBN 978-3-642-24156-7.
- [PEC17] Offenlegungsschrift DE 10 2017 114 950 A1 (2019-01-10) Elektrisch betreibbare Schlauchpumpe. Pech, S. et al. Pr. DE 10 2017 114 950 A1 2017-07-05.

- [PEC17a] Pech S. et al.: Electromagnetic Actuator of a Gentle Pump Mechanism for Blood Transport. Proc. of the 59th Ilmenau Scientific Colloquium (59th IWK), Ilmenau, 11-15 September 2017, ISBN: 978-3-86360-160-7, urn:nbn:de:gbv:ilm1-2017iwk-020:2.
- [PEC18] Pech, S. et al.: Multibody Simulation of an Electromagnetic Actuator for a Gentle Blood Pump Mechanism. Proc. of the 4th World Congress on Electrical Engineering and Computer Systems and Science (EECSS'18), Madrid, 21 - 23 August 2018, ISBN: 978-1-927877-49-4, DOI: 10.11159/icbes18.110.
- [PEC19] Patentanmeldung Aktenzeichen DPMA: 10 2019 102 432.3 (2019-01-31) Schlauchpumpe. Pech, S.; Rathmann, H.; Richter, R. Pr. 10 2019 102 432.3 2019-01-31.
- [PEE00] Peek, G. J. et al.: Spallation performance of extracorporeal membrane oxygenation tubing. Perfusion, Vol. 15, Nr. 5, 2000, S. 457 - 466.
- [PIE17] Pietruschka, W.-J.: Validierung eines oszillometrischen Gerätes - Vascular Explorer (VE) - zur nicht-invasiven Bestimmung der aortalen Pulswellengeschwindigkeit als Surrogatparameter der arteriellen Gefäßsteifigkeit gegen die invasive Goldstandardmethode. Dissertation, Ernst-Moritz-Arndt-Universität Greifswald, 2017.
- [POL08] Poll, R.; Rabenau, M.: Technikrelevante Lebensstrukturen und -prozesse. Dresdner Beiträge zur Medizintechnik Band 5, Dresden: TUDpress Verlag der Wissenschaft 2008. ISBN 978-3-940046-76-5.
- [POL09] Polaschegg, H.-D.: Red Blood Cell Damage from Extracorporeal Circulation in Hemodialysis. Seminars in Dialysis, Vol. 22, Nr. 5, 2009, S. 524 - 531.
- [PRA84] Prager, R.: Technisches Handbuch Pumpen. 6. Aufl. Halle: VEB Verlag Technik Berlin 1984.
- [QUA15] Quante, M.; Tullius, S.: Konservierungsmethoden von Organen für die Transplantation. Deutsches Ärzteblatt, Jahrgang 112, Nr. 6, 2015, S. 235 - 237.
- [RAU19] Raumedic AG: ECC-Schlauch. <https://www.raumedic.com/de/technologien/extrusion/ecc-schlauch/> (Stand: 13.06.2019).
- [RAW97] Rwan, D. J. et al.: An under-occluded roller pump is less hemolytic than a centrifugal pump. Journal of Extracorporeal Technology, Vol. 29, 1997, S. 15 - 18.
- [RIC08] Richter, R.: Dimensionierung und Gestaltung von automatischen Injektionsgeräten für Insulin. Dissertation, Technische Universität Dresden, 2008.

- [SAN04] Sander, B.: Numerische Untersuchung an einem abdominellen Aortenaneurysma. Dissertation, Universität Stuttgart, 2004.
- [SCH10] Schmidt, R. F.; Lang, F.; Heckmann, M.: Physiologie des Menschen. 31. Aufl. Heidelberg: Springer Medizin Verlag 2010. ISBN 978-3-642-01650-9.
- [SCH11] Schmid, C.; Philipp, A.: Leitfaden extrakorporale Zirkulation. Heidelberg: Springer Medizin Verlag 2011. ISBN 978-3-642-17002-7.
- [SCH18] Schröder, R.: Rheologie der Kunststoffe. München: Carl Hanser Verlag 2018. ISBN 978-3-446-45405-7.
- [SIL12] Silbernagl, S.; Despopoulos, A.: Taschenatlas Physiologie. 8. Aufl. Stuttgart: Georg Thieme Verlag 2012. ISBN 978-3-13-567708-8.
- [SON19] Sonotec GmbH: Sonoflow CO.55. <https://www.sonotec.de/produkte/nicht-invasive-fluessigkeitsueberwachung/durchflussmessung/sonoflow-clamp-on-sensor/> (Stand: 10.10.2019).
- [SOR19] Sorin Group: Compactflo Evolution. [http://sorin.fleepit.com/PDFUSERS/Sorin\\_CP/011544\\_06.pdf](http://sorin.fleepit.com/PDFUSERS/Sorin_CP/011544_06.pdf) (Stand: 08.08.2019).
- [STA19] Statistisches Bundesamt (Destatis). [https://www.destatis.de/DE/Themen/Gesellschaft-Umwelt/Gesundheit/Todesursachen/\\_inhalt.htm](https://www.destatis.de/DE/Themen/Gesellschaft-Umwelt/Gesundheit/Todesursachen/_inhalt.htm) (Stand: 15.03.2019).
- [TAK83] Takahashi, T.; Williams, R. J.: Thermal Shock Hemolysis in Human Red Cells. Cryobiology, Vol. 20, Nr. 5, 1983, S. 507 - 520.
- [TAM97] Tamari, Y. et al.: A Dynamic Method for Setting Roller Pumps Nonocclusively Reduces Hemolysis and Predicts Retrograde Flow. ASAIO Journal, Vol. 43, Nr. 1, 1997, S. 39 - 52.
- [VET06] Vetter, G.: Rotierende Verdrängerpumpen für die Prozesstechnik. Essen: Vulkan Verlag 2006. ISBN 978-3-8027-2173-1.
- [WEE66] Weed, R. I.; Reed, C. F.: Membrane Alterations Leading to Red Cell Destruction. American Journal of Medicine, Vol. 41, Nr. 5, 1966, S. 681 - 698.
- [WIL61] William, G. E. et al.: An Improved 360° Single Roller Spring Loaded Blood Pump. ASAIO Journal, Vol. 7, Nr. 1, 1961, S. 167 - 174.
- [WUL18] Wulfert, S.: Entwicklung und Validierung eines Kraftmodells der Schlauchkräfte beim Betrieb von Schlauchpumpen. Studienarbeit, Technische Universität Dresden, Betreuer: S. Pech, 2018.
- [YAS00] Yasuda, T. et al.: An Investigation of Blood Flow Behavior and Hemolysis in Artificial Organs. ASAIO Journal, Vol. 46, Nr. 5, 2000, S. 527 - 531.





# Werden Sie Autor im VDI Verlag!

## Publizieren Sie in „Fortschritt- Berichte VDI“

Veröffentlichen Sie die Ergebnisse Ihrer interdisziplinären technikorientierten Spitzenforschung in der renommierten Schriftenreihe **Fortschritt-Berichte VDI**. Ihre Dissertationen, Habilitationen und Forschungsberichte sind hier bestens platziert:

- **Kompetente Beratung und editorische Betreuung**
- **Vergabe einer ISBN-Nr.**
- **Verbreitung der Publikation im Buchhandel**
- **Wissenschaftliches Ansehen der Reihe Fortschritt-Berichte VDI**
- **Veröffentlichung mit Nähe zum VDI**
- **Zitierfähigkeit durch Aufnahme in einschlägige Bibliographien**
- **Präsenz in Fach-, Uni- und Landesbibliotheken**
- **Schnelle, einfache und kostengünstige Abwicklung**

**PROFITIEREN SIE VON UNSEREM RENOMMEE!**

[www.vdi-nachrichten.com/autorwerden](http://www.vdi-nachrichten.com/autorwerden)

VDI verlag

## Die Reihen der Fortschritt-Berichte VDI:

- 1 Konstruktionstechnik/Maschinenelemente
  - 2 Fertigungstechnik
  - 3 Verfahrenstechnik
  - 4 Bauingenieurwesen
- 5 Grund- und Werkstoffe/Kunststoffe
  - 6 Energietechnik
  - 7 Strömungstechnik
- 8 Mess-, Steuerungs- und Regelungstechnik
  - 9 Elektronik/Mikro- und Nanotechnik
  - 10 Informatik/Kommunikation
  - 11 Schwingungstechnik
- 12 Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik
  - 13 Fördertechnik/Logistik
- 14 Landtechnik/Lebensmitteltechnik
  - 15 Umwelttechnik
  - 16 Technik und Wirtschaft
- 17 Biotechnik/Medizintechnik
- 18 Mechanik/Bruchmechanik
- 19 Wärmetechnik/Kältetechnik
- 20 Rechnerunterstützte Verfahren (CAD, CAM, CAE CAQ, CIM ...)
  - 21 Elektrotechnik
  - 22 Mensch-Maschine-Systeme
- 23 Technische Gebäudeausrüstung

ISBN 978-3-18-329817-4